

**Título del Proyecto
de Investigación a que corresponde el Reporte Técnico:**

**Optimización topológica de una biela de motor de
combustión interna utilizando elemento finito**

Tipo de financiamiento

Sin financiamiento

Autores del reporte técnico:

Francisco Carrillo Pereyra
Delfino Cornejo Monroy
Uzziel Caldiño Herrera

TÍTULO DEL REPORTE TÉCNICO

Resumen del reporte técnico en español

En la presente investigación, se realizó la optimización topológica a una biela de motor de combustión interna, el objetivo de este estudio es reducir material del componente y mantener en un rango aceptable sus propiedades mecánicas (esfuerzo y factor de seguridad). Se realizó análisis estructural utilizando el método del elemento finito (MEF), con la finalidad de determinar las condiciones mecánicas a las cuales se encuentra el elemento en servicio, para posteriormente aplicar optimización topológica parametrizada y reducir masa, de esta manera se logra mejorar la relación resistencia-peso sin afectar las medidas fundamentales, en esta investigación se reporta una reducción de masa del 26.72%.

Resumen del reporte técnico en inglés

In the present investigation, the topological optimization was carried out at a connecting rod of internal combustion engine, the objective of this study is to reduce component material and maintain its mechanical properties within an acceptable range (stress and safety factor). Structural analysis was performed using the finite element method (FEM), in order to determine the mechanical conditions in which the element is in service, to later apply parametrized topological optimization and reduce mass, in this way it is possible to improve the relationship resistance-weight without affecting the fundamental measures, in this investigation a mass reduction of 26.72% is reported.

Palabras clave: biela; método del elemento finito; optimización topológica parametrizada.

Usuarios potenciales: Estudiantes de ingeniería mecánica e ingeniería en sistemas automotrices.

1. INTRODUCCIÓN

La biela es un elemento fundamental en el funcionamiento de un motor ya que transforma la energía química generada por la combustión en una energía cinética.

Dicha pieza es el elemento que más esfuerzo recibe en el motor ya que esta es la encargada de transferir la energía mecánica producida de la explosión dentro de la cámara de combustión desde el pistón [unido por un perno] hacia el cigüeñal. “La optimización topológica es determinar la mejor distribución de una determinada suma de material en el espacio de diseño hasta que se logre un objetivo dado con las medidas extremas” (Helal, Alogla, Abdel-Aziz, Fouda, & Fathallah, 2018). El análisis de elemento Finito “es una técnica computacional utilizada para obtener soluciones aproximadas de problemas de valor límite en ingeniería” (Hutton, 2004)

En este trabajo se realizó un estudio de una optimización topológica a una biela de un motor de combustión interna convencional con la finalidad de reducir la masa, así manteniendo sus propiedades mecánicas y sin afectar la vida útil del componente a través de las diferentes cargas y esfuerzos que esta se verá afectada mientras desempeña su trabajo tomando en cuenta estos dentro de un análisis de elemento finito, llevándonos a una reducción de combustible, ahorro en materiales al momento de ser fabricada y además de mejorar el desempeño del motor [ya que se le facilitara el movimiento de la biela con un menor esfuerzo] en el cual formará parte.

2. PLANTEAMIENTO

Hoy en día las industrias automotrices buscan un menor consumo de combustible, así como el de reducir los costos de producción:

- El consumo de combustible de los automóviles se deriva del peso de los elementos que lo componen, para realizar la reducción total del automóvil se busca la reducción de la masa de los elementos por medio de optimizaciones o incluso su eliminación total, como propósito de reducción de contaminación ambiental y de mejora del desempeño del motor [menor cantidad de combustible otorgando la misma potencia].
- Los costos de producción son una tarea que las empresas automotrices buscan siempre reducir el cual con la reducción de la masa [incluso del 5%] de un componente se vería reflejado en la reducción de la materia prima cuando se fabrican en masa llevando a ahorros significativos para la industria automotriz.

En el año 2013 del mes de enero y febrero se realizó un análisis de elemento finito en una biela los cuales los Profesores N.P.Doshi, N.K.Ingole utilizaron una biela aligerada el cual pudieron determinar que a través de su análisis las tensiones mínimas provocadas por las cargas que se evaluaron como condiciones en la estructura de la biela se encontraron en los extremos de la biela los cuales se encuentra el pie de la biela la punta donde se conecta con el pistón a través de un perno, y también en el otro extremo que es el encargado de conectarse con el cigüeñal por medio de la conexión de ambas partes de la cabeza de la biela, por ende, concluyeron que todo el estrés transmitido por las cargas generadas de la detonación del Aire-Combustible, a través del pistón, recaen sobre el tronco de la biela el cual es el más susceptible a que esta falle en un determinado tiempo de vida menor al que se espera o a que tienda a tener deformaciones por dichas cargas (N.P.Doshi & Ingole, 2013).

También se determinó que para una mayor optimización de la pieza se deberá realizar un análisis dinámico de la biela, tomando en cuenta condiciones adicionales de carga dinámica, una vez realizado dicho análisis dinámico se podrá obtener resultados más precisos que los obtenidos en un análisis estático (N.P.Doshi & Ingole, 2013).

En la universidad de Toledo, Pravardhan S. Shenoy y Ali Fatemi en el año 2005 realizaron el estudio de una optimización topológica de una biela de motor de combustión interna de material acero forjado el cual se pusieron como meta el poder reducir el peso y costo de producción de esta. La reducción del costo para su fabricación se obtuvo gracias a las operaciones de mecanizado logrados por el cambio que se dio en el material. La reducción de peso se logró mediante el uso de un procedimiento iterativo. En este estudio, la optimización del peso se realiza bajo una carga cíclica que se debe a 2 cargas extremas las cuales son de tracción dinámica y de compresión estática. También se definieron algunas restricciones las cuales son la resistencia a la fatiga, resistencia estática, resistencia al pandeo y capacidad de fabricación. El factor que más importante dentro de la optimización de la biela fue la de la resistencia a la fatiga. Los resultados obtenidos con esto nos dan una biela a la cual se le logro reducir un 10% de su peso y a su vez con esto la reducción de un 25% en costo final, en comparación con la biela antes de su optimización (Shenoy & Fatemi, 2005).

En el año 2010 M.M. Rahman, M.Y. Taib, A.R. Ismail, A.R. Yusoff, and M.A.M. Romlay realizaron una optimización topológica de una biela de un motor de combustión interna el cual este estudio se enfocó en las "secciones no críticas" las cuales se pueden modificar en la pieza. El propósito de este estudio fue el poder reducir el peso de la biela y el costo que lleva su producción total, teniendo como partida un modelo inicial hasta encontrar el mejor diseño que se adapte al objetivo estipulado. Como objetivo de la optimización topológica era el encontrar el diseño mejorado con la topología de la biela para así mejorar el rendimiento y la óptima relación peso/resistencia sin afectar en las medidas críticas de la biela. Teniendo como resultado final la reducción de un 11.7% en la masa del diseño inicial en comparación al de la masa final del mejor diseño. (Shaari, Rahman, Noor, Kadirgama, & Amirruddin, 2010)

3. METODOLOGÍA

Para el presente estudio se considera una biela de motor de combustión interna que pertenece a un motor Nissan VQ35DE 3.5L, para modelar la pieza en estudio se utilizó el software de diseño mecánico SOLIDWORKS, con el cual se obtuvo una geometría 1:1 en 3D, Figura 1.



Figura 1. Modelo virtual.

Una vez obtenido el modelo, se importó la geometría al software de diseño y simulación numérica Ansys, el material del cual se encuentra fabricada la pieza es acero 4340, la Tabla I muestra las propiedades del material, se discretizó, obteniendo una malla de 2,456,842 nodos y 1,216,284 elementos, la cual se muestra en la Figura 2.

Tabla I. Propiedades del acero 4340.

| Material | Acero 4340 |
|--|------------|
| Resistencia máxima a la rotura por tensión | 931 MPa |
| Límite de elasticidad | 503 MPa |
| Densidad | 834 MPa |
| Módulo de elasticidad o módulo de Young | 200 GPa |
| Coficiente de Poisson | 0.29 |

Fuente (Matweb, 2019).

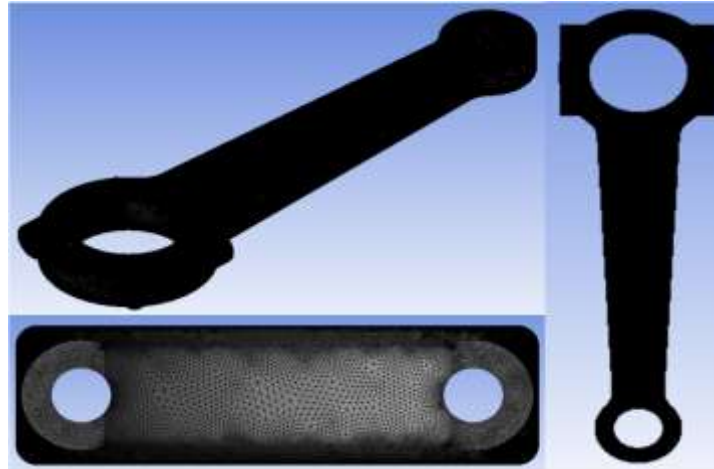


Figura 2. Discretización.

CONDICIONES DE FRONTERA

Para la obtención de las condiciones de frontera [7], se considera la fuerza ejercida por el pistón hacia la biela y, para el cálculo de dicha fuerza se consideró:
Relación de Compresión en motor VQ35DE 3.5L [8],

$$R_c = 13 \text{ a } 1$$

$$R_c = (V \text{ cilindro}) / V \text{ cámara de combustión} = 13 \quad (1)$$

Presión atmosférica en Cd Juárez.

$$P_{atm} = 101,800 \text{ Pa}$$

Diámetro del pistón

$$95.5 \text{ mm o } .0955 \text{ m o } r = .04775 \text{ m}$$

$$A = \pi * r^2 \quad (2)$$

$$A = \pi * (.04775 \text{ m})^2$$

$$\text{Area del pistón} = .007163 \text{ m}^2$$

Para realizar el cálculo de la presión dentro de la cámara de combustión al instante en el que llega al punto muerto superior (PMS), se calcula las veces que se comprime la presión atmosférica en la cámara de combustión.

$$P_{cam} = P_{atm} * R_c \quad (3)$$

$$P_{cam} = 101,800 \text{ Pa} * 13 = 1,323,400 \text{ Pa o } 1.323 \text{ MPa}$$

$$P = F / A_{pistón} \quad (4)$$

$$F = P * A_{pistón}$$

$$F = 1,323,400 \text{ Pa} * (.007163 \text{ m}^2)$$

$$F = 9479.55 \text{ N}$$

Obtenida la fuerza, se designó en la cara interna del pie de la biela, en dirección vertical, sobre la biela en el momento del PMS, un instante antes de comenzar a descender, se muestra en la Figura 3, la designación de esta condición de frontera.



Figura 3. Condiciones de frontera.

Se asigno una condición de soporte cilíndrico en la cara interna de la cabeza de la biela aparentando la adherencia al cigüeñal, el cual se puede ver en la Figura 4.



Figura 4. Soporte cilíndrico aplicado en la base de la cabeza.

OPTIMIZACION TOPOLOGICA.

Para realizar la optimización topológica se elegirán las zonas donde se presenta la menor cantidad de esfuerzo y deformación, otro de los parámetros que se considerara es el factor de seguridad, el objetivo es mantener en un rango aceptable sus propiedades mecánicas, pero con menor masa del elemento.

Para la optimización topológica se utilizó el diseño de superficie de respuesta que ajusta los modelos después de determinar las condiciones óptimas para que la pieza opere correctamente [9].

4. RESULTADOS

A continuación, se muestran los resultados del análisis estructural.

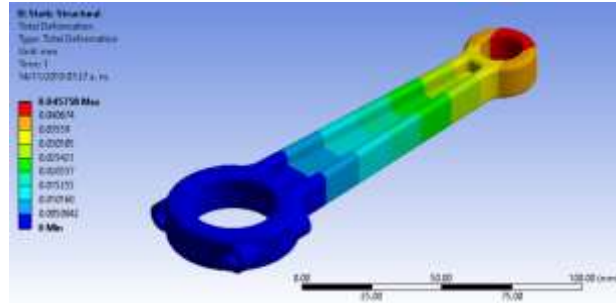


Figura 5. Análisis estructural, deformación total.

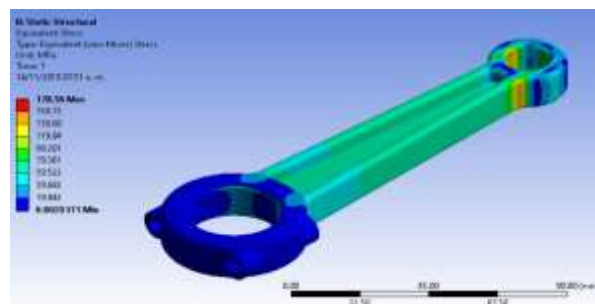


Figura 6. Análisis estructural, esfuerzo de Von Mises.

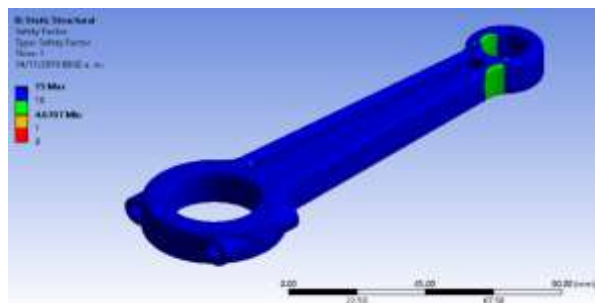


Figura 7. Factor de seguridad.

Se presentan los resultados obtenidos por el análisis estructural de la biela inicial el cual se especificaron en 3 resultados, deformación total, esfuerzo equivalente Von Mises y factor de seguridad.

La deformación total en la Figura 5, muestra sus puntos máximos en el pie de la biela, aunque con una deformación de esta es prácticamente inapreciable, ya que es de .045758 mm en su punto máximo, así como a lo largo de toda ella, de .045758 mm a 0 mm de deformación en la cabeza de la biela, la fuerza aplicada afecta directamente al pie de la biela, la biela inicial muestra los puntos máximos en el pie de la biela, así como en la prueba anterior con un rango de esfuerzo a través de la biela de 178.56 MPa a .0020371 MPa, como se muestra en la figura 6. En el análisis de resultados de factor de seguridad figura 7, muestra el punto mínimo de 4.6707 debido a la concentración de esfuerzos observado en el análisis de resultados de esfuerzos equivalentes Von Mises, así como los puntos que serán afectados directamente por la carga aplicada, el cual se encuentra en su

mayoría en el pie de la biela y en la unión cuerpo-biela, así como en lugares puntuales en la unión cabeza-cuerpo el rango del factor de seguridad en la biela, que es de 7.6707 como mínimo hasta 15 como máximo.

Después de haber obtenido los resultados del análisis estructural, se eligió la zona para aligerar el elemento, se tomaron las áreas donde el esfuerzo y deformación de Von-Mises es menor. Los parámetros propuestos se designaron en el mismo software, que se construyó el modelo virtual.



Figura 8. Parámetros.

De acuerdo con la Figura 8, se buscó parametrizar de la siguiente manera, se consideró el espesor total de la pieza en estudio y el espesor de las paredes del cuerpo.

La Figura 9, muestra el comportamiento del factor de seguridad conforme se va modificando, a través de los diferentes valores que va obteniendo la dimensión del pie de la biela, siendo este, el más sensible como se mencionó anteriormente.

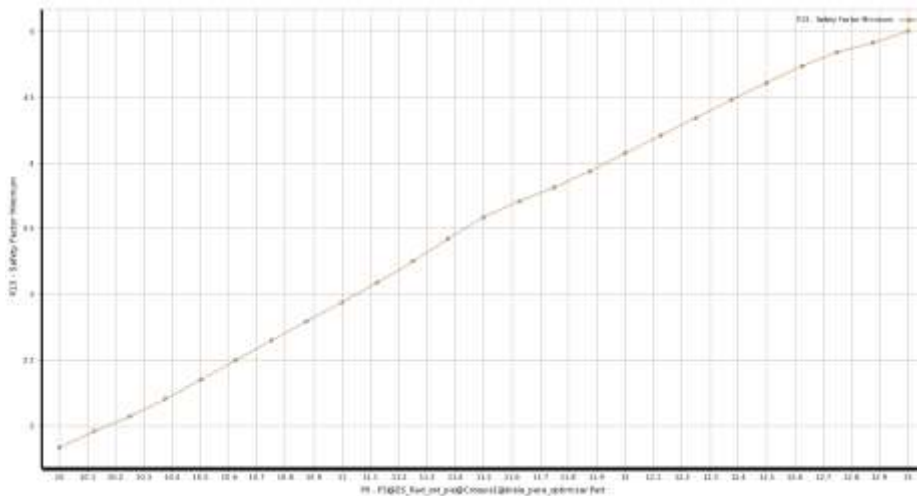


Figura 9. Factor de seguridad vs Radio externo del pie de la biela.

La Figura 10, muestra el comportamiento de la reducción de la masa de la biela, conforme van disminuyendo los valores de los 2 parámetros (Radio externo del pie y el espesor de las paredes de la biela).

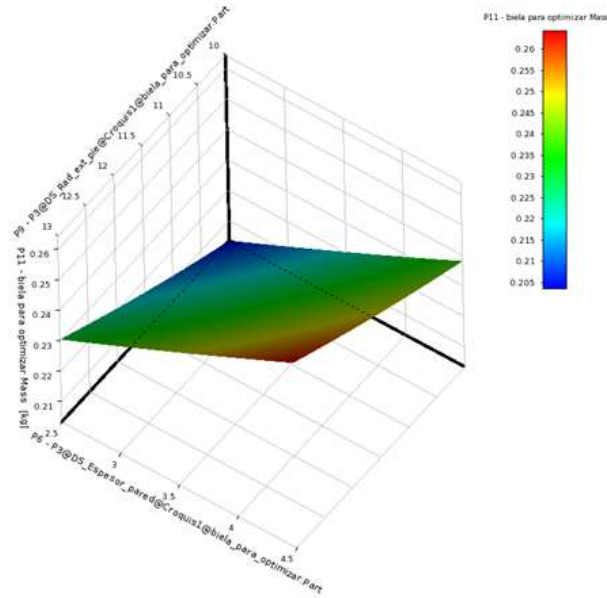


Figura 10. Masa de la biela vs espesor de la pared y radio externo del pie de la biela.

La optimización topológica arrojó 3 candidatos, los cuales se muestran en la Figura 11, junto con los parámetros que se modificaron, se determinó elegir al candidato 1, el cual cuenta con una masa de 0.19487 kg y un factor de seguridad de 1.8083.

| Candidate Point | Candidate Point 1 | Candidate Point 1 (verified) | Candidate Point 2 | Candidate Point 2 (verified) | Candidate Point 3 | Candidate Point 3 (verified) |
|---|-------------------|------------------------------|-------------------|------------------------------|-------------------|------------------------------|
| P5 - P1@D5_Rad_ext_tornillo@Crosqui@biela_para_optimizar.Part | 9.001 | | 9.0579 | | 9.1151 | |
| P6 - P1@D5_Espesor_pared@Crosqui@biela_para_optimizar.Part | 2.501 | | 2.505 | | 2.5025 | |
| P8 - P1@D5_Rad_ext_Cabeza@Crosqui@biela_para_optimizar.Part | 23.001 | | 23.002 | | 23.003 | |
| P9 - P1@D5_Rad_ext_pie@Crosqui@biela_para_optimizar.Part | 10.002 | | 10.003 | | 10.003 | |
| P11 - biela para optimizar Mass (kg) | 0.19487 | 0.19487 | 0.19508 | 0.19508 | 0.19515 | 0.19515 |
| P13 - Safety Factor Minimum | 1.8066 | 1.8083 | 1.8794 | 1.8224 | 1.8698 | 1.819 |

Figura 11. Candidatos propuestos por el software.

Después de elegir al candidato óptimo se realizó un análisis estructural de la biela, ya optimizada, con la finalidad de comparar los resultados obtenidos de la metodología de optimización, y de la biela ya terminada, el cual, se modelo con las nuevas dimensiones, Figura 12.



Figura 12. Biela optimizada.

Después del modelado se realizó el análisis estructural de la biela con los mismos 3 análisis, deformación total, esfuerzo equivalente de Von Mises y la herramienta de esfuerzo-Factor de seguridad.

En el análisis estructural de la biela arrojo al igual que con la biela inicial una deformación enfocada en el pie de la biela aunque con un desplazamiento mayor, el cual se aprecia en las Figuras 13 y 14 al compararse la deformación máxima de cada una, obtenemos que hubo un desplazamiento máximo de .045758 mm por parte de la biela inicial y hasta un .1063 mm en la biela optimizada, el cual es de un aumento en el desplazamiento de un 132.31% o 2.3231 veces, aunque sigue siendo un desplazamiento no significativo.

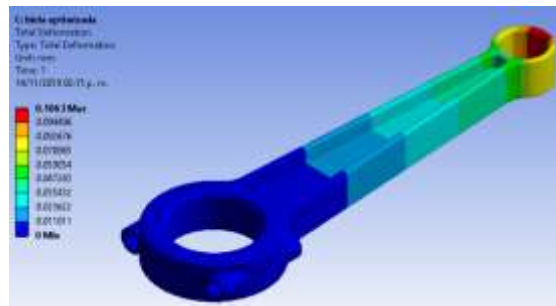


Figura 13. Deformación total biela optimizada.

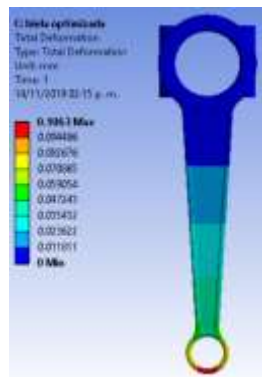


Figura 14. Deformación total vista frontal.

Los resultados del análisis del esfuerzo equivalente Von Mises en la biela optimizada, enfoca la mayoría del esfuerzo en el pie de la biela con un esfuerzo máximo de 449.86 MPa y un mínimo de .0037353 mayormente apreciado en la cabeza de la biela, Figura 15.

A comparación, de los resultados obtenidos de la biela inicial, de 178.56 MPa respecto a los 449.86 MPa de esfuerzo máximo, esto significa que tuvo un aumento del 151.94% o 2.5194 veces de incremento en el esfuerzo máximo.

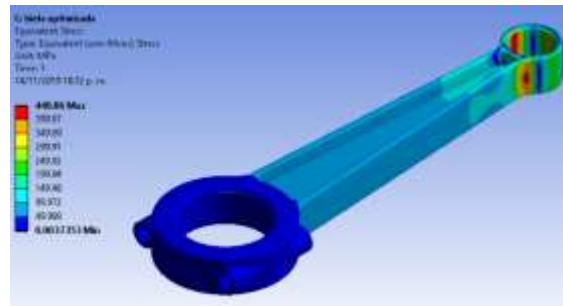


Figura 15 esfuerzo de Von Mises.

En el análisis de resultados del Factor de seguridad en la biela optimizada, se observa una reducción considerable, la cual llego hasta el 1.8539 como mínimo, enfocándose en su mayoría en el pie de la biela Figura 16, a comparación de la biela inicial la cual tenía un F.S. de 4.6707 como mínimo, esto refleja que hay una reducción del 39.69%, a pesar de esto, el factor de seguridad sigue siendo optimo, a lo planteado como meta que fue de un 1.5 y valores similares se han reportado en [10], [11].

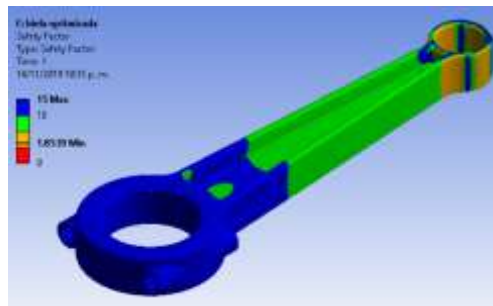


Figura 16. Factor de seguridad en la biela optimizada.

A continuación, se comparan los resultados obtenidos de la biela inicial con la biela optimizada, con los objetivos que se plantearon, cuanto se redujeron o aumentaron en caso del factor de seguridad que fue el que más se redujo con un 60.31% del valor inicial con 2.8168 unidades y mientras que la masa se logró reducir un 26.72% de la masa inicial, dando unos 72.85 gr como reducción final. En los parámetros que aumentaron fueron los de desplazamiento con un aumento del 132.31% , 0.060542 mm y un aumento en el esfuerzo de 151.94% con 271.3 MPa. La tabla II muestra una comparación.

Tabla II. Comparación de resultados.

| Biela inicial | Biela optimizada |
|------------------------------------|------------------------------------|
| Factor de seguridad mínimo: 4.6707 | Factor de seguridad mínimo: 1.8539 |
| Peso total: 0.27266 | Peso total: 0.19981 |

| | |
|------------------------------------|------------------------------------|
| Deformación total: Max. 4.1839 mm | Deformación total: Max. 4.448 mm |
| Esfuerzo de Von Mises: Max. 178.56 | Esfuerzo de Von Mises: Max. 449.86 |

Fuente. Autores.

La Tabla II, muestra la comparación de resultados entre el modelo de biela inicial y el optimizado, puede observarse que aumentaron los valores de sus propiedades mecánicas como son la deformación total, y el esfuerzo de Von-Mises, el factor de seguridad disminuyo, pero se mantiene mayor a uno esto es $1.8539 > 1$; por lo que, no se afecta la funcionalidad del modelo optimizado.

5. CONCLUSIONES

En esta investigación se realizó la optimización topológica a una biela del motor de combustión interna, se modelo utilizando el software SolidWorks y se ejecutó, el análisis utilizando el método del elemento finito, para conocer el comportamiento mecánico de la pieza, mediante el software de Ansys Workbench, posteriormente se realizó la optimización topológica, con el propósito de reducir su masa.

Mediante el análisis de optimización topológica, se obtuvo una reducción de masa del 26.72%, en comparación con el modelo inicial, además de conservar un factor de seguridad por encima del 1.5, logrando como resultado, un factor de seguridad de 1.8539, sin llegar a una falla mecánica.

Se realizó la optimización topológica de la biela, reduciendo masa, esto resulta ser de beneficio, para el ámbito automotriz ya que, al disminuir el peso de los componentes, se puede ver reflejado en un aumento en la eficiencia del automóvil o incluso en la reducción de los costos de producción al momento de realizar las piezas en masa.

REFERENCIAS

- [1] Nocedal, J., & Wright, S. J. “Numerical Optimization” Springer, pag. 2, 2006, DOI: 10.1007/978-0-387-40065-5.
- [2] Helal, M. Alogla, A., Abdel-Aziz, K., Founda, N., & Fathallah, E. “Structure Topology optimization of internal Combustion engine connecting rode using finite element analysis”. International Journal of Applied Engineering Research, pp. 7298-7303 2018. DOI: 10.37622/000000.
- [3] Pezzotti, S. & Antico. “Introducción a la teoría de elementos finitos” Facultad de ingeniería, Universidad nacional la plata. 2008.
- [4] Kumar, P. S., & Kumar, K. “Stress and analysis and shape optimization of connecting rod using different materials., Journal on emerging trends in modelling and manufacturing, pp. 20-28, 2015. DOI: with Prefix 10.46632.
- [5] M.S. Shaari, M.M. Rahman, M.M. Noor, K. Kadirgama & A.K. Amirrudin. “Design of connecting rod of internal combustion engine: a topology optimization approach”,

National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Studies (2nd NCMER 2010) 3-4 December. 2010.

[6] V. T. Fegade, K. S. Bhole. “Nonlinear Static Finite Element Analysis and Material Optimization of Connecting Rod” International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 4, Issue 6, June-2013.

[7] A. S. Serrano, A. R. Rosas, C. L. Olmos, & R. Gutiérrez “Análisis termo-estático de una biela de un motor de combustión interna encendido por chispa. Revista de ingeniería mecánica, pp. 27-33, 2017.

[8] E. Perez. “My4dsc.com Premier 4 door sport car” source: 10 de noviembre de 2019.

[9] O. J. Yaguas “Metodología de la superficie de respuesta para la optimización de una producción agrícola”. Revista de ingeniería industrial, 2016, DOI: [10.22320/S07179103/2017.13](https://doi.org/10.22320/S07179103/2017.13).

[10] D. Yang, Z. Yu, W. Cheng & L. Zhang. “Fatigue Analysis of Engine Connecting Rod Based on Workbench” Advances in Computer Science Research, volume 75, 2017. DOI: 10.2991/jnmp.2006.13.4.1

[11] P.S. Tripathi, P.F. Crasta, “Exploring fatigue behavior of connecting rod made of Austempered Ductile Iron” International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 2017.

Productos generados

Se genero un artículo, en revista arbitrada.