

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE FRENOS

**Ramón Rodríguez Castro**

Instituto Tecnológico de Celaya  
*ramon.rodriguezr@itcelaya.edu.mx*

**Arturo Rosendo Santoyo**

Instituto Tecnológico de Celaya  
*arosendo0204@gmail.com*

## Resumen

En el presente trabajo se diseñó un dinamómetro para el estudio experimental del rechinado del freno de disco, mediante MEF se analizó la flecha del dinamómetro considerando las cargas máximas a las que será sometida. Se llevaron a cabo doscientas pruebas variando condiciones de operación tales como: presión de frenado, temperatura y velocidad de deslizamiento. Se observa que el valor máximo de la amplitud del rechinado en todas las pruebas tiene un intervalo de frecuencia de 3.3 – 3.4 kHz. También se encontró un aumento en la tendencia a que ocurra el rechinado con el aumento de la velocidad de deslizamiento. Por otra parte, se observa que la amplitud del rechinado disminuye con el aumento de la presión aplicada.

**Palabra(s) Clave(s):** Dinamómetro, freno de disco, rechinado

## Abstract

*In the present paper a dynamometer was designed for an experimental study of the disc brake squeal, the dynamometer's shaft was analyzed through FEM considering the maximum loads acting on it. Two hundred tests are conducted at various operating conditions such as: brake-line pressure, temperatures and disc*

*speeds. It is observed that the peak value of the brake squeal amplitude emanates from all tests are dominant at frequency range of 3.3 – 3.4 kHz. It is also found that the tendency for the brake squeal occurs increases with the increase of sliding speed. Moreover, it is observed that the brake squeal level decreases with the increases of applied pressure.*

**Keywords:** *Dynamometer, disc brake, squeal*

## **1. Introducción**

El rechinido en los frenos de disco es un problema percibido por los conductores, aparte de molesto, como un indicador de algún problema con el sistema de frenado resultando en una significativa pérdida anual en costos de garantía por parte del sector automotriz. Es por eso que se ha hecho un considerable número de investigaciones alrededor de todo el mundo dirigidas a comprender las causas que generan el ruido, y pesar de los esfuerzos realizados, aún no se ha llegado a una solución general debido a la complejidad de los parámetros que intervienen en el fenómeno, y por lo tanto, aún no se ha podido controlar en su totalidad. Estas investigaciones se han llevado a cabo usando tanto métodos teóricos, numéricos como experimentales, siendo los métodos experimentales los que pueden proveer datos reales de medición y confiabilidad.

Oliviero et al [1] diseñaron y construyeron un laboratorio para el control de estudios experimentales de emisión de ruido en el sistema de frenos de autos. Sus resultados mostraron que un aumento en la rigidez del caliper afecta la frecuencia a la cual se excita el sistema, moviendo cada zona a frecuencias más elevadas.

Oliviera et al [2] llevaron a cabo un experimento sobre la inestabilidad que origina el rechinido en el frenado. Sus resultados mostraron que el rechinido ocurre a frecuencias cercanas a las frecuencias naturales del sistema de frenado acoplado.

Triches et al [3] desarrollaron una investigación para reducir el rechinido en el sistema de frenado usando una capa de amortiguamiento en las balatas. Los resultados indicaron un fuerte rechinido a una frecuencia alrededor de 7 kHz y ocurrió a una temperatura de 150 °C y una presión de 25 bar. Las últimas pruebas,

ya con la capa de amortiguamiento en las balatas, mostraron una disminución en la amplitud del rechinido de 20dB para algunas frecuencias.

Rabia et al [4] construyeron un dinamómetro con la finalidad de medir los niveles de vibración inducidos por la fricción entre disco y balatas. Sus resultados indicaron que un pico con amplitud variable se presentó en todas las pruebas con una frecuencia constante de 4.4 kHz. Se observó que la amplitud de vibración disminuye a medida que se aumenta la velocidad de rotación y la presión de frenado.

## 2. Funcionamiento del sistema de freno de disco

El sistema de freno en un vehículo se puede considerar como un transformador de energía, debido a que mediante fuerzas de fricción transforma la energía cinética de un cuerpo en energía calorífica (calor). En la figura 1 se muestra un sistema de freno de disco con un caliper flotante. El rotor gira alrededor del eje de la rueda, el ensamble del caliper (balatas y pistón de accionamiento) está montado al sistema de suspensión del vehículo a través de soportes que le permiten desplazarse de forma transversal respecto al disco.

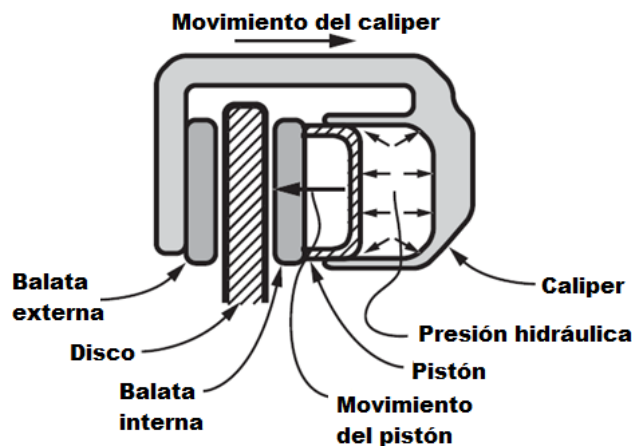


Figura 1 Funcionamiento de un sistema de freno de disco con caliper flotante.

Cuando la presión hidráulica es aplicada, el pistón presiona a la balata interior contra el disco, la reacción obliga al caliper a moverse en la dirección opuesta. Como resultado, la balata exterior (que esta fija) se ve forzada a presionar la cara opuesta

del disco. De este modo, la fuerza normal en ambos lados del disco en contacto con las balatas se iguala [5].

### 3. Desarrollo y resultados

#### Cálculo de la masa de inercia

La masa de inercia es un dispositivo que almacena y libera energía. Con esto se pretende igualar la energía cinética que tendrá el auto en movimiento con la energía cinética de un sistema rotacional (dinamómetro). Al igualar tanto la energía cinética de un sistema lineal con un rotacional obtenemos la ecuación 1.

$$\frac{1}{2} m_{auto} (V_1^2 - V_2^2) = \frac{\pi}{64} e \rho d^4 (\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (1)$$

La masa del auto, un Ford Topaz, es de 1184 kg. Como los cálculos son en base a frenos delanteros, se tiene que considerar el 75% de la mitad de la masa del auto por lo que obtenemos una masa de 444 kg. La velocidad inicial del auto será de 3 y 5 km/h (0.83 y 1.39 m/s respectivamente) hasta llegar al reposo, estos parámetros de masa y velocidad establecidos por la norma SAE J2521 [6]. La densidad del acero es de 7850 kg/m<sup>3</sup> [7] para el espesor del disco (masa) de inercia se eligió de 38.1 mm ya que es una medida de placa comercial. Considerando que  $v_2$  y  $\omega_2$  equivale a 0 y que el diámetro del disco (masa) de inercia es de 254 mm se obtienen los valores a los que deberá de girar el dinamómetro siendo: para simular el auto a una velocidad de 3 km/h debe girar a 475 rpm y para simular una velocidad de 5 km/hr debe girar a 796 rpm.

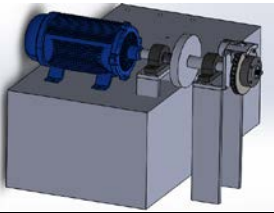
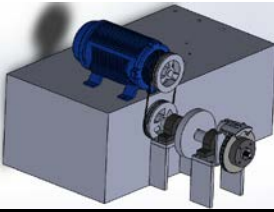
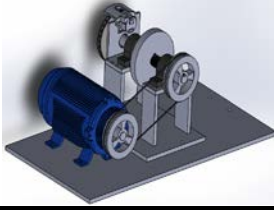
#### Prototipos de dinamómetros

En la tabla 1 se muestran prototipos virtuales con ventajas y desventajas considerando las siguientes especificaciones: tratar de usar la menor cantidad de piezas posible, evitar usar el espacio de la bancada a un costado del motor y usar tornillería para el ensamble de piezas.

Se decidió fabricar la alternativa numero 3 debido a la facilidad de anclar el dinamómetro a la bancada usando una placa extra a costa de tener que desinstalar

el dispositivo que se encuentra anclado a un costado del motor y tener que usar elementos transmisores de potencia. En la figura 2 se muestra el prototipo virtual del dinamómetro a fabricar junto con el accionamiento hidráulico (izquierda) y el prototipo real (derecha).

Tabla 1 Prototipos virtuales del dinamómetro.

Prototipos virtuales del dinamómetro	Ventajas	Desventajas
<p>1</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Eliminación de transmisores de potencia</li> <li>* Se evita usar el espacio a un costado del motor</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Dificultad para anclar las bases de la chumacera al piso</li> <li>* Equipo fuera del área de trabajo</li> </ul>
<p>2</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Se evita usar el espacio a un costado del motor</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Dificultad para anclar las bases de la chumacera al piso</li> <li>* Uso de transmisores de potencia</li> <li>* Equipo fuera del área de trabajo</li> </ul>
<p>3</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Equipo dentro del área de trabajo</li> <li>* Facilidad para anclar el dinamómetro</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Se usa el espacio a un costado del motor</li> <li>* Uso de transmisores de potencia</li> <li>* Placa extra para anclar el dinamómetro a la bancada</li> </ul>

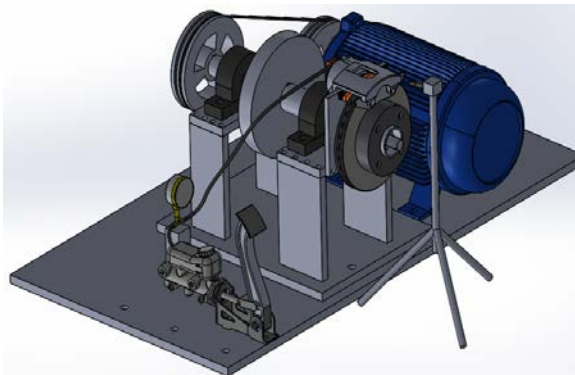


Figura 2 Prototipo virtual a construir (izquierda), prototipo real (derecha).

## Análisis de flecha

Para el cálculo de esfuerzos y deformaciones primeramente se malló la flecha como se muestra en la figura 3 (izquierda) y posteriormente se fijaron las condiciones de frontera junto con los parámetros de operación como se muestra en la figura 3 (derecha).

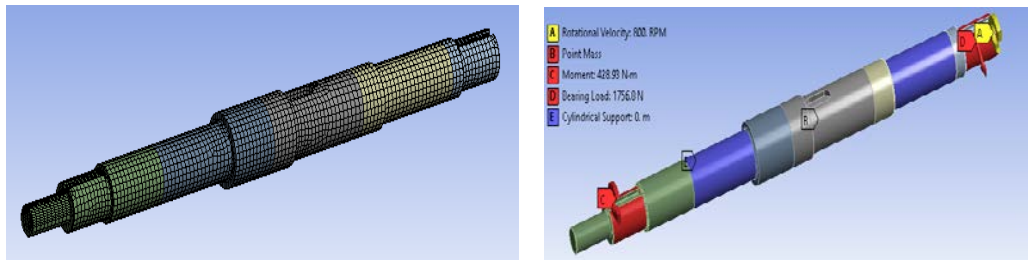


Figura 3 Mallado de la flecha (izquierda), condiciones de frontera de la flecha (derecha).

Soportes cilíndricos fueron usados en toda el área que cubren las chumaceras a la flecha, una velocidad de rotación de 800 rpm considerando que es la máxima velocidad de operación a la que girara la flecha, un punto de masa simulando al disco de inercia (misma ubicación que en la realidad), un momento de 428.93 N-m ya que es la energía cinética que lleva el sistema y por ende es el torque que debe de aplicar el sistema de frenado para llevarlo al reposo y una tensión provocada por la banda transmisora de potencia. En la figura 4 (izquierda) un valor máximo de esfuerzo de 127.9 MPa en la zona donde actúa el sistema de frenado. Para el factor de seguridad, en la figura 4 (derecha), se muestra que la zona más propensa a una posible falla es donde actúa el sistema de frenado. El factor de seguridad mínimo es aproximadamente de 3, por lo que la flecha es segura para la aplicación deseada.

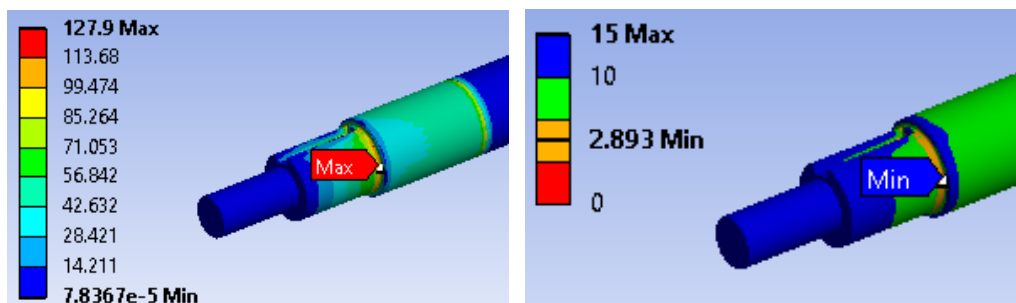


Figura 4 Máximo esfuerzo equivalente (izquierda), factor de seguridad (derecha).

## Pruebas a 3 km/h y 5 km/h

Se llevaron a cabo pruebas simulando la velocidad del auto a 3 y 5 km/h. Para cada velocidad se realizaron 100 pruebas variando tanto presión como temperatura. Los valores de temperatura fueron de 25 a 100 °C con un  $\Delta T$  de 25 °C y las presiones de frenado de 1, 2, 4, 6 y 10 bar, realizando 5 pruebas con los mismos parámetros de presión y temperatura, esto con la finalidad de corroborar mediciones.

En la figura 5 se muestra la dispersión de los resultados obtenidos con los diferentes parámetros de operación. Graficando en el eje de las ordenadas el nivel de presión de sonido máximo y en el eje de las abscisas la frecuencia a la que ocurrió el rechinado a 3 km/h (izquierda) y 5 km/h (derecha). La cantidad de veces que ocurrió el fenómeno del rechinado en las diferentes pruebas, tanto a 3 como a 5 km/h, se contabilizan y se muestra en la figura 6.

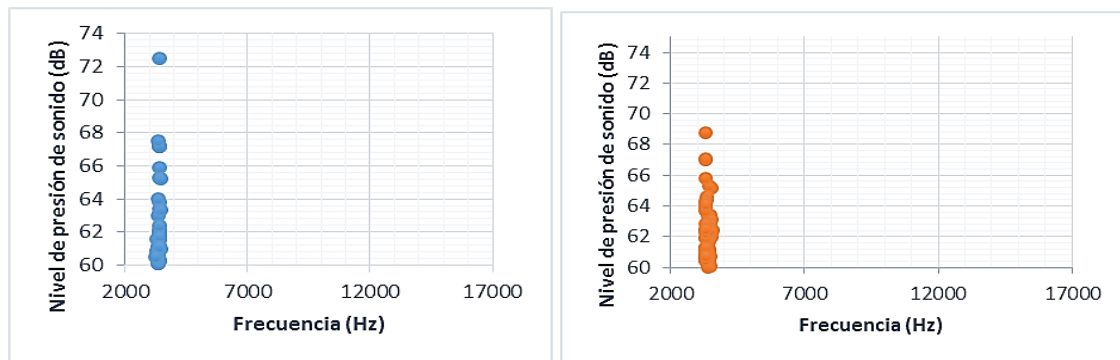


Figura 5 Dispersión de las mediciones a 3 km/h (izquierda), 5 km/h (derecha).

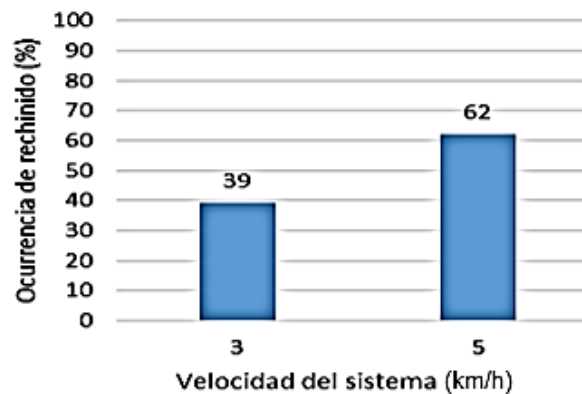
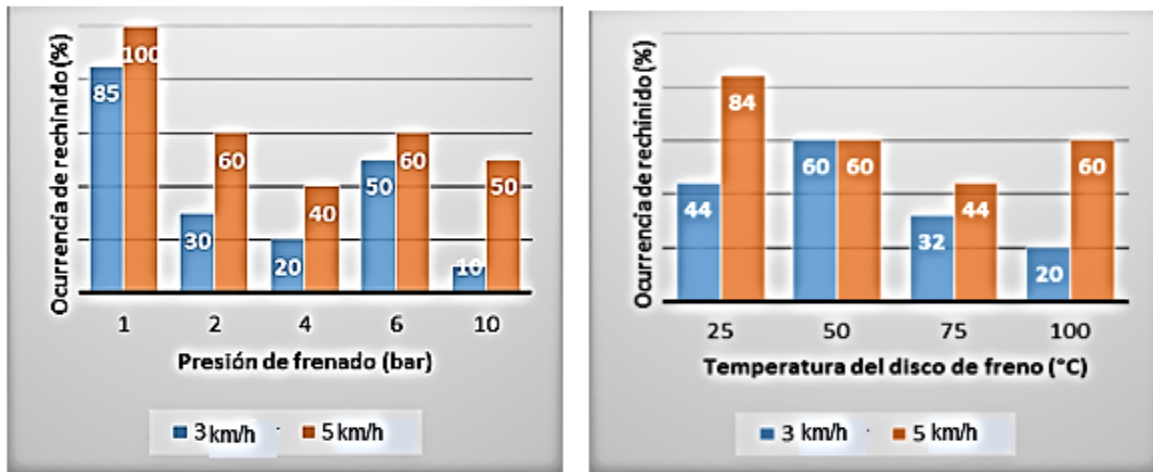


Figura 6 Porcentaje de ocurrencia de rechinado (> 60dB) a diferentes velocidades.

## Relación entre el rechinado y parámetros de operación

A continuación se muestran una serie de graficas en las que se relacionan los parámetros de operación con el porcentaje de ocurrencia del fenómeno del rechinado a una amplitud mayor a 60 dB comparando los resultados obtenidos a 3 y 5 km/h. Siendo la figura 7 en base a la presión de frenado (izquierda) y en base a la temperatura del disco de freno (derecha).

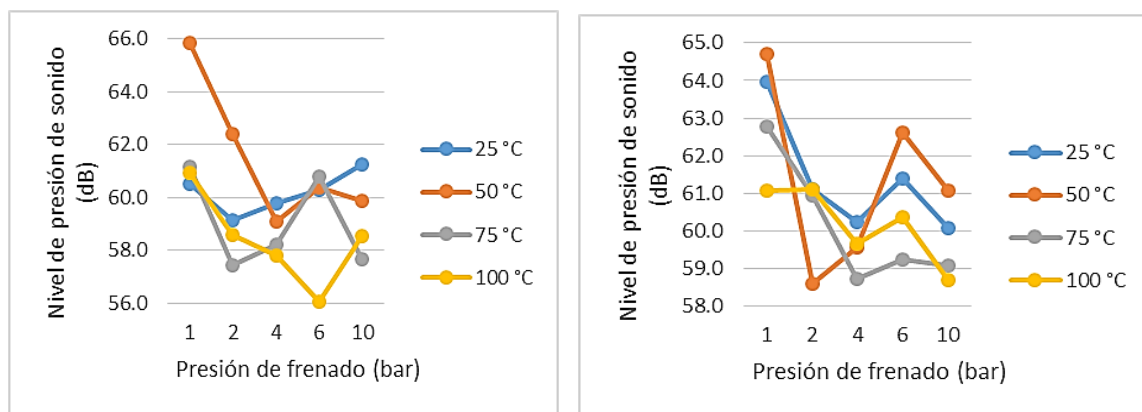


a) Presión de frenado.

b) Temperatura del disco de freno.

Figura 7 Relación porcentaje de ocurrencia del fenómeno del rechinado (> 60 dB).

En la figura 8 se muestra cómo es que varía la amplitud del rechinado en base a los parámetros de operación.



a) 3 km/h.

b) 5 km/h.

Figura 8 Variación de la amplitud del rechinado en base a los parámetros de operación.



Las máximas amplitudes de rechinado tanto para 3 como para 5 km/h son a 50 °C con una presión de frenado de 1 bar. Esto es debido, muy probablemente, a que a muy bajas presiones el disco y las balatas apenas se tocan y se genera poco amortiguamiento por fricción entre ellos. A medida que la presión de frenado aumenta, existe mayor contacto entre estos elementos y el amortiguamiento en el sistema comienza a aumentar (amortiguamiento por fricción) debido a la compresibilidad del material de fricción de las balatas [4].

### **Posibilidad de acoplamiento modal entre componentes**

Existe la posibilidad, debido a las condiciones de operación, de que logren empatar dos frecuencias naturales parecidas de dos diferentes componentes del sistema de frenado. El ruido usualmente ocurre cuando por lo menos dos componentes del sistema comienzan a vibrar juntos creando un modo de sistema acoplado. Considerando los acoplamientos por modos de flexión, cuando los componentes tienen la misma longitud de onda y frecuencia, empatarán geoméricamente y comenzarán a vibrar en fase. Durante esta situación, el amortiguamiento por fricción disminuye drásticamente y comienza a rechinar [8]. Cuando el sistema de frenado trabaja bajo presión y temperatura, la dinámica de los componentes cambia significativamente. Más notable en la balata por el material de fricción, ya que este se comprime al ser sometido a la presión de frenado. Debido a esta compresión, la rigidez de la balata aumentará por lo que su frecuencia natural también lo hará. Por otro lado, la presión de frenado tiene una muy baja influencia sobre el disco de frenado. La temperatura tiene un efecto similar al de la presión, a medida que aumenta la temperatura, la rigidez del elemento disminuirá. Como consecuencia, su frecuencia natural también lo hará y más notable en la balata debido al material de fricción [3]. Para tener una idea más amplia, en la figura 9 se puede apreciar la influencia que tiene la presión sobre los modos del disco de freno y de la balata. Las frecuencias de rechinado obtenidas (de los promedios de las 5 diferentes mediciones que se realizaron con mismas condiciones de operación) se encuentran en tabla 2.

En la tabla 3 se muestran las frecuencias naturales del disco y balata que corresponden a los modos fuera de plano (flexión).

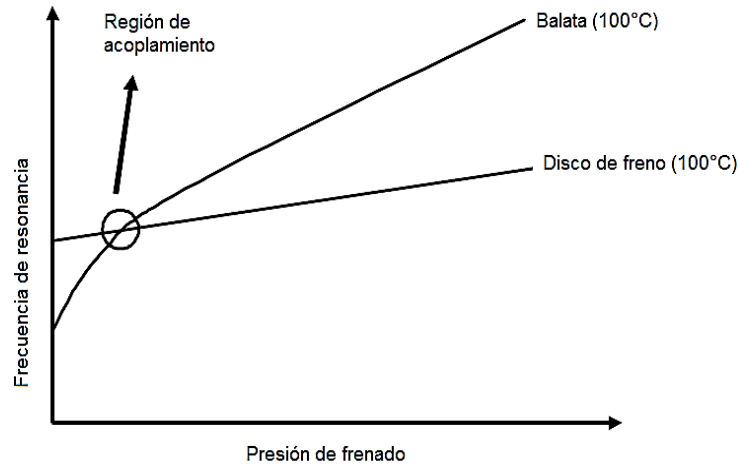


Figura 9 Influencia de la presión sobre los modos del disco de freno y de la balata [3].

Tabla 2 Intervalos de frecuencia del fenómeno de rechinado.

Velocidad de operación (km/h)	Mín. frecuencia (Hz)	Máx. frecuencia (Hz)
3	3325	3450
5	3310	3469

Tabla 3 Frecuencias naturales de los componentes de frenado.

Frecuencias naturales (kHz)	Disco de freno	Balata
1er Modo de flexión	1520	775
2do Modo de flexión	3240	1212
3ero Modo de flexión	3320	2475
4to Modo de flexión	3760	2675
5to Modo de flexión	5120	3837

El tercer modo del disco posee una frecuencia natural dentro del intervalo en el que se presenta el rechinado a 3 km/h y muy cercano (solo por debajo de 5 Hz) al rechinado que se presenta a 5 km/h. Esto se puede explicar debido a que los valores

de factor de pérdida de amortiguamiento asociados con los modos de vibración de la balata son mayores que los del rotor, debido al material de fricción que provee mucho mayor amortiguamiento que el hierro colado al disco de freno. Como consecuencia, hay una tendencia de que los modos de vibración del disco de freno sean los que determinen, por lo general, la frecuencia del fenómeno del rechinado [3]. El cuarto modo de la balata vibra a una frecuencia de 2675 Hz, aproximadamente 645 Hz por debajo de los valores mínimos de la frecuencia de rechinado. Por lo que al ser sometida a presión su rigidez aumentará al igual que sus frecuencias naturales (como se muestra en la figura 9). Eventualmente esa diferencia se acortará y ambos modos se acoplarán con la misma frecuencia y misma forma de modo.

#### **4. Conclusiones**

- El diseño del dinamómetro fue básico y lo menos costoso posible. El banco fue totalmente funcional para las condiciones de operación especificadas en este trabajo, pero para realizar pruebas simulando autos con mayor masa o condiciones de prueba más exigentes (velocidad inicial del vehículo por ejemplo) se puede sustituir el disco de inercia por uno más grande o se pueden aumentar la velocidad de rotación del dinamómetro. Si lo anterior mencionado es el caso, se deberían agregar soportes a las bases soldando travesaños de metal para brindarle mayor rigidez y estabilidad a la estructura.
- Se debe instrumentar totalmente al banco de pruebas, ya que la presión de frenado y temperatura del disco de freno son obtenidas manualmente.
- Para la obtención de mediciones experimentales se realizaron 200 pruebas (100 simulando el automóvil a 3 km/h y las otras 100 a 5 km/h). Para estas pruebas se variaron tanto presiones de frenado (1, 2, 4, 6 y 10 bar) como temperatura del rotor del freno (25, 50, 75 y 100 °C). Se observó que el valor pico de la amplitud de rechinado en todas las pruebas rondaba en un intervalo de frecuencia de 3.3 y 3.4 kHz similar a los trabajos realizados por Triches et al. [3] y Rabia et al. [4], en donde sin importar los parámetros de operación,

la frecuencia del rechinado se mantenía constante de 7 y 4.4 kHz respectivamente.

- La frecuencia a la que ocurre el fenómeno del rechinado corresponde propiamente a una frecuencia natural del disco de freno y la frecuencia natural más cercana de la balata está a solo 645 Hz por debajo de los valores mínimos de la frecuencia de rechinado. Como los trabajos realizados por Triches et al. [3] en donde los resultados mostraron que los modos de vibración del disco de freno son significativamente responsables de las frecuencias de rechinado del sistema de frenado.
- También se encontró un aumento en la tendencia a que ocurra el rechinado con el aumento de la velocidad de deslizamiento. Por otra parte, se observó que la amplitud del rechinado disminuye con el aumento de la presión aplicada. Similar a los resultados obtenidos en las pruebas realizadas por Rabia et al. [4] donde observaron que la amplitud de vibración disminuía a medida que se aumentaba la velocidad de rotación y la presión de frenado.
- Algunas recomendaciones para disminuir la amplitud de rechinado son: La modificación de la geometría en ambos componentes y diferentes materiales para la balata (material de fricción). En ambas recomendaciones la finalidad es la de desplazar las frecuencias naturales variando la rigidez de los componentes.

## 5. Bibliografía y Referencias

- [1] G. Oliviero, X. Zhaoshun & A. Akay, *A laboratory brake for the study of automotive brake noise*, IMAC-XX: Conference & Exposition on Structural Dynamics, pp. 548-551. (2002).
- [2] G. Oliviera, A. Akay & F. Massi, Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup. *Journal of Sound and Vibration*, 292, pp. 1-20. (2006).
- [3] M. Triches Jr, S. N. Y. Gerges & R. Jordan, Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, 26 (3), pp. 340-348. (2004).

- [4] M. M. Rabia, N. M. Ghazaly, M. M. M. Salem & A. M. Abd-El-Tawwab, An experimental study of automotive disc brake vibrations. *The International Journal of Engineering and Science*, 2 (1), pp. 194-200. (2013).
- [5] N. M. Kinkaid, O. M. O'Reilly & P. Papadopoulos, Automotive disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 267, pp. 105–166 (2003).
- [6] SAE J2521, Disc Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA. (2001).
- [7] Automation Creations, Inc., MatWeb, Your Source for Materials Information, <http://www.matweb.com/>. Recuperada del sitio Web temoa : Portal de Recursos Educativos Abiertos (REA)
- [8] J. D. Fieldhouse, A Proposal to Predict the Noise Frequency of a Disc Brake Based on the Friction Pair Interface Geometry. SAE Paper 1999-01- 3403 (1999).