



Static analysis, fatigue and buckling of connecting rod by finite element method

Bahman Rahmatinejad^{*}, Hossein Rahimi Asiabaraki^{*}, Farzin Azimpour Shishevan

Department of Mechanical Engineering, National University of Skills (NUS), Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Connecting Rod
Finite Element
Static Analysis
Fatigue
Buckling

ABSTRACT

The connecting rod is one of the most important components of an assembled engine, transferring energy from the piston to the crankshaft and converting the linear and reciprocating motion of the piston into the rotational motion of the crankshaft. The connecting rod operates under very complex conditions and is subjected to stress not only due to its mechanism but also because of inertial forces. Its behavior is influenced by fatigue phenomena resulting from cyclic reversible loads. In this study, the static analysis, fatigue, and buckling of the connecting rod were performed using the finite element method and the ANSYS software. Initially, the dimensions of the connecting rod were measured with an accuracy of 0.1 millimeters and then modeled in SolidWorks before being transferred to ANSYS for analysis. Considering the average effective pressure of the cylinder for the U650 tractor (0.8 megapascals) and the mechanical efficiency of the engine (0.7), the maximum force was calculated to be 9500 newtons. The results indicated that the maximum tensile and compressive stress is 25.25 Mpa, occurring near the small end of the connecting rod, and the overall elongation due to tensile stress was calculated to be 0.018 millimeters. Additionally, the allowable number of cycles was determined to be 10^8 , and the minimum safety factor was established at 3.7.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: b_rahmati60@yahoo.com (B. Rahmatinejad) & h.rahimi@nus.ac.ir (H. Rahimi Asiabaraki)

Received 10 November 2024; Accepted 20 December 2024

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: Rahmatinejad B, Rahimi Asiabaraki H, Azimpour Shishevan F. Static analysis, fatigue and buckling of connecting rod by finite element method. The Journal of Engine Research. 2024 Nov 21;71(3):32-44. doi: 10.22034/ER.2024.2045296.1066

تحلیل استاتیکی، خستگی و کمانش شاتون به روش المان محدود

بهمن رحمتی نژاد*، حسین رحیمی آسیابارکی*، فرزین عظیم پور شیشوان

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران

اطلاعات مقاله	چکیده
کلیدواژه‌ها: دسته سمبه اجزاء محدود تحلیل استاتیکی خستگی کمانش	دسته سمبه یکی از مهم‌ترین بخش‌های همبندی‌شده موتور است که انرژی را از سمبه به میل‌لنگ منتقل می‌کند و حرکت خطی و رفت و برگشتی سمبه را به حرکت چرخشی میل‌لنگ تبدیل می‌نماید. دسته سمبه در شرایط بسیار پیچیده‌ای کار می‌کند و نه تنها به دلیل سازوکار دسته سمبه، بلکه به دلیل نیروهای لختی نیز تحت فشار قرار می‌گیرد. رفتار آن تحت تأثیر پدیده خستگی ناشی از بارهای چرخه‌ای برگشت‌پذیر است. در این پژوهش تحلیل استاتیکی و خستگی و کمانش دسته سمبه به روش اجزاء محدود و با استفاده از نرم‌افزار انسیس انجام شد. بدین منظور ابتدا ابعاد دسته سمبه با دقت ۰٫۱ میلی‌متر اندازه‌گیری و سپس در نرم‌افزار سالدورکز طراحی شد و سپس برای تحلیل به نرم‌افزار انسیس منتقل گردید. با توجه به فشار مؤثر متوسط استوانه برای تراکتور U650 (۰٫۸ مگاپاسکال) و بازده مکانیکی موتور (۰٫۷)، مقدار نیروی حداکثر ۹۵۰۰ نیوتن محاسبه شد. نتایج نشان داد حداکثر تنش کششی و فشاری برابر با ۲۵٫۲۵ مگاپاسکال است که در نزدیکی سر کوچک دسته سمبه رخ می‌دهد و تغییر طول کلی ناشی از تنش کششی ۰٫۰۱۸ میلی‌متر به دست آمد. همچنین، تعداد چرخه‌های مجاز برابر با $۱۰^۸$ و حداقل ضریب اطمینان ۳٫۷ تعیین شد.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: b_rahmati60@yahoo.com (بهمن رحمتی نژاد) و h.rahimi@nus.ac.ir (حسین رحیمی آسیابارکی)

دریافت ۲۰ آبان ۱۴۰۳؛ پذیرش ۳۰ آذر ۱۴۰۳

شاپای الکترونیکی: ۴۱۲۱-۲۳۴۵ / شاپای چاپی: ۵۲۱۴-۱۷۳۵

Cite this article: Rahmatinejad B, Rahimi Asiabarak H, Azimpour Shishevan F. Static analysis, fatigue and buckling of connecting rod by finite element method. The Journal of Engine Research. 2024 Nov 21;71(3):32-44. doi: 10.22034/ER.2024.2045296.1066

۱- مقدمه

احتراق مخلوط سوخت و هوا در موتورهای احتراق داخلی، تولید قدرت می‌کند که بخشی از آن مفید است و بخش دیگر آن توسط سامانه خنک‌کننده و دود، تلف می‌شود [۱-۳]. یکی از اجزاء مهم در موتور دسته سمبه می‌باشد. دسته سمبه قطعه‌ای است که سمبه را به میل‌لنگ متصل می‌کند و دارای دو سر و یک ساقه است. مقطع عرضی ساقه دسته سمبه به شکل حرف I در زبان انگلیسی می‌باشد؛ یعنی در میان فرو رفته و در کناره‌ها برجسته است. سرهای دسته سمبه با یکدیگر اختلاف اندازه دارند، بدین شکل که دسته سمبه دارای یک سر کوچک در بالا (جایی که به سمبه متصل می‌شود) و یک سر بزرگ در پایین (محل اتصال دسته سمبه به میل‌لنگ) می‌باشد. سر کوچک دسته سمبه به صورت یکپارچه است؛ لیکن سر بزرگ آن به صورت دوتکه ساخته می‌شود که با کمک پیچ و مهره به هم متصل می‌شوند.

دسته سمبه در درجه اول تحت بارگذاری کششی و فشاری تحت فرآیند چرخه‌ای موتور قرار دارد. این قطعه تا حد امکان سبک ساخته می‌شود؛ ولی درعین حال به اندازه لازم سخت و محکم است. برای تأمین شرایط لازم معمولاً دسته سمبه را از جنس فولاد می‌سازند. این دسته سمبه‌ها را می‌توان از فولاد 4340 و یا حتی 300M ساخت. استحکام کششی، تسلیم و سختی این فولادها به دمایی که در آن آهنگری و عملیات حرارتی می‌شوند، بستگی دارد [۴]. این استحکام برای دسته سمبه ضروری است چرا که باید ضربات ناشی از احتراق را تحمل کند و همچنین نیرویی که با قدرت روی سمبه وارد می‌شود را به میل‌لنگ منتقل نماید [۵]. نیروهای وارد بر دسته سمبه عبارت‌اند از: نیروهای ناشی از حداکثر فشار احتراق، نیروی ناشی از لختی دسته سمبه و جرم رفت و برگشتی و نیروی ناشی از اصطکاک رینگ‌ها و سمبه [۶].

محققین متعددی در زمینه تحلیل تنش‌های وارد بر دسته سمبه مطالعه نمودند که در ادامه به تعدادی از آن‌ها اشاره می‌شود:

اچ بی رامانی و همکاران [۷] دسته سمبه در شرایط بارگذاری مختلف را با استفاده از نرم‌افزار انسیس تحلیل کردند. نتایج نشان داد که حداکثر تنش فشاری در محل اتصال میله سمبه است و حداکثر تنش کششی در نیمه پایین انتهای دسته سمبه قرار دارد. آن‌ها پیشنهاد کردند که نتایج به دست آمده برای ایجاد اصلاح در طراحی دسته سمبه استفاده گردد. میشرای و سینه‌ها [۸] تحلیل تنش و بهینه‌سازی شکل دسته سمبه یک موتورسیکلت را به کمک روش اجزاء محدود به منظور کاهش جرم انجام داده و مشخص نمودند دسته سمبه بهینه شده ۹,۷۹ درصد سبک‌تر از دسته سمبه قبلی است. اسماعیل و همکاران [۹] به منظور افزایش قدرت یک موتور دیزل ۳۰۰ اسب بخار تا ۱۷ درصد، دسته سمبه را طراحی مجدد کردند و نشان دادند با اعمال تغییرات کوچک در هندسه دسته سمبه مانند افزایش ضخامت سطح مقطع ساقه، افزایش شعاع پخ‌ها و کاهش اندکی از ابعاد انتهایی دسته سمبه، می‌توان تا ۲۵,۵ درصد مقدار تنش را کاهش داد. گودارا و همکاران [۱۰] به طراحی و تحلیل دسته سمبه با استفاده از نرم‌افزار انسیس پرداختند. آن‌ها برای الگوسازی از نرم‌افزار FUSION 360 استفاده نمودند و سپس طرح را به نرم‌افزار انسیس برای تحلیل منتقل کردند. آن‌ها در این مطالعه سعی نمودند که دسته سمبه‌ای طراحی کنند که بتواند تحت بارهای مختلف تنش‌ها را تحمل نماید، درحالی که وزن آن به حداقل برسد و عملکرد بهینه‌ای داشته باشد. نتایج شامل ارزیابی توزیع تنش، تغییر شکل و ضریب اطمینان تحت شرایط بارگذاری دینامیک بود.

جی دی رامانی و همکاران [۱۱] با استفاده از نرم‌افزار انسیس و روش اجزاء محدود به تجزیه و تحلیل یک دسته سمبه موتور احتراق داخلی به منظور بهینه‌سازی مواد آن پرداختند و نشان دادند دسته سمبه را می‌توان تحت یک محدوده بار شامل بار فشاری به عنوان یک بار شدید و بار کششی طراحی و بهینه کرد. علاوه بر این، دسته سمبه موجود را می‌توان با بهینه‌سازی با یک دسته سمبه جدید ساخته شده از وزن سبک‌تر (تقریباً ۱۵٪) جایگزین نمود.

کومار و مونجال [۱۲] به بررسی جامع تحلیل استاتیکی استفاده از مواد مختلف برای دسته سمبه پرداختند. آن‌ها از

نرم افزار سالی دورکز برای طراحی و از نرم افزار انسیس ورک بنج برای تحلیل اجزاء محدود طرح، استفاده نمودند. در این تحقیق مواد مختلفی از جمله فولاد ساختاری S500، آلیاژ مارچینگ، آلیاژ آلومینیوم A360 و آلیاژ منیزیم AZ91D-F، تحت بار ۱۰ کیلو نیوتن مورد آزمایش قرار گرفت و با بررسی تغییر شکل انجام شده در مواد مختلف، ماده مناسب برای ساخت دسته سمبه انتخاب گردید.

لوگا و کو [۱۳] طراحی و بررسی خصوصیات خستگی دسته سمبه را در نرم افزار اجزاء محدود انجام دادند. آن‌ها از نرم افزار سالی دورکز برای طراحی و از نرم افزار انسیس برای تحلیل استفاده نمودند. دو ماده مختلف، آلیاژ فولاد و آلیاژ تیتانیوم برای تحلیل انتخاب شد. نتایج تحلیل استاتیکی نشان داد دسته سمبه با آلیاژ تیتانیوم نتایج بهتری از نظر تحلیل تنش و عمر خستگی نسبت به آلیاژ فولاد دارد.

کتوانگ و وانگتونگ [۱۴] اثر رفتار خستگی بر شکست دسته سمبه یک موتور بنزینی را بررسی نمودند. دسته سمبه‌ای که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است از فولاد آلیاژی متوسط JIS-S50C ساخته شده است. دسته سمبه مورد تحلیل در این پژوهش از سه قسمت شکسته بود. برای مشخصه‌یابی نحوه‌ی شکست در سطوح شکست، از روش‌های ریخت‌شناسی میکروسکوپی و میکروسکوپی سطح شکست، ترکیب شیمیایی، تحلیل موادی، خواص مکانیکی ماده و شبیه‌سازی عددی استفاده شد. نتایج نشان داد شکست این دسته سمبه ناشی از خستگی است که این نوع ترک نشان‌دهنده شکست برشی در حالت شکست نرم است. نتایج شبیه‌سازی عددی و تنش لهیدگی محاسبه شده مقایسه و مشخص شد که با یکدیگر مطابقت دارند.

کومار و پراجاپاتی [۱۵] طراحی، کماتش و تحلیل شکست یک دسته سمبه را به روش اجزاء محدود انجام داده و نشان دادند که تنش‌های مکرر در دسته سمبه منجر به پدیده خستگی می‌شود که می‌تواند باعث پارگی و آسیب خطرناک شود. آن‌ها همچنین نشان دادند سطح مقطع دسته سمبه که می‌تواند مقطع H، مقطع I، مقطع +، مقطع مستطیلی و مقطع دایره‌ای داشته باشد نقش مهمی در طراحی دارند.

استروزی و همکاران [۱۶] مجموعه‌ای از خرابی‌ها در دسته سمبه‌های موتورهای احتراق داخلی و نشانه‌هایی در مورد روش‌های طراحی سنتی و پیشرفته ارائه نمودند. حالت‌های خرابی معمولی و غیرمعمول در دسته سمبه‌ها برای موتورهای احتراق داخلی از دیدگاه سطح تنش توضیح داده شده است. تفسیر شکستگی‌ها با محاسبات سنتی، با الگوهای تحلیلی پیشرفته‌تر و با پیش‌بینی‌های اجزاء محدود مورد بررسی قرار گرفت.

با توجه به بررسی منابع مختلف مشخص گردید شکست در دسته سمبه موتورها عمدتاً ناشی از خستگی است و این عضو مکانیکی مدام تحت بارهای تناوبی قرار دارد [۱۷]. عدم وجود مطالعات مشابه به صورت جامع در این خصوص و ارائه نتایج ضدونقیض توسط پژوهشگران در این مورد و همچنین عدم تحقیق هم‌زمان بر روی تحلیل استاتیکی، خستگی و کماتش، سبب انجام این تحقیق شد. نتایج این بررسی می‌تواند ضمن صرفه‌جویی در وقت و هزینه به بهینه‌سازی در طراحی قطعه کمک نماید. با انجام این تحقیق محل یا گره‌های بحرانی که احتمال رشد ترک در آن‌ها بیشتر از دیگر نواحی است، مشخص می‌شود.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- الگوسازی ریاضی

فشار عمودی (P) اعمال شده به دسته سمبه از معادله ۱ به دست می‌آید:

$$P = P_0 \cos \theta \quad (1)$$

که در آن P فشار عمودی و P_0 فشار عمودی ثابت است.

بار بر روی ۱۸۰ درجه از گردش میل‌لنگ توزیع می‌شود. کل بار (P_t) از معادله ۲ به دست می‌آید:

$$P_t = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} P_0 (\cos \theta)^2 r t d\theta = P_0 r t \left(\frac{\pi}{2}\right) \quad (2)$$

که P_t بار کششی کل، r شعاع انتهای کوچک دسته سمبه، R شعاع انتهای بزرگ دسته سمبه و t ضخامت دسته سمبه است. فشار عمودی ثابت از معادله ۳ به دست می‌آید:

$$P_0 = P_t / r t \left(\frac{\pi}{2}\right) \quad (3)$$

در حالت بارگذاری فشاری دسته سمبه، فرض می‌شود که میل‌لنگ و محور سمبه دارای یک بارگذاری یکنواخت در سطح تماس 180° درجه می‌باشند و فشار عمودی در این حالت از معادله ۴ به دست می‌آید:

$$P = P_0 \quad (4)$$

بار فشاری معادل از معادله ۵ به دست می‌آید:

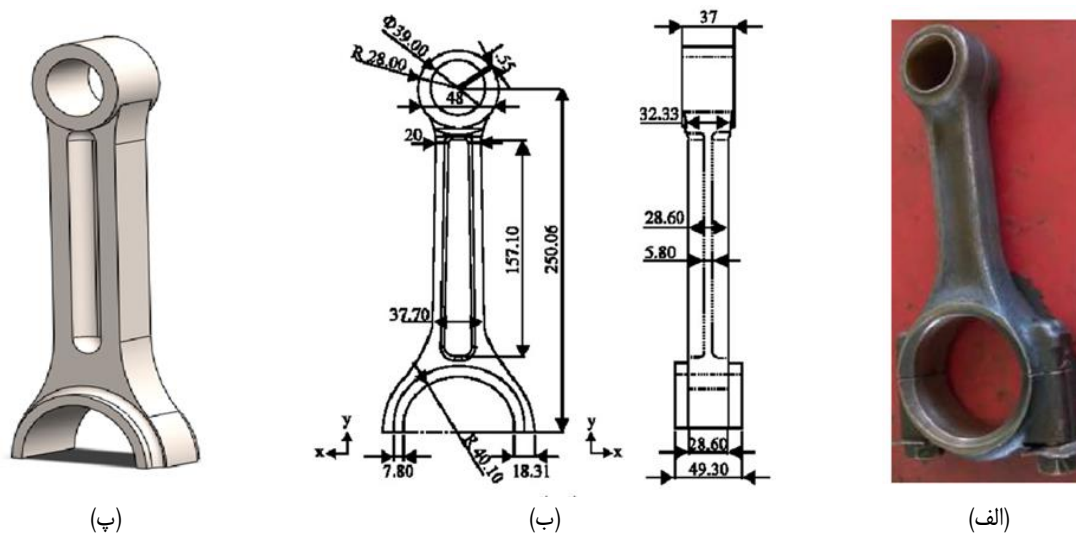
$$P_c = \int_{-\frac{\pi}{3}}^{+\frac{\pi}{3}} P_0 (\cos \theta) r t d\theta = P_0 r t \sqrt{3} \quad (5)$$

فشار ثابت عمودی با P_0 نشان داده شده و از معادله ۶ به دست می‌آید:

$$P_0 = P_c \frac{r t}{\sqrt{3}} \quad (6)$$

۲-۲- الگوسازی

به منظور طراحی دسته سمبه از نرم‌افزار سالیدورکز استفاده شده است. برای این منظور ابتدا ابعاد دسته سمبه با دقت ۰٫۱ میلی‌متر اندازه‌گیری شد و سپس در نرم‌افزار سالیدورکز طراحی صورت گرفت. شکل ۱ ابعاد دسته سمبه مورد مطالعه را نشان می‌دهد.



شکل ۱ الف) دسته سمبه تراکتور رومانی U650، ب) ابعاد دسته سمبه تراکتور U650، پ) طرح سه‌بعدی دسته سمبه در نرم‌افزار سالیدورکز

در ادامه طرح به نرم‌افزار انسیس فراخوانده شد و خصوصیات جنس دسته سمبه با توجه به جدول ۱ برای آن اعمال گردید. مقاومت کششی فولاد استفاده شده برای ساخت دسته سمبه مورد مطالعه ۶۲۱ مگاپاسکال می‌باشد. لازم به ذکر است فولاد با کربن ۰٫۳۵ دارای استحکام کششی نهایی حدود ۶۵۰ مگاپاسکال است که در صورت عملیات حرارتی مناسب می‌تواند مقاومت کششی نهایی آن تا ۱۰۵۰ مگاپاسکال افزایش یابد.

جدول ۱ مشخصات جنس دسته سمبه تراکتور U650 یونیورسال [۱۸]

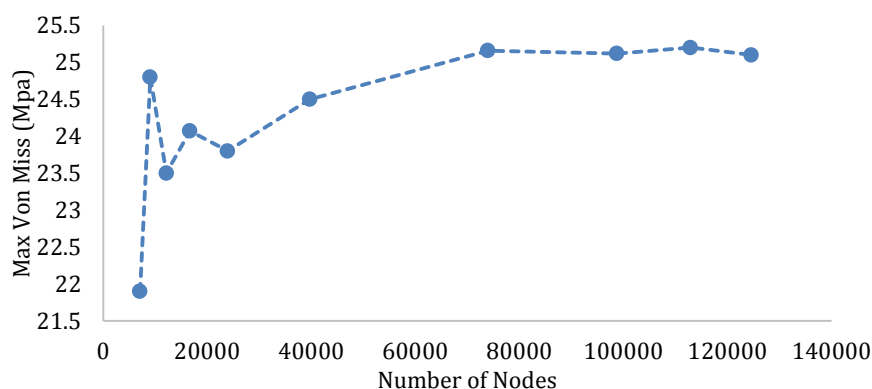
مقدار	مشخصه
۶۲۱	مقاومت کششی (Mpa)
۴۸۳	مقاومت تسلیم (Mpa)
۲۶۹-۲۲۹	سختی برینل (H _B)
۲۰۷	مدول یانگ (Gpa)
۷۹	مدول برشی (Gpa)
۰٫۳	نسبت پواسون
۷۷۰۰	چگالی حجمی (kg/m ³)
۰٫۸	ضریب اصلاح
C-70 Alloy Steel	جنس دسته سمبه

۳- نتایج و بحث

روش اجزاء محدود روشی عددی برای حل تقریبی معادلات دیفرانسیل جزئی و نیز حل معادله‌های انتگرالی است. اساس کار این روش حذف کامل معادلات دیفرانسیل یا ساده‌سازی آن‌ها به معادلات دیفرانسیل معمولی که با روش‌های عددی مانند اویلر قابل حل هستند، می‌باشد. در پژوهش حاضر از روش اجزاء محدود برای محاسبه تنش، کرنش، تحلیل خستگی، کماتش و تخمین طول عمر دسته سمبه استفاده شده است.

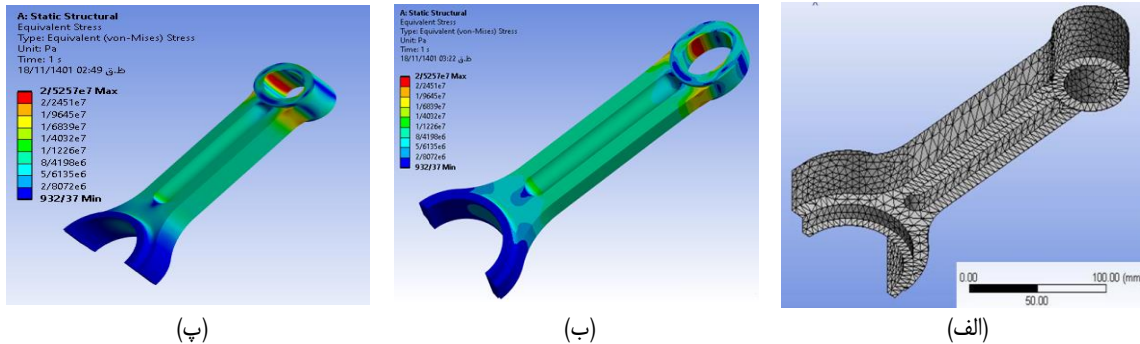
۳-۱- تحلیل تنش‌های استاتیکی

در روش اجزاء محدود با توجه به اینکه امکان به دست آوردن توزیع تنش-کرنش در تمام قطعه کار وجود دارد لذا می‌توان تمام نقاط بحرانی و غیر بحرانی را به نحو معتبر تعیین نمود. با توجه به فشار مؤثر متوسط استوانه برای تراکتور U650 (۰٫۸ مگاپاسکال) و بازده مکانیکی موتور (۰٫۷)، مقدار نیروی حداکثر ۹۵۰۰ نیوتن محاسبه شد. بر اساس مقدار نیروی حداکثر، حداکثر تنش در اندازه‌های مختلف محاسبه شد. شکل ۲ مقدار حداکثر تنش برای دانه‌بندی‌های مختلف در نیروی ۹۵۰۰ نیوتن را نمایش می‌دهد. با توجه به شکل ۲ برای دانه‌بندی چهاروجهی با تعداد گره‌های بیشتر از ۷۳۹۴۹ تنش حداکثر بین $\sigma_{\max} = 25.1 \text{ Mpa}$ و $\sigma_{\max} = 25.2 \text{ Mpa}$ متغیر است؛ بنابراین از این تعداد گره می‌توان در مراحل بعدی استفاده نمود؛ یعنی برای تعداد گره‌های بیش از ۸۰۰۰۰ نتایج به‌دست‌آمده برای تنش حداکثر باهم تفاوت زیادی نداشته و می‌توان نتایج به‌دست‌آمده را از دانه‌بندی انجام‌شده مستقل فرض کرد.



شکل ۲ مقدار حداکثر تنش برای دانه‌بندی‌های مختلف در نیروی ۹۵۰۰ نیوتن

در شکل ۳ دانه‌بندی دسته سمبه انجام شده و برای حالت کششی و فشاری، تنش فون میزس محاسبه شده است. ملاحظه می‌شود که حداکثر تنش در حالت کششی و فشاری برابر بوده و مقدار آن $\sigma_{max} = 25.25 \text{ Mpa}$ است. این مقدار نزدیک سر کوچک (چشمی) دسته سمبه قرار دارد. جهت اعتبار سنجی، اعداد به دست آمده با منبع [۱۹] مقایسه و ارزیابی شد.



شکل ۳ الف) دانه‌بندی دسته سمبه، ب) حداکثر تنش فون میزس در حالت کششی، پ) حداکثر تنش فون میزس در حالت فشاری

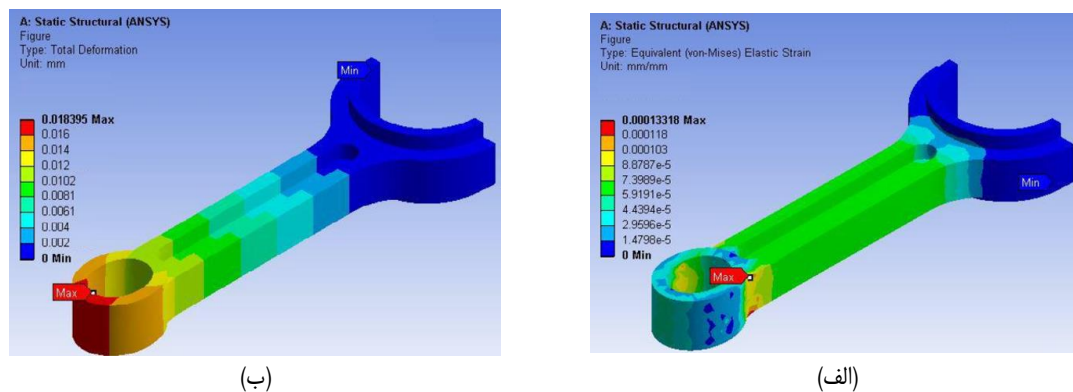
معیار اعوجاج حداکثر یا معیار تسلیم فون میزس بیان می‌دارد که یک ماده زمانی شروع به تسلیم شدن می‌کند که تنش فون میزس به استحکام تسلیم (σ_y) برسد. این قضیه در معادله ۷ نشان داده شده است:

$$\left(\frac{\sigma_{yp}}{FS}\right)^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 \quad (7)$$

که σ_1 و σ_2 تنش‌های اصلی اعمال شده بر قطعه می‌باشند. اگر معادله ۷ بر حسب σ_x و σ_y بازنویسی شود، معادله ۸ به دست می‌آید:

$$\left(\frac{\sigma_{yp}}{FS}\right)^2 = \sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2 \quad (8)$$

در ادامه کرنش الاستیک و حداکثر تغییر طول ناشی از تنش کششی محاسبه و در شکل ۴ گزارش شده است. حداکثر کرنش 0.00013318 و حداکثر تغییر طول کلی ناشی از تنش کششی 0.18 میلی‌متر به دست آمد.



شکل ۴ الف) کرنش الاستیک، ب) تغییر طول کلی ناشی از تنش کششی

۳-۲- تحلیل خستگی

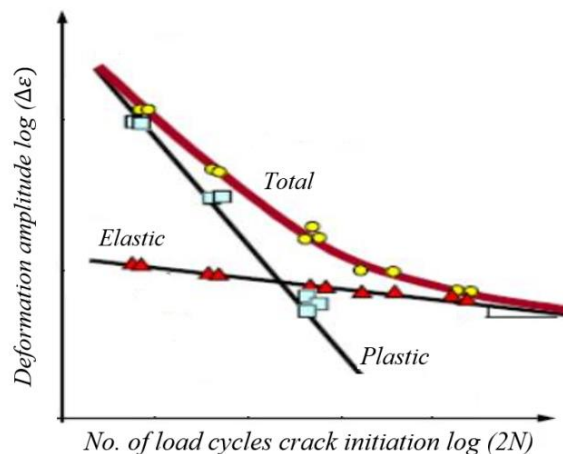
به شکست ماده در اثر اعمال نیروهای متناوب کمتر از استحکام نهایی و (اغلب) کمتر از حد تسلیم، خستگی گفته می‌شود. خستگی مواد وقتی اتفاق می‌افتد که ماده تحت تنش‌های تکراری یا نوسانی قرار گیرد که منجر به شکست ناگهانی قطعه خواهد شد.

بهترین نظریه برای بررسی پدیده خستگی، نظریه کرنش-عمر است که برای تخمین قدرت خستگی استفاده می‌شود؛ اما برای به‌کارگیری این نظریه باید فرضیاتی برای حالت آرمانی وجود داشته باشد، بنابراین باعث ایجاد برخی عدم قطعیت‌ها می‌شود. پارگی ناشی از خستگی معمولاً در ناپیوستگی‌ها یا در جاهایی که تمرکز تنش وجود دارد رخ می‌دهد. هنگامی که در این مکان‌ها تنش موجود بیش از حد مجاز باشد باعث ایجاد کرنش پلاستیک می‌شود. برای پارگی‌های ناشی از خستگی، باید چند چرخه‌های پلاستیکی وجود داشته باشد؛ بنابراین، نیاز به جستجوی رفتار جزء در طول تغییر شکل‌های چرخه‌ای است. معادله ۹ برای ارائه معادله بین عمر خستگی و کل کرنش استفاده می‌شود [۲۰]:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_F}{E} (2N)^b + \varepsilon_F (2N)^c \quad (9)$$

که در آن کرنش کلی، $\Delta \varepsilon_e$ و $\Delta \varepsilon_p$ محدوده کرنش چرخه الاستیک و پلاستیک، N طول عمر خستگی، E ضریب یانگ، b و c شاخص‌های قدرت خستگی و کشش خستگی، σ_F و ε_F به ترتیب ضریب استحکام خستگی و کشش می‌باشد.

شکل ۵ نمودار روش کرنش-عمر برای شروع ترک خستگی را نمایش می‌دهد.



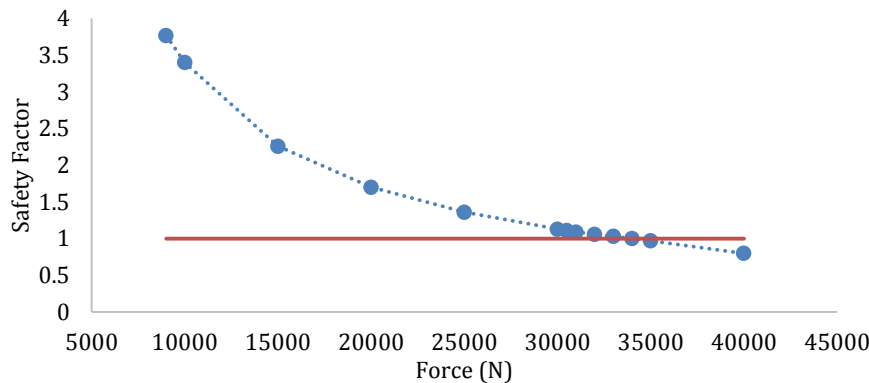
شکل ۵ نمودار روش کرنش-عمر برای شروع ترک خستگی [۲۱]

برای انجام تحلیل خستگی تحت بارهای متناوب با روش اجزاء محدود قبل از انجام هر تحلیل، یک دنباله محاسبات استاتیکی که شامل حداقل دو مرتبه بارگذاری است انجام گرفته و سپس گره‌های بحرانی طرح شناسایی شده و محاسبات خستگی بر روی این گره‌ها انجام می‌شود. در طی تنظیم گزینه‌های خستگی لازم است که داده‌های S-N به‌دست‌آمده از آزمون خستگی آلیاژ موردنظر در محاسبات استفاده شود. همچنین به‌منظور در نظر گرفتن تفاوت بین الگوی واقعی و شرایط کاری آن با نمونه تحت آزمایش در آزمون خستگی، عدد ۱,۲ به‌عنوان تمرکز تنش در نظر گرفته می‌شود. در تحلیل خستگی دسته سمبه ابتدا حداکثر بار اعمالی به دست آمده، سپس بار اعمال شده برداشته می‌شود و در آخر در جهت مخالف بارگذاری اولیه به دسته سمبه بارگذاری اعمال می‌گردد. تناوب بارگذاری به تعداد دفعات زیاد تکرار شده و مقدار عمر مصرفی دسته سمبه به دست می‌آید. برای تعیین مقادیر تنش‌های مجاز قطعاتی که تحت بارهای نوسانی هستند می‌توان از قضیه گودمن استفاده نمود. در این تحلیل بارهای کششی و فشاری برابر ۹۵۰۰ نیوتن و ضریب تمرکز تنش $K=1.2$ در نظر گرفته شد. اگر حداکثر تنشی که در حالت کششی به قطعه وارد می‌شود، برابر σ_{ut} و حداکثر تنشی که در حالت فشاری به قطعه وارد می‌شود، σ_{uc} در نظر گرفته شود بنابراین با در دست داشتن تنش‌های اصلی σ_1 و σ_2 می‌توان ضریب اطمینان FS را از نظریه گودمن مطابق معادله ۱۰ محاسبه نمود [۲۲]:

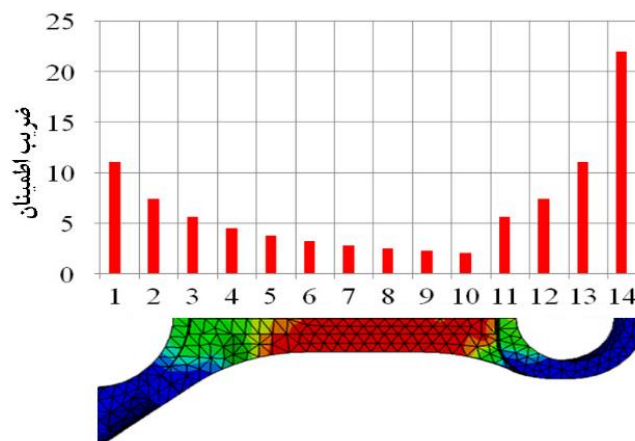
$$\frac{K\sigma_1}{\sigma_{ut}} + \frac{K\sigma_2}{\sigma_{uc}} = \frac{1}{FS} \quad (10)$$

بر اساس مقادیر تحلیل شده برای کل دسته سمبه چرخه کاری 10^6 به دست آمد که در این حالت می توان عمر دسته سمبه را بی نهایت فرض کرد و اگر 10^6 را به عنوان حداقل مقدار عمر دسته سمبه در نظر گرفت، پس از محاسبه عمر نهایی عدد 10^8 چرخه به دست خواهد آمد.

مطابق شکل ۶ هرچه قدر نیرو افزایش داده شود ضریب اطمینان کاهش پیدا خواهد کرد. حداقل ضریب اطمینان در نیروی 34010 نیوتن است. بر اساس قضیه گودمن برای چرخه های کاری 10^6 تا 10^8 ، ضریب اطمینان برای قسمت های مختلف دسته سمبه محاسبه شد و در شکل ۷ ارائه گردید. با توجه به شکل ۶ و ۷ کمترین مقدار ضریب اطمینان برای دسته سمبه $3,7$ به دست آمد.



شکل ۶ تغییرات ضریب اطمینان با افزایش نیروی اعمال شده به دسته سمبه



شکل ۷ ضریب اطمینان در نقاط مختلف دسته سمبه تحت شرایط عملکردی

۳-۳- تحلیل کماتش و پیچش

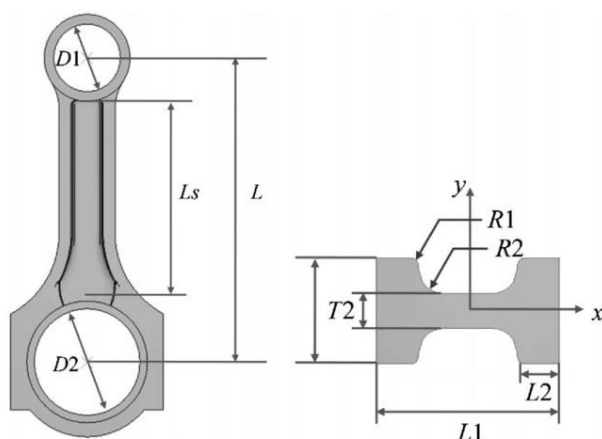
کوماتش زمانی ایجاد می شود که در اثر یک بار محوری فشاری، عضوی از سازه که تحت بار قرار گرفته به صورت ناگهانی از وضعیت صاف و مستقیم خود خارج شده و خم شود. به بیان دیگر می توان گفت بیشترین نیرویی که یک ستون می تواند تحمل کند بدون اینکه خم شود را بار بحرانی در کماتش گویند. این بار توسط معادله اویلر قابل محاسبه است:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (11)$$

که P_{cr} بار بحرانی اویلر (بار فشاری وارد بر ستون)، E ضریب کشسان، I گشتاور سطح مقطع ستون، L طول آزاد ستون، K ضریب طول مؤثر ستون می باشد که مقدار آن را برای حالت های مختلف تکیه گاهی می توان از شکل ۸ به دست آورد. پارامترهای طراحی و محوره های کماتش سطح مقطع دسته سمبه در شکل ۹ نشان داده شده است.

شکل کماتش ستون ها (نشان داده شده با خط چین)						
مقدار K تئوری	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
مقدار K پیشنهادی برای طراحی	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
وضعیت انتهای ستون		چرخش و انتقال هر دو ثابت چرخش آزاد - انتقال ثابت چرخش ثابت - انتقال آزاد چرخش و انتقال هر دو آزاد				

شکل ۸ وضعیت انواع ستون‌ها در معادله اویلر و مقدار K اختصاص داده شده برای هر وضعیت [۲۳]



شکل ۹ پارامترهای طراحی و محورهای کماتش سطح مقطع دسته سمبه

معادله اویلر را می‌توان برای دسته سمبه به صورت معادله ۱۲ و ۱۳ نوشت:

$$\sigma_{cr}^e|_x = \pi^2 E / \left(\frac{K_x L}{r_x} \right)^2 \quad (12)$$

$$\sigma_{cr}^e|_y = \pi^2 E / \left(\frac{K_y L}{r_y} \right)^2 \quad (13)$$

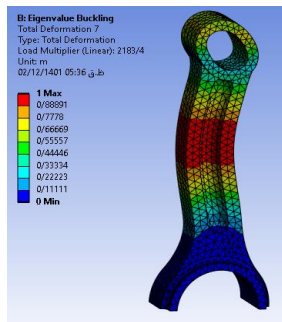
که در آن‌ها E ضریب کشسانی، L طول مؤثر، r شعاع چرخش و K ثابت کماتش (یک مقدار بدون بعد که شرایط مرزی را منعکس می‌کند) است.

با توجه به اطلاعات ارائه شده در شکل ۸، K_x مقدار ثابت ۲ می‌باشد. معیار کماتش سنتی برای دسته سمبه از معادله رانکین که توسط تیموشنکو و گر [۲۴] اصلاح شده است، اتخاذ شد. معادله رانکین به عنوان میانگین ضریب عبارت الاستیک (σ_{cr}^e) و عبارت پلاستیک (σ_{cr}^p) به صورت معادله ۱۴ تعریف می‌شود:

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{1}{\sigma_{cr}^e} + \frac{1}{\sigma_{cr}^p} \right)^{-1} \quad (14)$$

لازم به ذکر است از معیار اویلر زمانی برای تحلیل کماتش دسته سمبه می‌توان استفاده نمود که سطح مقطع آن یکنواخت و تحت شرایط مرزی خاص مانند دو سر پین و یا دو سر ثابت باشد. همچنین ثابت کماتش واقعی K با ثابت رایج متفاوت است. از طرفی تعیین طول مؤثر برای کماتش جلو و عقب دشوار است. در نتیجه از معادله اویلر نمی‌توان برای تحلیل کماتش دسته سمبه استفاده کرد و معادله پیشرفته‌ای برای تحلیل کماتش آن نیاز است. در این تحقیق با توجه به اینکه حداکثر نیروی قابل تحمل 34010 نیوتن است و با توجه به نمونه‌های کماتشی ضریب $K=2$ است پس نیروی کماتش را می‌توان 68020 نیوتن در نظر گرفت.

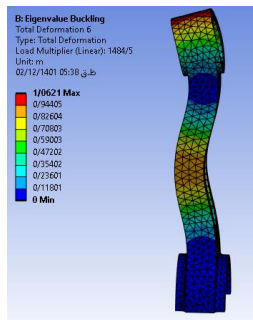
دو حالت کماتش عملی و یک حالت پیچش در دسته سمبه وجود دارد: کماتش جانبی (در جهت موازی با محور چرخشی دسته سمبه رخ می‌دهد) و کماتش جلو-عقب (در جهت عمود بر کماتش جانبی رخ می‌دهد). اگر دوسر دسته سمبه لولایی در نظر گرفته شود نسبت به محور X به‌عنوان تار خنثی (صفحه حرکت دسته سمبه) کماتش رخ می‌دهد و اگر دوسر دسته سمبه ثابت فرض شود نسبت به محور Y به‌عنوان تار خنثی (صفحه عمود بر صفحه حرکت) کماتش رخ خواهد داد. پیچش هم حول محور Z خواهد بود. در شکل ۱۱ کماتش جانبی، کماتش جلو-عقب و پیچش ساقه دسته سمبه نشان داده شده است.



(ب)



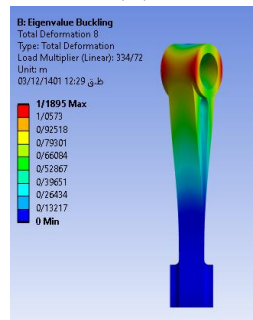
(الف)



(ت)



(پ)



(ج)



(ث)

شکل ۱۰ الف) کماتش جانبی دسته سمبه، ب) کماتش جانبی الگوسازی شده، پ) کماتش جلو-عقب، ت) کماتش جلو-عقب الگوسازی شده، ث) پیچش ساقه دسته سمبه، ج) پیچش ساقه دسته سمبه الگوسازی شده

۴- نتیجه گیری

در این تحقیق تحلیل استاتیکی و خستگی و کماتش دسته سمبه تراکتور یونیورسال U650 به روش اجزاء محدود و با استفاده از نرم افزار انسیس انجام شد. بدین منظور ابتدا ابعاد دسته سمبه تراکتور U650 با دقت ۰,۱ میلی متر اندازه گیری و سپس در نرم افزار سالیدورکز الگوسازی شد و سپس برای تحلیل به نرم افزار انسیس منتقل گردید. با توجه به فشار مؤثر متوسط استوانه برای تراکتور U650 (۰,۸ مگاپاسکال) و بازده مکانیکی موتور (۰,۷)، مقدار نیروی حداکثر ۹۵۰۰ نیوتن محاسبه شد. نتایج نشان داد حداکثر تنش در حالت کششی و فشاری برابر بوده و مقدار آن $\sigma_{max} = 25.25 \text{ Mpa}$ است این مقدار نزدیک سر کوچک (چشمی) دسته سمبه قرار دارد و حداکثر تغییر طول کلی ناشی از تنش کششی ۰,۰۱۸ میلی متر و کمترین مقدار ضریب اطمینان ۳,۷ محاسبه شد. همچنین پدیده خستگی ناشی از بارهای تکراری وارد بر دسته سمبه بررسی گردید و طول عمر مفید آن 10^8 چرخه کاری به دست آمد. این مقدار با کاهش ضریب تمرکز تنش، افزایش می یابد.

References

- [1] Rahmatinejad B, Rahimi Asiabaraki H, Azimpour Shishevan F. Diagnosing Dimensional Defects and Valve Cracks Using Machine Vision and Acoustic Emission. Karafan Journal. 2023 Nov 22;20(3):149-68. doi: 10.48301/KSSA.2023.391572.2501 [In Persian]
- [2] Rahmatinejad B, Rahimi Asiabaraki H, Azimpour Shishevan F. Investigation of the effect of AL2O3 nanofluid in M13NI engine cooling system. The Journal of Engine Research. 2023 Mar 21;70(1):47-65. doi: 10.22034/ER.2023.1975318.0 [In Persian]
- [3] Rahmatinejad B, Rahimi Asiabaraki H, Azimpour Shishevan F, Mohtadi Bonab MA. Experimental analysis of the effect of using aluminum oxide nanofluid in improving the heat transfer of XU7 engine radiator. The Journal of Engine Research. 2023 Jun 22;70(2):66-79. doi: 10.22034/ER.2023.2011671.1015 [In Persian]
- [4] Yamaguchi N, Shiozaki T, Tamai Y. Micro-needle peening method to improve fatigue strength of arc-welded ultra-high strength steel joints. Journal of Materials Processing Technology. 2021 Feb 1;288:116894. doi: 10.1016/j.jmatprotec.2020.116894
- [5] Gao W, Wang G, Zhu J, Fan Z, Li X, Wu W. Structural Optimization Design and Strength Test Research of Connecting Rod Assembly of High-Power Low-Speed Diesel Engine. Machines. 2022 Sep 16;10(9):815. doi: 10.3390/machines10090815
- [6] Khudhair MR, Kamil F, Kadhom MA, Gburi FH. Optimum Design of Connecting Rod-A Review. Journal of Mechanical Design. 2024;11(1):1-9. doi: 10.12691/jmdv-11-1-1
- [7] Ramani HB, Kumar MN, Kasundra MP. Analysis of connecting rod under different loading condition using Ansys software. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). 2012 Nov;1(9):1-5.
- [8] Mishra P, Sinha S. Stress Analysis and Topology Optimization of Connecting Rod of Two Wheelers Using Fea. International Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2018 Sep;9(9):559-68.
- [9] Ismail I, Abdelrazek E, Ismail M, Emara A. Enhancing the Durability of Connecting Rod of a Heavy-Duty Diesel Engine. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2021 Jun 17;18(2):8728-37. doi: 10.15282/ijame.18.2.2021.10.0666
- [10] Godara SS, Brenia V, Soni AK, Shekhawat RS, Saxena KK. Design & analysis of connecting rod using ANSYS software. Materials Today: Proceedings. 2022 Jan 1;56:1896-903. doi: 10.1016/j.matpr.2021.11.166
- [11] Ramani JD, Shukla S, Sharma PK. FE-Analysis of Connecting Rod of IC Engine by Using Ansys for Material Optimization. Journal of Engineering Research and Applications. 2014 Mar;4(3):216-20.
- [12] Kumar P, Munjal MN. Comprehensive Mechanical Survey of Static Structural Analysis of Different Materials for Connecting Rod. International Journal of Engineering Applied Science and Management. 2024 Jul;5(7):1-4.
- [13] Loga PS, Ku PX. Design and fatigue characteristics of connecting rod by using finite element analysis. In AIP Conference Proceedings 2020 May 4 (Vol. 2233, No. 1). AIP Publishing. doi: 10.1063/5.0001463

- [14] Ketmuang Y, Wongthong B. Effect on Fatigue Behavior of Connecting Rod in Gasoline Engine. Engineering, Technology & Applied Science Research. 2024 Jun 1;14(3):14539-45. doi: [10.48084/etasr.7239](https://doi.org/10.48084/etasr.7239)
- [15] Kumar M, Prajapati SN. Design, buckling and fatigue failure analysis of connecting rod: a review. Int. J. Adv. Eng. Res. Sci. 2017 Jul;4(7):39-44. doi: [10.22161/ijaers.4.7.7](https://doi.org/10.22161/ijaers.4.7.7)
- [16] Strozzi A, Baldini A, Giacomini M, Bertocchi E, Mantovani S. A repertoire of failures in connecting rods for internal combustion engines, and indications on traditional and advanced design methods. Engineering failure analysis. 2016 Feb 1;60:20-39. doi: [10.1016/j.engfailanal.2015.11.034](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.034)
- [17] Rao SU, Rao TH, Satyanarayana K, Nagaraju B. Fatigue analysis of sundry ic engine connecting rods. Materials Today: Proceedings. 2018 Jan 1;5(2):4958-64. doi: [10.1016/j.matpr.2017.12.073](https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.12.073)
- [18] Parkash O, Gupta V, Mittal V. Optimizing the design of connecting rod under static and fatigue loading. International Journal of Research in Management, Science & Technology. 2013 Jun;1(1):39-43.
- [19] Omid M, Mohtasebi SS, Mireei SA, Mahmoodi E. Fatigue Analysis of Connecting Rod of U650 Tractor in the. Journal of Applied Sciences. 2008;8(23):4338-45. doi: [10.3923/jas.2008.4338.4345](https://doi.org/10.3923/jas.2008.4338.4345)
- [20] Shigley JE, Mischke CR, Budynas RG. Mechanical Engineering Design. United Kingdom: McGraw-Hill; 2004.
- [21] Murthy A R, Vishnuvardhan S, Anjusha K V, Gandhi P, Singh P K. Prediction of fatigue crack initiation life in SA312 Type 304LN austenitic stainless steel straight pipes with notch, Nuclear Engineering and Technology. 2022; 54(5):1588-1596. doi: [10.1016/j.net.2021.11.011](https://doi.org/10.1016/j.net.2021.11.011)
- [22] Nisbett JK, Budynas R. Shigley's Mechanical Engineering Design. United Kingdom: McGraw-Hill Education; 2024.
- [23] Hajdo E, Hadzalic E, Karavelić E, Ademović N, Ibrahimbegovic A. Effective Buckling Length Analysis in Steel Frame Columns: A Comprehensive Review and Novel Approaches. In International Symposium on Innovative and Interdisciplinary Applications of Advanced Technologies 2024 Jun 20 (pp. 100-114). Cham: Springer Nature Switzerland. doi: [10.1007/978-3-031-71694-2_8](https://doi.org/10.1007/978-3-031-71694-2_8)
- [24] Timoshenko SP, Gere JM. Theory of elastic stability. United States: Dover Publications; 2012.