

## Análisis numérico por el Método de Elementos Finitos de una zapata de tipo tambor

### Numerical analysis by the Finite Element Method of a drum type shoe

VILLAGÓMEZ-Gerardo†, HERNÁNDEZ-Bernabé, MARTÍNEZ-Armando\* y HERNÁNDEZ-Alberto

*Universidad Politécnica de Pachuca*

ID 1<sup>er</sup> Autor: Gerardo, Villagómez / ORC ID: 0000-0001-9813-491X, CVU CONACYT ID: 424482

ID 1<sup>er</sup> CoAutor: Bernabé, Hernández / ORC ID: 0000-0002-5305, CVU CONACYT ID: 1480

ID 2<sup>do</sup> CoAutor: Armando, Martínez / ORC ID: 0000-0002-9252-1043, CVU CONACYT ID: 238703

ID 3<sup>er</sup> CoAutor: Alberto, Hernández / ORC ID: 0000-0003-1312-702X, CVU CONACYT ID: 507211

Recibido: Septiembre 08, 2018; Aceptado: Diciembre 03, 2018

#### Resumen

En el presente trabajo se realizó el análisis numérico por el método de elementos finitos de una zapata de tipo tambor para servicio pesado, fue utilizado el software ANSYS como herramienta computacional. Este análisis permitirá a los fabricantes tener un panorama más amplio con respecto a la validación, modificación y mejora de sus zapatas, las cuales son aplicadas para el sistema de frenado. Las condiciones establecidas de carga y restricciones en ANSYS, se obtuvieron a partir del ensayo de frenado tipo O para motor desembragado. El material aplicado para el estudio se determinó de forma experimental a partir de difracción de rayos X, EDS y dureza Vickers de una zapata comercial. Como resultado de este trabajo se determinó la distribución de esfuerzos presentes sobre la superficie y las diferentes regiones de una zapata de tipo tambor. Se estableció a partir de los resultados obtenidos la metodología que permitirá evaluar y validar diferentes geometrías en zapatas permitiendo determinar posibles fallas o mejoras.

**Elemento finito, Zapata, Distribución de esfuerzos**

#### Abstract

In the present work, the numerical analysis was carried out using the finite element method of a heavy duty drum shoe, ANSYS software was used as computational tool. This analysis will allow manufacturers to have a wider picture regarding the validation, modification and improvement of their shoes, which are applied to the braking system. The established loading conditions and restrictions in ANSYS were obtained from the O-type braking test for disengaged engine. The material applied for the study was determined experimentally from X-ray diffraction, EDS and Vickers hardness of a commercial shoe. As a result of this work, the distribution of stresses presents on the surface and the different regions of a drum type shoe was determined. The methodology that will allow evaluating and validating different shoe geometries to determine possible faults or improvements was established from the results obtained.

**Finite element, Shoe, Distribution of stresses**

**Citación:** VILLAGÓMEZ-Gerardo, HERNÁNDEZ-Bernabé, MARTÍNEZ-Armando y HERNÁNDEZ-Alberto. Análisis numérico por el Método de Elementos Finitos de una zapata de tipo tambor. Revista de Ingeniería Tecnológica 2018, 2-8: 32-40

\*Correspondencia al Autor (aimp@upp.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Actualmente en todas las áreas relacionadas con el sector automotriz es necesario que cuenten con un área de ingeniería, debido a que son los responsables del diseño y análisis de diversas piezas y refacciones de vehículos ligeros y pesados, ya que es de suma importancia determinar antes de la fabricación de los productos los parámetros y condiciones que puedan generar una falla.

Diversos fabricantes de las partes relacionadas con el sistema de frenado de vehículos ligeros y pesados, han mostrado su interés en estudiar una configuración de tipo tambor, en específico la parte que se conoce como zapata de frenado, la cual es el elemento que contiene montadas las pastas de frenado, y a su vez se encuentra sujeta a un sistema de resortes, un cilindro receptor y a diversos pernos o anclas.

Es por esto, que al llevar a cabo el proceso de frenado se generan diferentes tipos y magnitudes de esfuerzos sobre diversas regiones de la zapata. Por este motivo es importante realizar un estudio que permita determinar los posibles puntos o secciones específicas donde pueda fallar la zapata, tomando en cuenta el material del que está fabricada, su diseño y las cargas aplicadas.

En este trabajo se propone realizar con base a una zapata comercial de servicio pesado, el análisis numérico de elementos finitos utilizando el programa ANSYS, el cual nos permitirá estudiar y determinar de forma computacional las regiones específicas donde se pueden presentar fallas, esto determinando las restricciones y magnitudes de cargas en condiciones críticas, a las cuales va a estar sometido el elemento estudiado a partir del ensayo de frenado tipo O para motor desembragado.

Además para resultados más exactos se llevó a cabo el dimensionamiento partiendo de una pieza original, mediante una máquina de coordenadas con precisión de 0.001mm y calibrador con precisión de 0.005mm, con la cantidad de puntos suficientes y medidas necesarias para crear el modelo en 3D. También se determinó de forma experimental el tipo de material con el cual fue fabricada la zapata.

Cada una de las etapas realizadas y los resultados obtenidos en este trabajo permitirán a los fabricantes apoyados de su área de ingeniería, establecer el procedimiento a partir de un análisis estático y no dinámico, el cual servirá de referencia para posteriores estudios y desarrollo de nuevas zapatas con diferentes características, principalmente con diferentes geometrías, materiales y dimensiones, esperando mejorar su funcionamiento y desempeño.

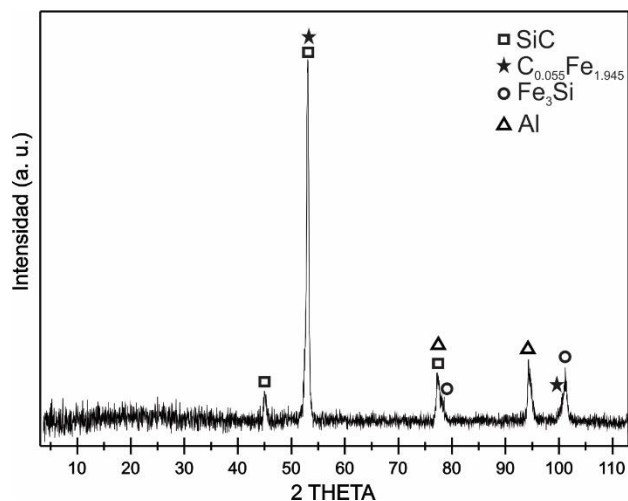
En las secciones de este artículo se describe a detalle todo el proceso realizado para el estudio computacional, iniciando con la caracterización de material que permitirá definir los parámetros del material. Posteriormente se determinaron las restricciones y cargas que se presentan en la zapata cuando está en funcionamiento el sistema de frenado con base a el ensayo establecido para este tipo de elementos. En la sección de análisis de elementos finitos se describe el procedimiento, las condiciones y parámetros establecidos en ANSYS para llevar a cabo el cálculo computacional.

## Caracterización del material

Para asignar el material en el programa ANSYS y llevar a cabo el cálculo estático por el método de elementos finitos de la zapata comercial utilizada, se caracterizó el material de la pieza por las técnicas de Difracción de Rayos-X, Microdureza Vickers y EDS.

Los experimentos de difracción de rayos-X se llevaron cabo en un difractómetro INEL EQUINOX 200 incorporando detector curvo en tiempo real con radiación de Cobalto (Co  $\text{K}\alpha_1$ ), la muestra se procesó en un periodo de 20 min a temperatura ambiente y sin atmósfera controlada en un porta muestras de aluminio y sin ningún tratamiento adicional.

El difractograma del material de la zapata comercial (Gráfico 1), muestra con respecto a la base de datos PDF-2 (Powder Diffraction Files) la presencia de la fase de SiC (PDF:49-1623),  $\text{C}_{0.055}\text{Fe}_{1.945}$  (PDF:44-1290), Al (PDF:04-0787) y  $\text{Fe}_3\text{Si}$  (PDF: 42-1329).



**Gráfico 1** Difractograma del material de la zapata utilizada

Con el análisis de EDS realizado en un Microscopio Electrónico de Barrido JEOL JSM-010LA, podemos confirmar los elementos presentes en la muestra, a partir de las fases identificadas por la Difracción de Rayos-X. En la Tabla 1 podemos observar con respecto al porcentaje en peso cada uno de los elementos detectados.

Elemento	% peso
C	5.25
Si	0.3
P	0.03
Mn	0.6
Fe	93.82
<b>Total</b>	<b>100</b>

**Tabla 1** Composición química de la superficie en [%peso]

Por último, se determinó la microdureza Vickers en un durómetro Bowers 412 DAT, el cual fue calibrado con un estándar de microdureza V163-273 con valor nominal de 744HV1. Las pruebas se llevaron a cabo con una carga de 50 gramos durante un periodo de 10 segundos, se realizaron 10 pruebas determinando un valor promedio de 215.825 HV.

Con base a los resultados del tipo de fases presentes, la composición química del material y su dureza Vickers, se determinó que el material utilizado para la zapata comercial de frenado de tipo tambor para este estudio es un acero AISI 1060 (Tabla 2), esto permita definir en ANSYS los parámetros relacionados con el acero utilizado, asegurando resultados más exactos durante el cálculo por el método de elementos finitos.

<b>Material</b>	AISI 1060
<b>Densidad (g/cm<sup>3</sup>)</b>	7.85
<b>Resistencia a la fluencia (MPa)</b>	485
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0.27-0.30
<b>Modulo de elasticidad (GPa)</b>	190-210

**Tabla 2** Propiedades mecánicas

### Determinación de las cargas aplicadas en la zapata

Se determinaron las cargas y restricciones a las cuales está sujeta la zapata, esto con base a la legislación de *distribución del esfuerzo de frenado entre los ejes de los vehículos* [1], bajo las siguientes consideraciones: Usando los requisitos de un ensayo de frenado del tipo O con motor desembragado como se muestra en la Tabla 3; y un vehículo categoría N3.

El ensayo requiere que el vehículo se encuentre cargado, siendo la distribución por eje la declarada por el fabricante y se llevará a cabo a la velocidad indicada para su categoría, debiendo alcanzar el rendimiento mínimo.

<b>Velocidad inicial</b>	60 km/h
<b>Espacio recorrido</b>	$s > 0.15v + v^2/130$
<b>Deceleración media</b>	$dm \geq 5m/s^2$

**Tabla 3** Requisitos del ensayo

Usando las características de un vehículo categoría N3 como se muestra en la Tabla 4, procederemos a calcular las variables para determinar las cargas.

Peso máximo autorizado (PMA)	18 t
Distancia entre ejes (E)	5 m
Distancias a ejes del centro de gravedad	
Vehículo vacío:	
a	2.03 m
b	2.97 m
Vehículo cargado:	
a'	3.194 m
b'	1.806 m
Altura del CDG vehículo vacío (h)	1.1 m
Altura del CDG vehículo cargado (h')	1.9 m
Peso del vehículo con caja de carga	7.8 t
Eje delantero:	4.63 t
Eje trasero:	3.117 t
Peso del vehículo cargado	
Eje delantero	6.5 t
Eje trasero	11.5 t
Presión máxima en cilindro de empuje (p')	7.5kg/cm <sup>2</sup>
Radio del neumático bajo carga (R)	0.5 m
Coefficiente de adherencia suelo-neumático	0.5 m

**Tabla 4** Características principales de un vehículo categoría N3

A continuación, se realiza la descripción de los requisitos para los vehículos de dos ejes de categoría N3 según *distribución del esfuerzo de frenado entre los ejes de los vehículos*.

Cualquier situación de carga no debe bloquear las ruedas traseras antes que las delanteras para un coeficiente de frenado  $z < 0.3$ , por lo que, la relación entre el coeficiente de frenado en el eje delantero y el coeficiente de frenado del eje trasero “ $r$ ” se determina a partir de la Ecuación 1.

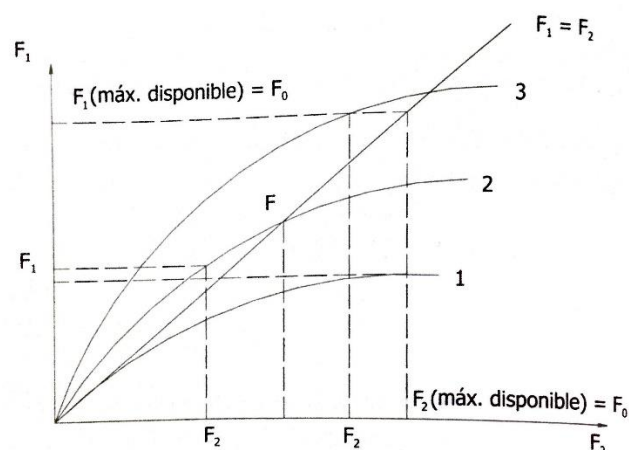
$$r = \frac{b + hz}{a - hz} = \frac{2.97t + 1.1m * 0.3}{2.03 - 1.1m * 0.3} = 1.94 \quad (1)$$

En la Ecuación 2 se muestra como se realiza el cálculo del coeficiente  $F$ , el cual emplea los dos ejes al mismo tiempo, y representa la adherencia a partir de la cual puede presentarse bloqueo en ruedas traseras antes que delanteras en vehículo cargado.

$$F = \frac{ra' + b'}{(r + 1) * h} = \frac{1.94t * 3.194m - 1806m}{(1.94t + 1) * 1.9m}$$

$$F = 0.786 \quad (2)$$

Como el coeficiente de adherencia entre el suelo y neumático es menor que  $F$ , es decir,  $F_0$  (adherencia máxima disponible) =  $0.65 < 0.786$ , esta relación corresponde a la curva 3 del Gráfico 2 de la teoría: *relación entre las adherencias utilizadas*. La cual indica que: Si  $F \geq F_0$  el vehículo se frena siempre con prioridad de bloqueo en las ruedas delanteras. Haciendo que en esta curva  $F_1$  (coeficiente de adherencia en el eje delantero) sea igual a  $F_0$ , ya que la adherencia  $F_0$  sólo podrá ser utilizada por las ruedas delanteras antes de que bloqueen, por lo que  $F_1$  siempre será menor que  $F_2$ .



**Gráfico 2** Curvas de relación entre adherencias de los ejes

Al seguir la curva 3 y definir el valor de  $F_1$ , el coeficiente de adherencia del eje trasero ( $F_2$ ), será máximo en ruedas traseras cuando las delanteras utilizan la adherencia máxima disponible de 0.65, la Ecuación 3 representa su cálculo.

$$F_2 = \frac{F_1 b}{ra - F_1(r + 1)h}$$

$$F_2 = \frac{0.65 * 1.806m}{1.94 * 3.19 - 0.65 * 2.94 * 1.9}$$

$$F_2 = 0.459 \quad (3)$$

La desaceleración máxima ( $J$ ), se obtiene sustituyendo los valores de  $F_1$  y  $F_2$  en la Ecuación 4.

$$J = \frac{F_1 b + F_2 a}{E - h(F_1 - F_2)} g$$

$$J = \frac{0.65 * 1.806 + 0.459 * 3.18}{5 - 1.9(0.65 - 0.459)} * 9.81$$

$$J = 5.58 \frac{m}{s^2} \quad (4)$$

En la Ecuación 5 se muestra el cálculo del par máximo de frenada ( $M$ ) para  $F_1$  y  $F_2$ :

$$M = \frac{PR \cdot F_2 (ab + F_2 ah)(r + 1)}{F_2^2 (r + 1)h^2 + F_2 h(E + b(r + 1) + bE)}$$

$$M = 18 \times 10^3 * 0.5 * \frac{0.459 * (8.52) * 2.94}{2.23 + 16.86}$$

$$M = 5122 \text{ kg m} \quad (5)$$

También se puede obtener de a partir de la Ecuación 6.

$$M = \frac{P}{g} J R$$

$$M = \frac{18000}{9.81} * 5.58 * 0.5 = 5119 \text{ kg m} \quad (6)$$

Momentos por eje (Ecuación 7 y 8)

Momento en eje delantero ( $M_1$ )

$$M_1 = M * \left( \frac{r}{r + 1} \right)$$

$$M_1 = 5122 * \frac{1.94}{2.94} = 3380 \text{ kg m} \quad (7)$$

Momento en eje trasero ( $M_2$ )

$$M_2 = M - M_1 = 5122 - 3380$$

$$M_2 = 1742 \text{ kg m} \quad (8)$$

Para conseguir los pares máximos, la presión corresponde a la máxima de  $7.5 \text{ kg/cm}^2$ , por lo que las constantes  $C_1$  y  $C_2$  de los frenos son determinados en las Ecuaciones 9, 10 y 11.

$$M_1/2 = C_1 * p_{max} \quad (9)$$

$$C_1 = \frac{3380/2}{7.5 \times 10^4} = 0.0225 \text{ m}^3 \quad (10)$$

$$C_2 = \frac{C_1}{r} = \frac{0.0225}{1.94} = 0.0116 \text{ m}^3 \quad (11)$$

A continuación, se determinan las cargas pertenecientes a las zapatas delanteras considerando las características de los frenos como se muestra en la Tabla 5.

Eje delantero:	
Ancho de zapata (b)	0.1778 m
Radio envolvente de leva (r')	0.03 m
Relación t/s	2
Coefficiente de rozamiento tambor-zapata	$\text{tg}\varphi=0.3$
Ángulo de abarque de zapata	$2\alpha=120^\circ$
Radio del tambor (r)	0.2 m
Cilindro de ayuda neumática (s')	$0.01935 \text{ m}^2$

Tabla 5 Características de los frenos

Los valores del momento por zapata ( $M_z$ ), la fuerza tangencial ( $F_t$ ) y la fuerza normal ( $F$ ) por zapata, se determinan de las Ecuaciones 12, 13 y 14.

$$M_z = \frac{M_1}{4} = 845 \text{ kg m} \quad (12)$$

$$F_t = \frac{M_z}{r} = \frac{845}{0.2} = 4225 \text{ kg} \quad (13)$$

$$F = \frac{M_z * \frac{\sqrt{3}}{2}}{\frac{\alpha r}{\sin \alpha}} = \frac{845 * \frac{\sqrt{3}}{2}}{\frac{60 * 6.28}{360} * 0.2}$$

$$F = 3491.6 \text{ kg} \quad (14)$$

La Ecuación 15 muestra cómo se determina el esfuerzo normal resultante ( $N$ ).

$$N = \frac{F}{\text{tg}\varphi} = \frac{3491.6}{0.3} = 11638 \text{ kg} \quad (15)$$

La Ecuación 16 y 17 permiten determinar las superficies consideradas.

Superficie por freno ( $S$ ).

$$S = 2 * 2br \alpha = 4 * 0.1778 * 0.2 * \frac{60 * 6.28}{360}$$

$$S = 0.1488 \text{ m}^2 \quad (16)$$

Superficie proyectada ( $S'$ ).

$$S' = 2 b r \sin \alpha$$

$$S' = 2 * 0.1778 * 0.2 * \sin 60$$

$$S' = 0.06159 \text{ m}^2 \quad (17)$$

Para determinar la presión sobre zapata ( $p$ ), se aplica la Ecuación 18.

$$p = \frac{N}{S'} = \frac{11638}{0.06159} = 188953.94 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \quad (18)$$

Siguiendo la Ecuación 19, determina la longitud de palanca ( $l$ ).

$$l = \frac{4 p r' b r s \sin 60}{p' s' t}$$

$$l = \frac{4 * 188953.93 * 0.03 * 0.2 * 0.2 * .86}{2 * 75000 * 0.01935}$$

$$l = 0.239 \text{ m} \quad (19)$$

Los parámetros previamente calculados permiten determinar las magnitudes con las que empuja el cilindro neumático a la leva y la fuerza transmitida por esta a la zapata: como se muestra en el diagrama del Grafico 3. Las fuerzas  $E_1$  y  $E_2$  deberán ser diferentes para lograr la máxima fuerza de frenado en ambas zapatas.

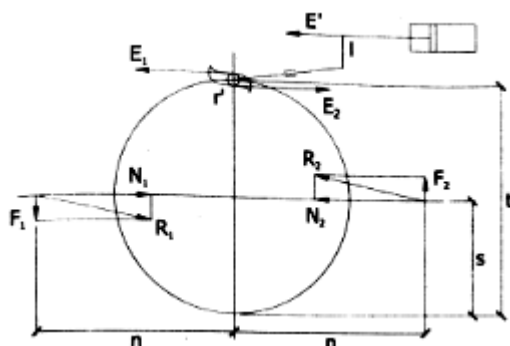


Gráfico 3 Freno accionado por leva fija

En la Ecuación 20, 21 y 22 se muestra como es el cálculo de la presión con la que empuja el cilindro neumático a la leva ( $p$ ), así como las fuerzas  $E_1$  y  $E_2$ .

$$p = \frac{p' s' l t}{4 r' b r s \sin \alpha}$$

$$p = \frac{75000 * 0.01935 * 0.239 * .323}{4 * 0.03 * 0.1778 * 0.2 * 0.162 * 0.866}$$

$$p = 1.879 \times 10^5 \text{ kg/m}^2 \quad (20)$$

$$E_1 = \frac{2 p b r (s * \sin \alpha - r * \alpha * tg \phi)}{t + r'}$$

$$E_1 = \frac{2 * 1.879 \times 10^5 * 0.1788 * 0.2 (0.14 - 0.06280)}{0.323 + 0.03}$$

$$E_1 = 2917 \text{ kg} \quad (21)$$

$$E_2 = \frac{2 p b r (s * \sin \alpha - r * \alpha * tg \phi)}{t + r'}$$

$$E_2 = \frac{2 * 1.879 \times 10^5 * 0.1788 * 0.2 (0.14 - 0.06280)}{0.323 + 0.03}$$

$$E_2 = 9242 \text{ kg} \quad (22)$$

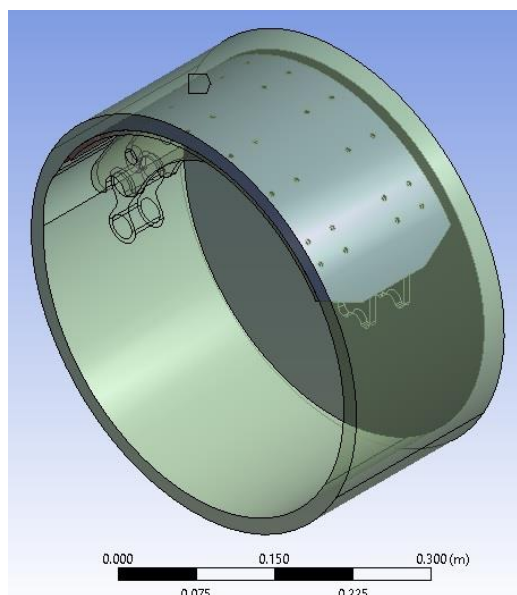
La magnitud de la fuerza  $E_1$ , resulta ser la de mayor interés, ya que representa la fuerza de la leva que se aplica directamente sobre la zapata y que inicia el funcionamiento del sistema de frenado.

### Representación de restricciones y conexiones para el análisis por el método de elementos finitos en ANSYS

La determinación de restricciones y conexiones en la geometría estudiada se describe a continuación:

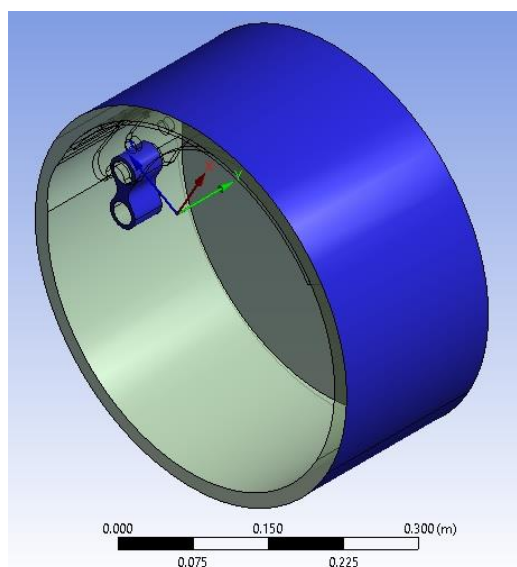
#### Restricciones

La restricción de la Figura 1 se da cuando el conductor acciona los dispositivos de frenado, a esto la zapata tendrá contacto con la parte interna del tambor para empezar la deceleración.



**Figura 1** Contacto de no separación entre la cara interna del tambor y la cara base de la zapata

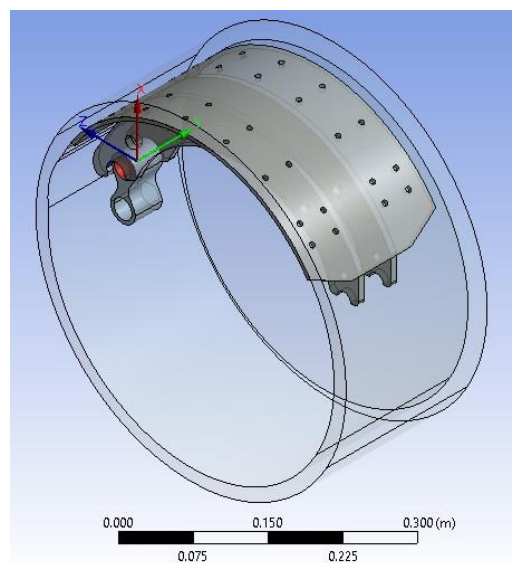
La geometría fija mostrada en la Figura 2, será la del tambor, ya que en una frenada este se detendrá por la fuerza aplicada y la base donde se sostiene la zapata, está fija a todo el mecanismo de frenos.



**Figura 2** Geometrías fijas

### Conexiones

La zapata tiene un pequeño giro el cual es desde el reposo donde la leva no es accionada, hasta donde tiene contacto con el tambor (Figura 3).

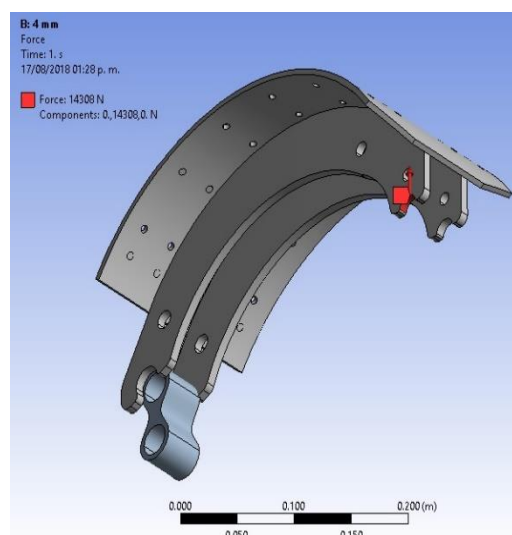


**Figura 3** Contacto de revolución entre caras cilíndricas de zapata y buje

### Cargas

El lugar donde la leva transmite la fuerza de empuje es en dos bases de la zapata, Por lo que, representamos la magnitud de la fuerza correspondiente a  $E_1$ . En la Ecuación 23 se muestra la conversión en Newtons de la fuerza  $E_1$  y se divide entre dos (caras donde se apoya la leva) para poder insertar la fuerza en la geometría de la zapata (Figura 4 y 5)

$$E_1 = \frac{2917 * 9.81}{2} = 14307.88 \text{ N} \quad (23)$$



**Figura 4** Fuerza 1, 14308 N

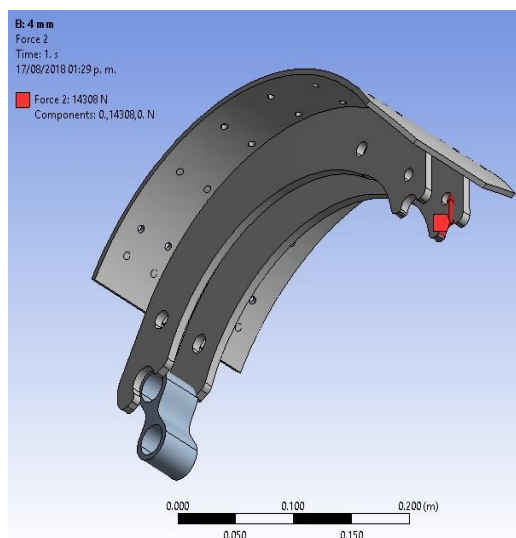


Figura 5 Fuerza 2, 14308 N

Las fuerzas 6 y 7 se propusieron de 200 N, las cuales corresponden a los resortes de retorno (Figura 6 y 7).

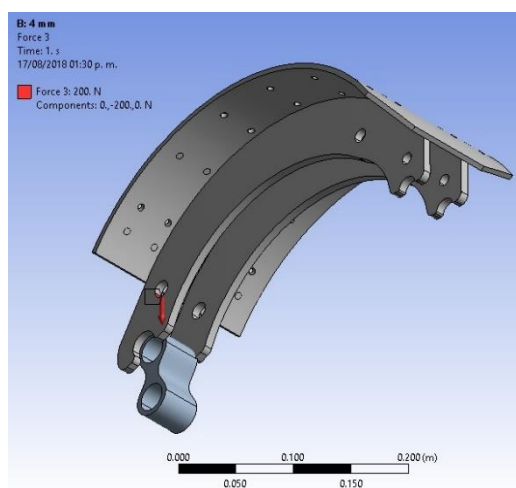


Figura 6 Fuerza 3, 200 N

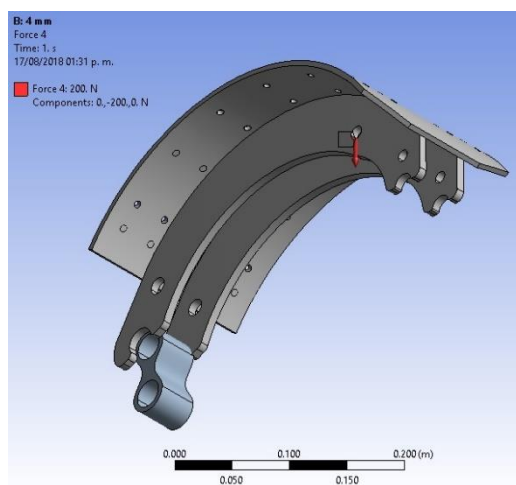


Figura 7 Fuerza 4, 200 N

El momento generado por las fuerzas presentes en la frenada se representa en la superficie de contacto con el tambor (Figura 8), es la magnitud calculada previamente  $M_z$ . En la Ecuación 24 se muestra la conversión de este parámetro a Newtons.

$$M_z = 845 \text{ kg m} * 9.8 = 8289.45 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (24)$$

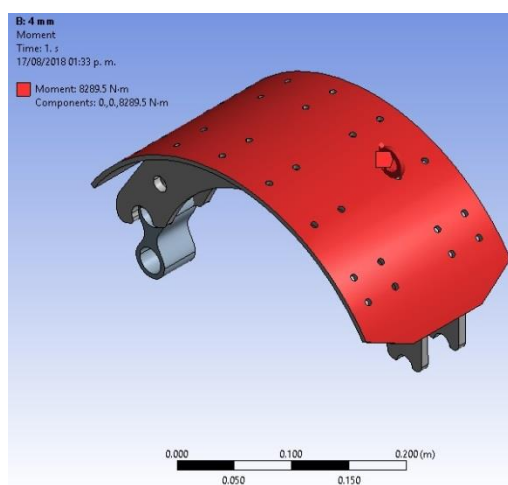


Figura 8 Momento en zapata, 8289.45 N·m

### Mallado

El material seleccionado para el análisis de la zapata es un acero AISI 1060.

Utilizando un método de mallado por tetraedros y tamaño de elementos de 4mm, logrando 199459 nodos con 116170 elementos (Figura 9).

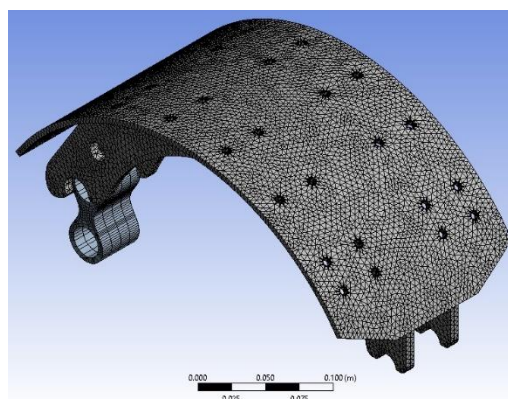


Figura 9 Mallado por elementos finitos



## Resultados de análisis

Los esfuerzos equivalentes de Von-Mises producidos por las fuerzas y el momento producidos por el proceso de frenado y deceleración alcanzaron los 373 MPa como lo muestra la Figura 10.

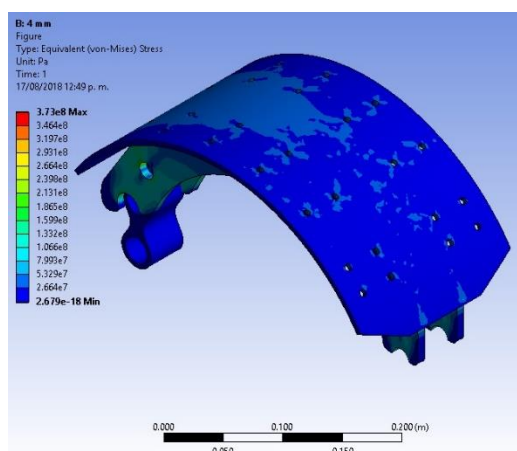


Figura 10 Esfuerzos equivalentes (Von-Mises)

Al no rebasar el límite elástico del material, se obtuvo un factor de seguridad de 1.3 (Figura 11) dando así un resultado positivo en la resistencia del material, considerando que todas las fuerzas calculadas son en base a variables esperadas en una situación máxima de carga y frenado.

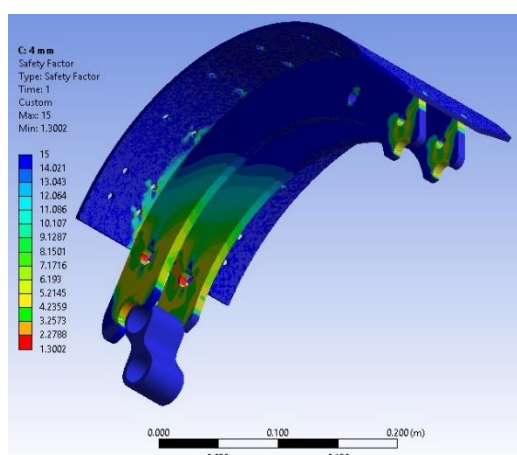


Figura 11 Factor de seguridad

## Conclusiones

El análisis numérico por el método de elementos finitos, permite obtener resultados confiables con respecto al comportamiento de una zapata de tipo tambor, esto a partir de la determinación de las cargas y las restricciones que actúan sobre este elemento.

El dimensionamiento adecuado y la caracterización del material, permiten que los parámetros considerados arrojen una aproximación más exacta de los resultados.

El estudio se simplifica al ser un análisis estático y no dinámico, ya que al determinar las cargas puntuales que son aplicadas en las diferentes regiones de la zapata y con base al ensayo de frenado tipo O para motor desembragado, se puede considerar como un sistema estático.

Los resultados obtenidos y el procedimiento desarrollado en este trabajo, sirven de referencia a las áreas de ingeniería de los distintos fabricantes de zapatas de tipo tambor, ya que se pueden evaluar zapatas comerciales ya existentes o se puede considerar para la evaluación de nuevos diseños.

## Referencias

Abrão, A. M., et al. "The Influence of Deep Rolling on the Surface Integrity of AISI 1060 High Carbon Steel." *Procedia CIRP*, vol. 13, Elsevier B.V., 2014, pp. 31–36, doi:10.1016/j.procir.2014.04.006.

Vashista, M., and S. Paul. "Correlation between Full Width at Half Maximum (FWHM) of XRD Peak with Residual Stress on Ground Surfaces." *Philosophical Magazine*, vol. 92, no. 33, 2012, pp. 4194–204, doi:10.1080/14786435.2012.704429.

de los Rios, Oscar Javier. "Caracterización de Materiales Alternativos Para Frenos de Fricción." *Scientia et Technica*, vol. 1, no. 52, 2012, pp. 26–31.

Cascajosa, M (2014), "Ingeniería de Vehículos: sistemas y cálculos", Madrid, España: Editorial Alfaomega.

Yang, Dan, et al. *Modal Analysis of Automobile Brake Drum Based on ANSYS Workbench*. Vol. 75, no. Mcei, 2017, pp. 608–12.

Alem, Mohammed Abdul, et al. Design and Analysis of Drum Brakes. Vol. 1004, no. 1, 2018, pp. 257–69, <http://www.ijatir.org/uploads/541362IJATIR16691-64.pdf>.