

Modelo vibratorio de un sistema de transmisión de potencia para detección y caracterización de fallas

Julián Andrés Villanueva-Rodríguez¹

Universidad Antonio Nariño

jvillanueva49@uan.edu.co

Nelson Stiven Barreto-Reyes²

Universidad Antonio Nariño

nbarreto00@uan.edu.co

Diego Patricio Calero-Arellano³

Universidad Antonio Nariño

diegocalero@uan.edu.co

DOI:

Fecha de recepción: 27 de enero de 2021

Fecha de aprobación: 04 de noviembre de 2021

Cómo citar este artículo: Villanueva-Rodríguez, J. A.; Barreto-Reyes, N. S.; Calero-Arellano, D. P. (2021). Modelo vibratorio de un sistema de transmisión de potencia para detección y caracterización de fallas. *Revista Ontare*, 9, páginas. DOI:

Resumen

El comportamiento vibratorio de un sistema de transmisión de potencia permite caracterizar las señales, a fin de detectar posibles fallas en los componentes del sistema. Esta estrategia de mantenimiento predictivo contribuye a la estimación de la vida útil de los sistemas rotatorios, lo cual disminuye el tiempo y los costos de mantenimiento. Esta caracterización se realiza considerando modelos de diferentes grados de libertad de sistemas rotodinámicos, en los cuales es posible simular fallas comunes en los sistemas de transmisión —desgaste, roturas, sobrecarga—. Teniendo en cuenta lo anterior, este trabajo consiste en modelar un sistema de transmisión de potencia de dos etapas: la primera, engranajes helicoidales, y la segunda con engranajes hipoidales, usando como base el modelo de Jeffcott. Además, se implementa el acoplamiento de los ejes de transmisión a través de los engranajes, donde también es simulado el comportamiento de las fallas. La ejecución del modelo y la obtención de resultados es realizada usando el software MATLAB®. Así, fue posible completar un modelo matemático de múltiples grados de libertad que permite evaluar el comportamiento de la dinámica del sistema por etapas y, finalmente, acoplar cada una de ellas en un sistema completo. Para ello se consideraron varios factores para lograr similitudes con respecto a la realidad. Las especificaciones de algunos materiales —revisión de catálogos, entre otros— permitieron suponer valores que representaran de manera adecuada todas las partes del sistema, y, de esta forma, estar en capacidad de simular para las etapas del desarrollo del proyecto.

Palabras clave: transmisión de potencia; mantenimiento predictivo; engrane hipoidal; engrane helicoidal; rotodinámica; detección de fallas.

¹ Estudiante del programa de Ingeniería Mecatrónica – Universidad Antonio Nariño. ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2057-7221>

² Estudiante del programa de Ingeniería Mecánica– Universidad Antonio Nariño. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7791-3885>

³ Doutor em Engenharia Mecânica com ênfase em Vibrações e Acústica - Universidade Federal de Santa Catarina. Mestre em Ciências: Engenharia Mecânica – Universidad de Sao Paulo. Ingeniero Mecánico - Escuela Politécnica del Ejército. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2891-2779>

Vibratory Model of a Power Transmission System for Fault Detection and Characterization

Abstract

The vibratory behavior of a power transmission system allows for characterizing the signals to detect possible faults in the system components. This predictive maintenance strategy estimates the helpful life of rotating systems, reducing maintenance time and costs. This characterization is carried out considering models of different degrees of freedom of rotodynamic systems, in which it is possible to simulate common failures in transmission systems (wear, breakage, overload). Considering the above, this work models a two-stage power transmission system: the first with helical gears, and the second with hypoid gears, using the Jeffcott model as a base. Besides, the coupling of the transmission shafts through the gears is implemented, where the faults' behavior is also simulated. The execution of the model and obtaining results is carried out using the MATLAB® software. Thus, it was possible to complete a mathematical model with multiple degrees of freedom that allows evaluating the behavior of the system's dynamics in stages and, finally, coupling each of them into a complete system. For this, several factors were considered to achieve similarities concerning reality. The specifications of some materials (review of catalogs, among others) allowed us to assume values that adequately represented all the parts of the system and, in this way, be able to simulate the stages of project development.

Keywords: *power transmission; Predictive Maintenance; hypoid gear; helical gear; rotodynamics; fault detection.*

1. Introducción

El análisis de vibración de maquinaria permite determinar posibles fallas, principalmente en elementos de transmisión de potencia, cuyo comportamiento no son precisamente rígido (Vance, Zeidan y Murphy, 2010). Estos análisis se pueden generar por medio de modelos matemáticos en los que se tienen en cuenta propiedades y características de las maquinas, los materiales de las piezas o elementos, alineación y lubricación, entre otros (Scheffer, 2004). De esta manera, el análisis de vibraciones en maquinaria aparece como una estrategia de mantenimiento predictivo (Smith, 2003).

El proceso de obtener modelos matemáticos se ha aplicado en diferentes áreas de la ingeniería para dar soluciones a problemas específicos encontrados en el diseño. En turbomáquinas se han obtenidos modelos rotodinámicos con el propósito de investigar el efecto del sometimiento a cargas laterales y torsionales (Duarte, 2014), concluyendo que los resultados del modelo coinciden con las velocidades críticas laterales y torsionales. Estas velocidades son fundamentalmente sensibles a las variaciones de los parámetros de rigidez y amortiguamiento del sistema.

El desbalance en los sistemas rotodinámicos también produce problemas generados por la vibración excesiva, por tanto, se han desarrollado diferentes modelos matemáticos. Un ejemplo sería el aplicado en el artículo de «Balanceo automático de un sistema rotor-cojinete: identificador algebraico en línea del desbalance para un sistema rotodinámico»; en el cual se desarrolló un modelo matemático en elemento finito para un sistema rotatorio de múltiples grados de libertad. En este se consideró un elemento tipo viga con cuatro grados de libertad por nodo, en el que se incluyen los efectos de la inercia rotatoria, momentos giroscópicos, deformaciones por cortante y amortiguamiento interno y externo del sistema (Colín-Ocampo, Mendoza-Larios, Blanco-Ortega, Abúndez-Pliego y Gutiérrez-Wing 2016). Entre otros trabajos, se han considerado fallas por desalineación, excentricidad y diente fracturado (Herrera-Delgado, Jaimes-Sánchez y Quiroga-Méndez, 2016), por medio del desarrollo de un banco de pruebas para el análisis de cada uno de los casos.

Los sistemas de transmisión de potencia, particularmente los engranajes, también son susceptibles a generar problemas de vibración, ya que su contacto en la realidad no es totalmente rígido (Wang, 2020). El estudio de diferentes tipos de engranes incluye los engranes planetarios (Gutiérrez-Muñoz, 2017), por medio de un modelo matemático en el que pudieron caracterizar las fallas de fisura, *pitting* —este tipo de falla corresponde al desprendimiento de material de uno o más dientes en una o más zonas, que se genera al comenzar un fenómeno de grieta en la superficie del diente o a una baja profundidad— y *scuffing*; este fenómeno está descrito por la teoría de temperatura de contacto de Blok, y consiste en la soldadura de fase sólida entre dos superficies que se deslizan, debido a que la película de lubricación no es lo suficientemente gruesa para evitar la interacción metal-metal.

Los estudios mencionados se enfocan en sistemas de transmisión de engranes rectos. Con base en esto se planteó el objetivo de modelar un sistema de transmisión de potencia de dos etapas para detectar fallas a través del análisis de su comportamiento vibratorio: las etapas están compuestas por engranes de tipo helicoidal e hipoidal, usando como base el modelo de Jeffcott y considerando diferentes grados de libertad en cada etapa. Además, se implementa el acoplamiento de los ejes de transmisión a través de los engranajes, donde también es simulado el comportamiento de fallas.

Así las cosas, este proyecto se genera con el fin de aportar parámetros y características de las señales que se emite en los sistemas de monitoreo de vibraciones para los trenes de engranes helicoidales e hipoidales, identificando posibles fallas futuras para realizar los mantenimiento preventivos y predictivos adecuados. Las principales limitaciones del modelo son el reducido número de grados de libertad (GDL) y la falta de una validación experimental.

El ejercicio de Blanco-Ortega, Beltrán-Carbajal, Silva-Navarro y Méndez-Azúa (2010) es un ejemplo que evidencia el uso del modelo Jeffcott para el control de vibraciones de elementos en máquinas rotatorias, en el cual plantean dos opciones de modelado del sistema: uno con cojinete móvil, con sus respectivas ecuaciones diferenciales representando los grados de libertad analizados; así como el modelo planteado con un disco equilibrador activo. Esto evidencia que el análisis se realiza teniendo en cuenta pocos grados de libertad.

En la estructura del presente artículo, inicialmente se presenta una breve introducción al fundamento teórico de las vibraciones mecánicas explicando la ecuación diferencial de movimiento para un modelo de múltiples grados de libertad (GDL), por medio de una matriz y su resolución a través de la función de transferencia. En la metodología se aplica el modelo de múltiples GDL a un sistema rotatorio con transmisión de potencia, así como se establecen parámetros para simular las fallas en los engranes y en los soportes-rodamientos variando el coeficiente de rigidez y amortiguamiento. En los resultados se realiza la caracterización de las señales vibratorias, simulando el funcionamiento y la falla a través de Matlab®. Finalmente, se analizan los resultados y se concluye el efecto de variación de dichos parámetros en la dinámica del sistema.

2. Fundamentación teórica

Para explicar el comportamiento dinámico, en general, de un sistema mecánico de un grado de libertad (GDL) de desplazamiento $x(t)$, se pueden representar como una masa m , un resorte de constante elástica k y un amortiguador de constante c , cuya ecuación de movimiento sería:

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (1)$$

Donde $f(t)$ es la fuerza aplicada sobre el sistema. La frecuencia natural ω_n de este sistema de 1 GDL está dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (2)$$

Para múltiples GDL representados por el vector de desplazamiento $\{x(t)\}$, la ecuación de movimiento estaría dada por el sistema de ecuaciones diferenciales:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (3)$$

Donde $[M]$ es la matriz de masa, $[K]$ la matriz de rigidez y $[C]$ la matriz de amortiguamiento. Para resolver el sistema de ecuaciones, una de las alternativas comunes es el uso de la transformada de Laplace. Tomando en cuenta la ecuación de movimiento para 1 GDL (1), y pasando al dominio de Laplace:

$$m [X(s)]S^2 + c [X(s)]S + k[X(s)] = F(S) \quad (4)$$

Donde S es la variable de Laplace. La función de transferencia del sistema $G(s)$ es obtenida relacionando la salida $X(s)$ en función de la entrada $F(s)$:

$$G(S) = \frac{X(S)}{F(S)} = \frac{1}{mS^2 + cS + k} \quad (5)$$

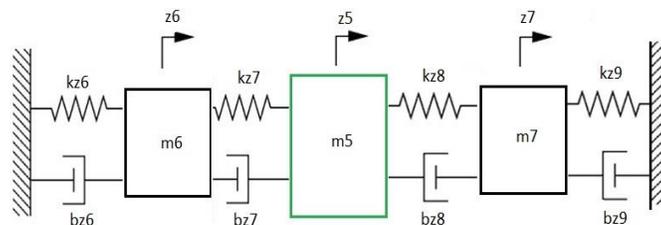
La función de transferencia $G(S)$ será evaluada durante el desarrollo del modelado del sistema rotatorio seleccionado.

3. Metodología

Inicialmente, se analiza el comportamiento dinámico de un disco, un eje y sus dos respectivos apoyos, conocido como el modelo de Jeffcott (Adams, 2009). Este modelo toma en cuenta el desplazamiento de los soportes en dos direcciones, así como dos desplazamientos y dos rotaciones en el disco, obteniendo en total 8 GDL. La dinámica del sistema se desarrolla de la misma forma que la ecuación general de movimiento, pero ya tiene en cuenta, particularmente, las características específicas del mecanismo como las dimensiones y su material.

Posteriormente, se tienen en cuenta los grados de libertad axiales, considerando la elasticidad axial de los ejes; como se aprecia en la figura 1 se toma una vista lateral del modelo anterior y se consideran tres grados adicionales.

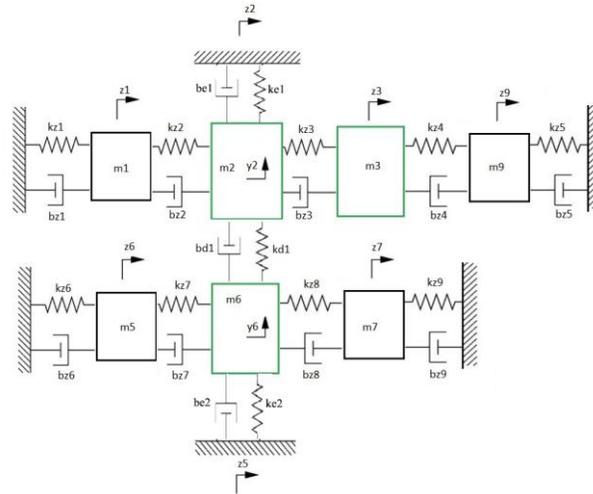
Figura 1. Representación grados de libertad axiales



Fuente. Elaboración propia.

Consecuentemente, el acoplamiento de los ejes a través de los engranajes es representado en la figura 2. Así, los engranes m_2 y m_6 están acoplados a través del resorte con constante elástica k_{d1} y de amortiguamiento b_{d1} .

Figura 2. Representación del acoplamiento de los ejes

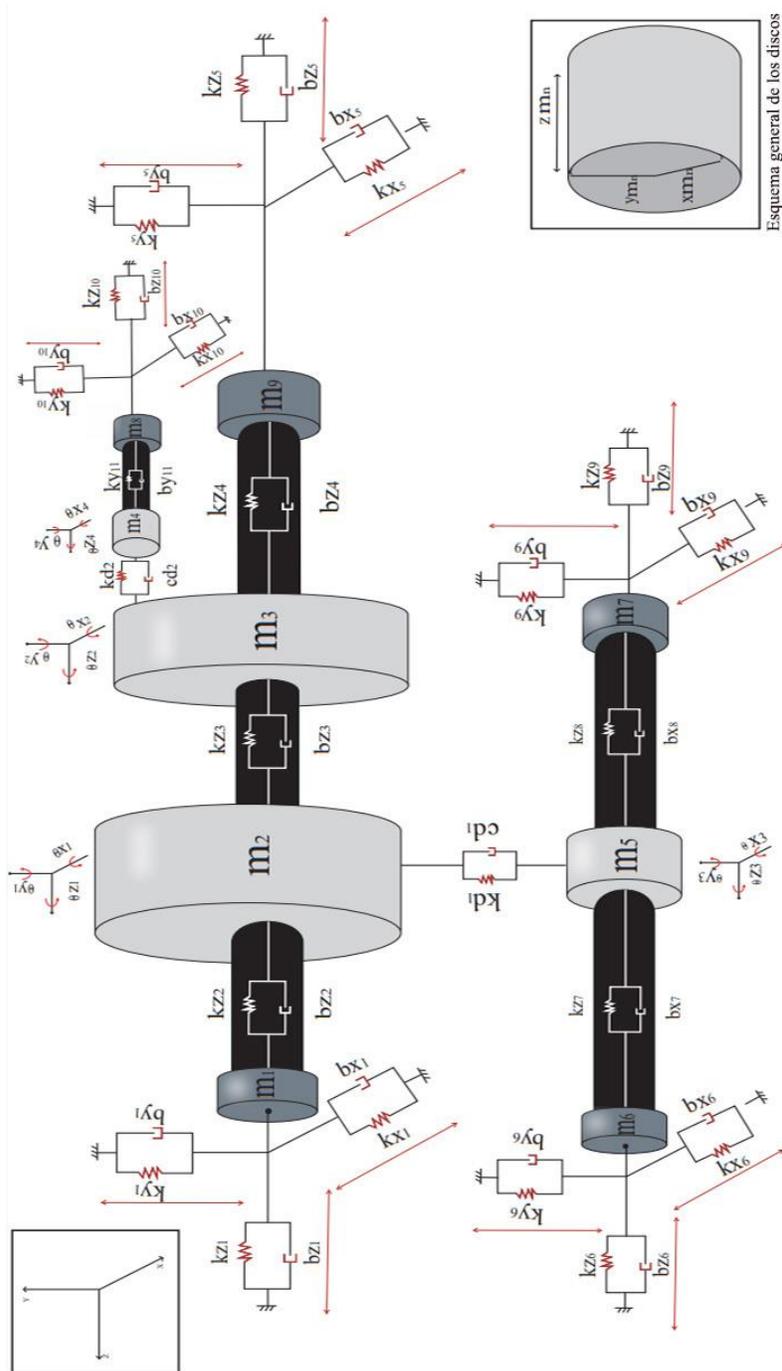


Fuente. Elaboración propia.

Este acoplamiento es diferenciado para el engranaje hipoidal (Wang, Lim y Li, 2007), donde se aprecian dos ecuaciones que describen el contacto existente entre el engrane y el piñón; así como para el engranaje helicoidal (Wang, Lim y Li, 2007), en el que se describen ocho ecuaciones. Para este caso cabe resaltar el ángulo de inclinación que caracteriza la forma tanto del piñón como de la corona.

El sistema rotatorio del cual se obtendrán las ecuaciones de movimiento se presenta en la figura 3. El eje principal cuenta con dos engranes helicoidales representados por m_2 y m_5 , así como un engranaje hipoidal representado por m_3 y m_4 . En total, cuenta con 39 grados de libertad en los cuales se consideran los contactos entre los engranes y las reacciones en todos los soportes.

Figura 3. Esquema general del sistema de transmisión



Fuente. Elaboración propia.

Una vez obtenido el modelo completo del sistema se tendrán en cuenta fallas en algunos componentes del sistema, particularmente en los engranajes y los rodamientos en los apoyos. Estas fallas se evaluarán de dos formas: a) sometiendo el sistema a una entrada de fuerza con determinadas frecuencias, como se puede apreciar en la tabla 1, y b) variando los parámetros iniciales de rigidez y amortiguamiento, lo que causa una variación en la respuesta en frecuencia del sistema, como se evidencia en la tabla 2.

Tabla 1. Variación de coeficiente de rigidez y amortiguamiento para simular fallas en el engrane helicoidal

Combinación	k_{d1}	b_{d1}
c_0	1000	0,1
c_1	800	0,1
c_2	2000	0,1
c_3	1000	0,08
c_4	1000	0,15

Fuente. Elaboración propia.

Tabla 2. Variación de coeficiente de rigidez y amortiguamiento para simular fallas en los soportes-rodamientos

Combinación	k_{xx}	b_{xx}	k_{xy}	b_{xy}	k_{yx}	b_{yx}	k_{yy}	b_{yy}
c_{01}	1000	0,1	100	0,08	100	0,08	1000	0,1
c_5	700	0,06	100	0,08	100	0,08	700	0,06
c_6	900	0,075	100	0,08	100	0,08	900	0,075
c_7	1200	0,12	100	0,08	100	0,08	1200	0,12
c_8	1500	0,15	100	0,08	100	0,08	1500	0,15
c_9	1000	0,1	50	0,05	50	0,05	1000	0,1
c_{10}	1000	0,1	75	0,065	75	0,065	1000	0,1
c_{11}	1000	0,1	125	0,12	125	0,12	1000	0,1
c_{12}	1000	0,1	150	0,15	150	0,15	1000	0,1

Fuente. Elaboración propia.

Para la evaluación de fallas se somete al sistema a una entrada de fuerza con varias frecuencias de excitación. Debido a que se tienen varios GDL, la solución del sistema de ecuaciones diferenciales se realiza través de una matriz de funciones de transferencia, en la que cada posición de la matriz representa la respuesta de un grado de libertad determinado con respecto a otro, en el momento en que este último es sometido a una fuerza de excitación externa.

$$G(s) = \begin{bmatrix} G_{1,1} & G_{1,2} & \cdots & G_{1,n} \\ G_{2,1} & G_{2,1} & \cdots & G_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{n,1} & G_{n,1} & \cdots & G_{n,n} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Donde n es el número de grados de libertad del sistema.

De esta forma, si evaluamos por ejemplo la posición $G_{2,1}$, estamos aplicando una entrada al grado de libertad 2 y, al mismo tiempo, evaluamos la respuesta en frecuencia del grado de libertad 1. Así se evaluarán los GDL rotacionales de los discos que representan los engranajes para las fallas comunes de este tipo de mecanismos, y los GDL radiales o axiales para las fallas en los soportes o rodamientos. Las posiciones que se muestran a continuación representan la función de transferencia de los grados de libertad relacionados directamente con los engranajes o rodamientos mostrados en la figura 3.

Tabla 3. Grados de libertad escogidos para evaluar las fallas

Función de transferencia	Entrada	Salida
$G_{4,4}$	θ_{z2}	θ_{z2}
$G_{8,8}$	θ_{z5}	θ_{z5}
$G_{38,38}$	θ_{z3}	θ_{z3}
$G_{39,39}$	θ_{z4}	θ_{z4}
$G_{9,9}$	x_1	x_1
$G_{10,10}$	y_1	y_1
$G_{19,19}$	x_6	x_6
$G_{20,20}$	y_6	y_6

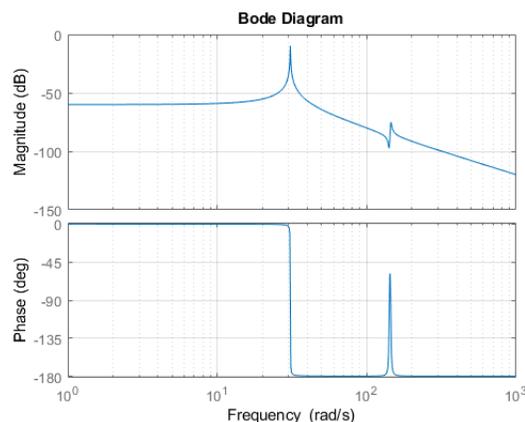
Fuente. Elaboración propia.

4. Análisis de resultados

Antes de evaluar matemáticamente el sistema en estudio es importante tener en cuenta las características originales del mecanismo a evaluar. De esta forma, se tiene mayor certeza del modelado y la información que pueda entregar el mismo al momento de realizar estas simulaciones. A partir de una serie de manuales de fallas, en este tipo de maquinaria es posible conocer algunas frecuencias características de los elementos, que son importantes para la simulación con mayor cercanía a la realidad. De esta manera, es posible aplicar entradas en cualquier GDL del sistema y, así mismo, evaluar su respuesta en el mismo o en otro GDL. Algo que en la práctica es más complicado puesto que físicamente no existe una forma de someter algunos elementos o componentes ante una entrada.

Este procedimiento se puede lograr con ayuda del *software* Matlab®: se introducen las matrices del sistema y se evalúa su comportamiento en frecuencia en algún grado de libertad en particular. En la figura 4 se aprecia la función de respuesta en frecuencia de un sistema de 3 GDL como el que se presenta en la figura 1.

Figura 4. Diagrama de Bode del sistema de 3 GDL



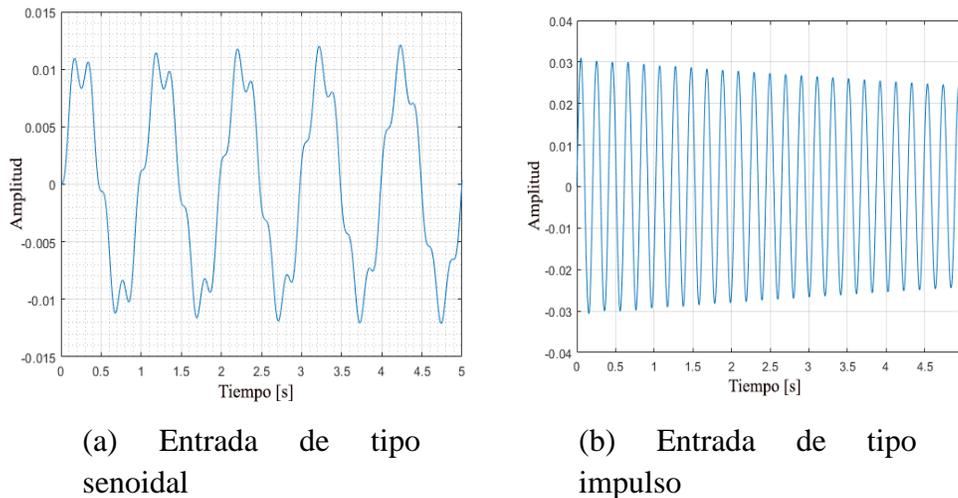
Fuente. Elaboración propia.

Se consiguen identificar frecuencias de $\omega_{n1} = 30.8 \text{ rad/s}$, $\omega_{n2} = 141.1 \text{ rad/s}$ y $\omega_{n3} = 145.1 \text{ rad/s}$. Los picos representan las frecuencias naturales del sistema, como se muestra más arriba. En este caso, hay dos frecuencias muy cercanas, tal como se evidencia en el segundo pico, por lo que es importante tenerlas en cuenta ante un posible fenómeno de resonancia y antiresonancia.

Posteriormente, se induce una entrada de tipo senoidal obteniendo el resultado de la figura 5(a), que representaría una entrada constante con determinada velocidad de giro. Adicionalmente, una entrada de tipo impulso, de modo que se obtiene la entrada de la figura 5(b), la cual simularía prender y apagar rápidamente el mecanismo; para que así, sea posible evaluar su comportamiento ante dos entradas distintas.

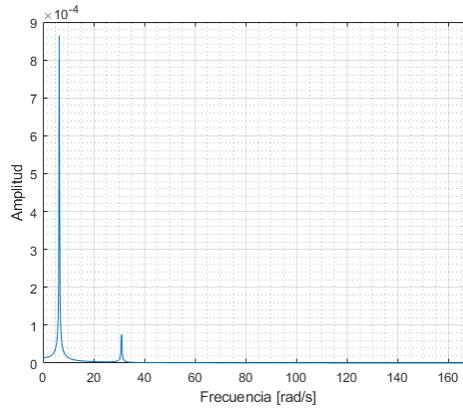
Para analizar el comportamiento en frecuencia se hace la transformada de Fourier de la señal donde se obtiene la respuesta de la figura 6; de esta forma, se evalúan las fallas del sistema, particularmente en algunos grados de libertad específicos.

Figura 5. Respuesta temporal del sistema ante distintas entradas



Fuente. Elaboración propia.

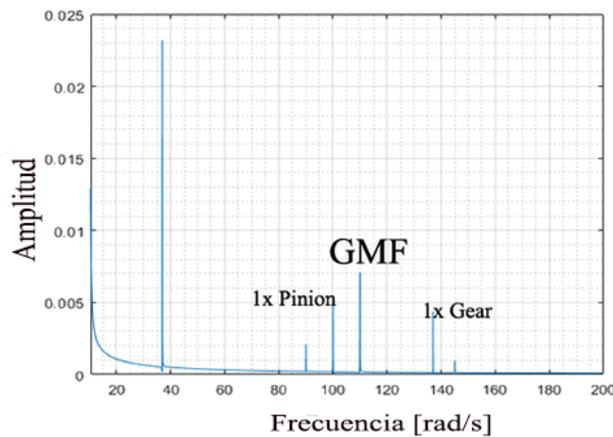
Figura 6. Espectro en frecuencia del comportamiento del sistema



Fuente. Elaboración propia.

Al aplicar las entradas mencionadas a diferentes GDL del sistema, en la figura 7 se muestra la respuesta con las fallas inducidas en un engranaje, en su GDL rotacional. Se debe tener en cuenta tanto la velocidad de giro del piñón como la corona, y la frecuencia propia de engrane (GMF).

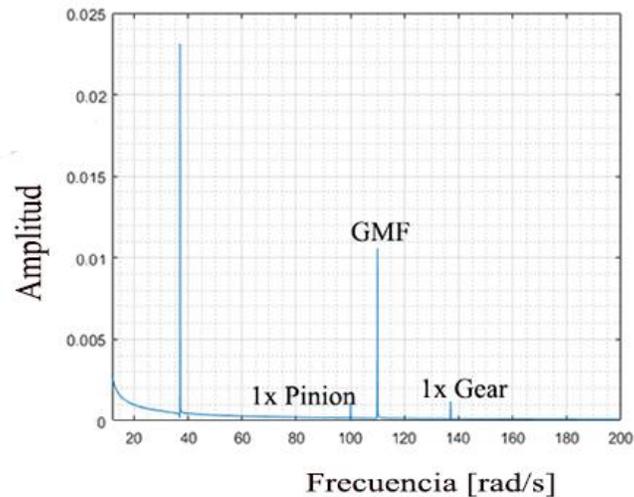
Figura 7. Espectro en frecuencia con la falla desgaste en el diente del engrane



Fuente. Elaboración propia.

La figura 7 representa el desgaste e incluso la rotura del diente. Como se evidencia, se presentan algunos picos adicionales y las frecuencias propias del funcionamiento del sistema se excitan y aumentan su magnitud. Así mismo, la figura 8 muestra la sobrecarga de los dientes. La frecuencia de engrane se excita notablemente.

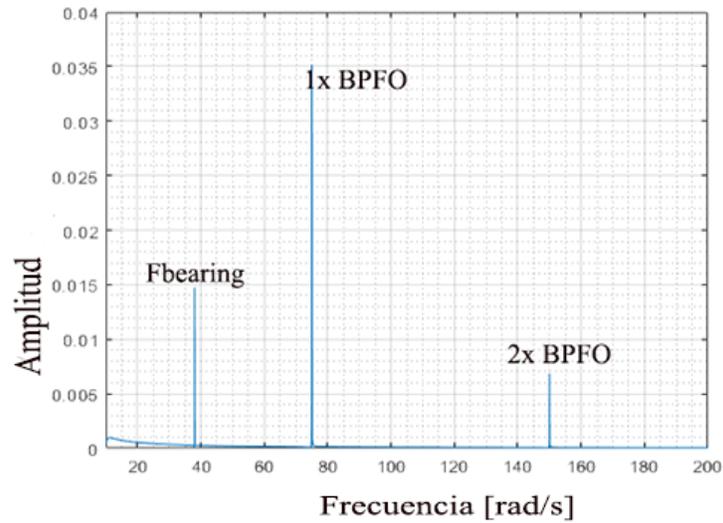
Figura 8. Espectro en frecuencia con la falla sobrecarga de los dientes de engrane



Fuente. Elaboración propia.

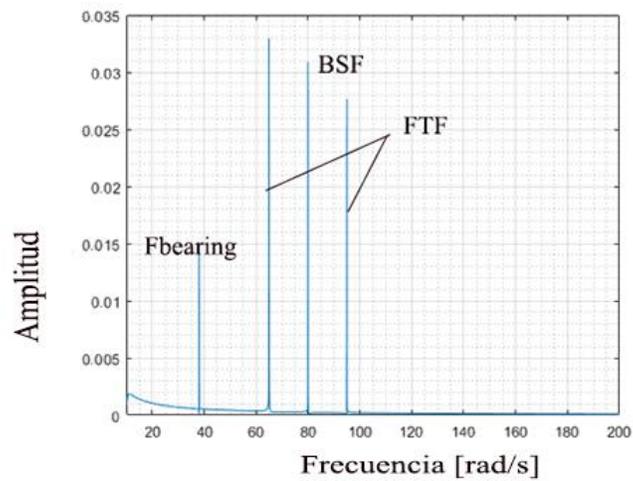
Así mismo, en la figura 9 está representada la falla del deterioro de la pista exterior del rodamiento. De la misma manera, en la figura 10 se evidencia la falla en los elementos rodantes.

Figura 9. Espectro en frecuencia del deterioro en la pista exterior del rodamiento



Fuente. Elaboración propia.

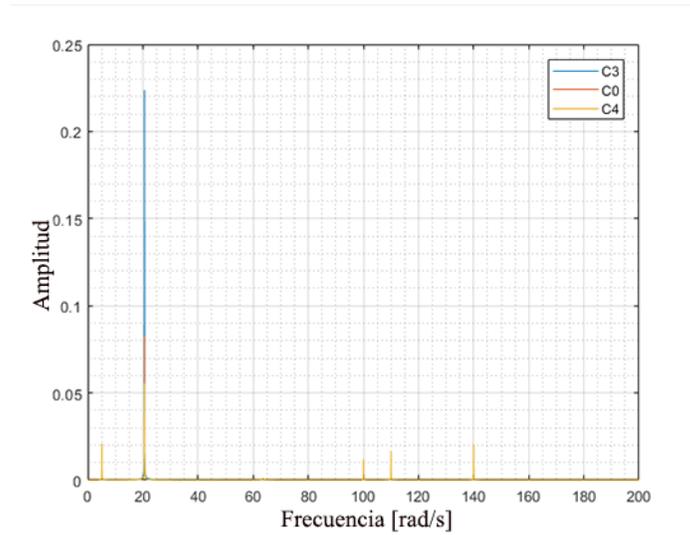
Figura 10. Espectro en frecuencia del deterioro en los elementos rodantes del rodamiento



Fuente. Elaboración propia.

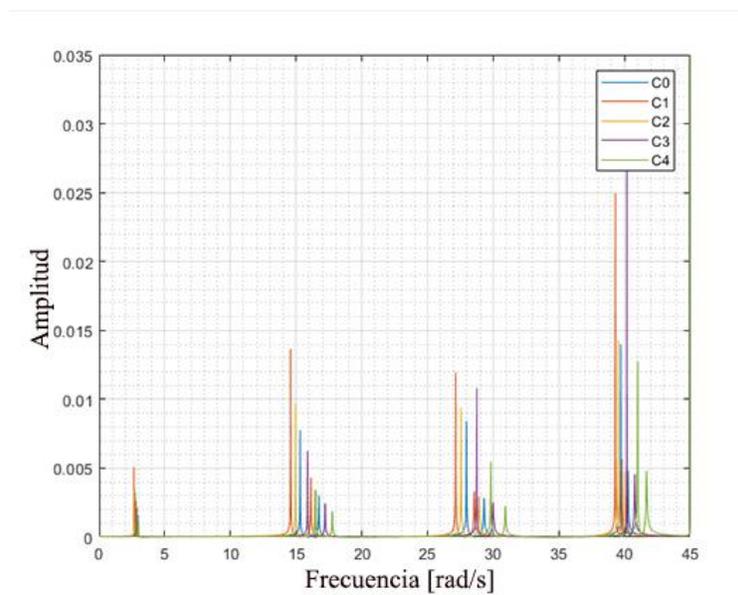
Realizando esta variación de parámetros, obtenemos las respuestas que se presentan en la figura 11 para el engranaje, y en la figura 12 con relación al rodamiento.

Figura 11. Espectro en frecuencia de la falla en el engranaje variando los parámetros



Fuente. Elaboración propia.

Figura 12. Espectro en frecuencia de la falla en el rodamiento variando los parámetros



Fuente. Elaboración propia.

Como se puede apreciar, a medida que se varían los parámetros originales seleccionados el espectro cambia, ya sea en magnitud o en su frecuencia natural. Es aquí cuando se puede relacionar el estado de la máquina con una posible falla o daño que afecta su rendimiento. Generalmente, son los rodamientos y los engranajes los más propensos a fallas que son representadas por la variación de los parámetros de rigidez y amortiguamiento, de modo que modifican las frecuencias naturales esperadas.

Al realizar los diferentes cambios en los coeficientes de amortiguamiento y rigidez —como se evidenció anteriormente— es posible observar cómo el sistema se comporta de manera distinta, simulando las características físicas de los componentes mencionados en el párrafo inmediatamente anterior. Si se aumenta el amortiguamiento, la magnitud del pico que representa la frecuencia evaluada disminuye. Si se aumenta, la rigidez aumenta ligeramente la magnitud, tal como se aprecia al realizar las variaciones de estos parámetros.

Por tanto, se realizaron diferentes pruebas, variando los parámetros originales en 1, 10 y hasta 100 %, aumentando y disminuyendo su valor hasta obtener algunos valores como los que se presentan en la tabla 2; que permiten observar cambios considerables en los espectros de frecuencia analizados.

Así mismo, por medio del método de variación de la amplitud de la forma y señal de voltaje, el cual simula cómo reacciona el sistema de acuerdo con la entrada, se puede concluir que, si se aumenta la magnitud de esa señal de entrada, también crecerán los picos, lo que en la práctica sería el momento en el cual se presentaría la falla a un grado mucho mayor; por esta razón es importante conocer esas condiciones originales de la máquina y evitar ese crecimiento no deseado, que representaría fallas en los componentes del sistema y que a largo plazo podría generar graves daños en él.

5. Conclusiones

A partir de múltiples catálogos y manuales de análisis de dichas vibraciones es posible determinar las causas de los fallos o problemas en las máquinas. Las fallas escogidas muestran claramente que este tipo de sistemas requieren de un mantenimiento preventivo

para evitar que estos daños sean más graves. Los engranes y los rodamientos son claves en la transmisión de movimiento, por lo que son más propensos a sufrir desgaste o deterioro — por ejemplo, los ejes rotatorios—.

A fin de analizar el comportamiento dinámico del sistema, teniendo en cuenta la información consultada con respecto a la obtención de modelos de sistemas de transmisión, fue posible completar un modelo matemático de múltiples grados de libertad que permita evaluar el comportamiento de la dinámica del sistema por etapas y, finalmente, acoplar cada una de ellas en un sistema completo. En este punto se debieron considerar varios factores para lograr similitudes con respecto a la realidad. Las especificaciones de algunos materiales — revisión de catálogos, entre otros— permitieron suponer valores que representaran de manera adecuada todas las partes del sistema, y, de esta forma, estar en capacidad de simular para las siguientes etapas del desarrollo del proyecto.

El modelo desarrollado a partir del sistema seleccionado permitió evaluar su comportamiento en diferentes puntos, en los cuales pueden considerarse diferentes grados de libertad. Es importante resaltar cómo las posibles señales que se pueden obtener en pruebas o mediciones se encuentran en el dominio del tiempo, y para un análisis correcto deben ser transformadas al dominio de la frecuencia.

Es posible evaluar las fallas en el sistema gracias a dichas señales temporales, las cuales se utilizarían como entrada del mecanismo, y a la variación de los diferentes parámetros de rigidez y amortiguamiento del modelo, con la posibilidad de evaluar la respuesta de algún grado de libertad determinado ante esa entrada seleccionada.

Al realizar la comparación, con la teoría de falla consultada y las especificaciones que brindan los manuales mencionados, se obtiene una similitud en la forma de la señal en el dominio de la frecuencia; en el momento en que son simuladas estas fallas en el sistema. Sin embargo, se debe tener en cuenta que no se tuvieron en cuenta algunas consideraciones tales como factores ambientales y condiciones de trabajo, entre otras. Esto puede variar las características del modelo y, por consiguiente, variar los espectros en frecuencia esperados,

ya que aparecen nuevos GDL y posibles entradas simultáneas o perturbaciones que no son consideradas en el actual modelo.

A fin de estar en capacidad de realizar mediciones de las vibraciones en el sistema de transmisión de potencia se deben tener en cuenta cada una de estas frecuencias características vistas en las figuras 7, 8, 9 y 10, como, por ejemplo, la de engranaje, de elementos rodantes o de pistas de los rodamientos, entre otras.

Así mismo, es importante tener en cuenta la resolución y las características técnicas como el rango de frecuencia útil del componente electrónico a usar para estas mediciones, ya que puede afectar el resultado esperado al evaluar el espectro en frecuencia luego del procesamiento de la señal obtenida.

Referencias

- Adams, M. L. (2009). *Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting*. Boca Ratón: CRC Press. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781439847558>
- Blanco-Ortega, A.; Beltrán-Carbajal, F.; Silva-Navarro, G.; Méndez-Azúa, H. (2010). Control de vibraciones en maquinaria rotatoria. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, 7(4), 36-43. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1697-7912\(10\)70058-3](https://doi.org/10.1016/S1697-7912(10)70058-3)
- Colín-Ocampo, J.; Mendoza-Larios, J.; Blanco-Ortega, A.; Abúndez-Pliego, A.; Gutiérrez-Wing, E. (2016). Determinación del desbalance en sistemas rotor-cojinete a velocidad constante: método de identificación algebraica. *Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica*, 5(4), 385-393.
- Duarte, Y. (2014). *Modelamiento y análisis del comportamiento roto dinámico de un eje asimétrico sometido a carga combinada lateral y torsional* (Tesis de maestría). Universidad Nacional de Colombia. Bogotá, Colombia. Recuperado de <https://bit.ly/3TMS7xC>
- Gutiérrez-Muñoz, N. P. (2017). *Análisis de vibraciones de un reductor de velocidad planetario a través de modelos analíticos* (Tesis de grado). Universidad de Chile. Santiago, Chile. Recuperado de <https://bit.ly/3gR3w0U>
- Herrera-Delgado, A.; Jaimes-Sánchez, I.; Quiroga-Méndez, J. E. (2016). Estudio experimental de fallas en engranajes rectos por desalineación, excentricidad y diente roto. *Ingeniería y Desarrollo*, 34(1), 1-23. Recuperado de <https://bit.ly/3gMydnO>
- Scheffer, C. (2004). *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. Burlington: Newnes.

- Smith, J. D. (2003). *Gear noise and vibration*. Boca Ratón: CRC Press. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781482276275>
- Vance, J. M.; Zeidan, F. Y.; Murphy, B. G. (2010). *Machinery vibration and rotordynamics*. Hoboken: John Wiley & Sons. DOI: <https://doi.org/10.1002/9780470903704>
- Wang, C. (2020). Dynamic model of a helical gear pair considering tooth surface friction. *Journal of Vibration and Control*, 26(15-16),1356-1366. DOI: <https://doi.org/10.1177/1077546319896124>
- Wang, J.; Lim, T. C.; Li, M. (2007). Dynamics of a hypoid gear pair considering the effects of time-varying mesh parameters and backlash nonlinearity. *Journal of Sound and Vibration*, 308(1-2), 302-329. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.07.042>