

Análisis frecuencial del sistema eje-engranaje mediante el método de elementos finitos con SolidWorks 2016

Frequency analysis of the shaft - gear system using the finite element method with SolidWorks 2016

Alejandro Vera*

Facultad de Ingeniería, Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo. Av. San Josemaría Escrivá de Balaguer N° 855, Chiclayo, Perú.

*Autor correspondiente: alejandro.v.2007@hotmail.com (A. Vera).

Fecha de recepción: 09 01 2017. Fecha de aceptación: 02 03 2017

RESUMEN

El objetivo principal de este trabajo es estudiar las frecuencias naturales o llamados también modos frecuenciales que se generan en los sistemas eje-engranaje. La mayoría de las máquinas utilizadas en las industrias para transmitir potencia son de naturaleza rotativa y por lo general cuentan con un sistema eje-engranaje, las cuales se encuentran expuestas a vibraciones de torsión debido al movimiento rotativo en régimen de trabajo. Las Vibraciones pueden dañar los componentes de las máquinas debido a las cargas y velocidad de rotación a la que se encuentran sometidas. Como las vibraciones de torsión son más difíciles de detectar y por esta razón la velocidad del sistema genera los modos frecuenciales, los cuales pueden estar cerca de las frecuencias de resonancia, lo cual podría llevar a la falla del sistema eje - engranaje debido a problemas de desalineación, desbalance o excentricidad, por lo tanto, es importante encontrar frecuencias naturales para sistemas rotativos para que operen con seguridad para el mejor desempeño de la máquina. Se utilizó el software SolidWorks 2016, para llevar a cabo la simulación a través del método de elementos finitos y se determinaron las frecuencias naturales.

Palabras clave: Análisis frecuencial; frecuencia natural; eje-engranaje; elementos finitos; SolidWorks.

ABSTRACT

The main objective of this paper is to study the natural frequencies or also called frequency modes that are generated in the shaft-gear systems. Most of the machines used in the industries to transmit power is of a rotating nature and usually have a shaft-gear system, which are exposed to torsional vibrations due to the rotating movement in working mode. Vibrations can damage the components of the machines due to the loads and speed of rotation to which they are subjected. As the torsion vibrations are more difficult to detect and for this reason the system velocity generates the frequency modes, which may be close to the resonance frequencies, which could lead to the failure of the shaft-gear system due to problems of misalignment, imbalance or eccentricity, so it is important to find natural frequencies for rotary systems to operate safely for the best performance of the machine. We used the software SolidWorks 2016, to carry out the simulation through the finite element method and the natural frequencies were determined.

Keywords: Frequency analysis; natural frequency; Shaft-gear; finite elements; SolidWorks.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas eje-engranaje juegan un rol muy importante en la industria metal-mecánica del país, pues la mayoría de máquinas fabricadas las utilizan para potencia, sin embargo, el uso frecuente de los mismos ocasiona que estos fallen por diversas razones (Liu, 2006; Fredrik y Hannu, 2008).

El sistema eje engranaje falla por desalineación o excentricidad debido a la velocidad de rotación a la cual se encuentra sometida durante su trabajo en las diferentes máquinas de la cual es parte importante para el funcionamiento del sistema. Si se detectan estos primeros indicios de desplazamientos debido a la frecuencia rotativa se pueden tomar acciones para crear un mantenimiento preventivo y alargar la vida útil del sistema (Xu, 2009; Wang y Li, 2012).

La vibración del sistema eje-engranaje ha sido el cuello de botella del desarrollo de estos sistemas como dispositivo para generar potencia a otras máquinas. Durante muchos años, algunos estudiosos han participado en los trabajos de investigación sobre la dinámica del eje-engranaje (Shuren, 1992; Jiawen y Junliang, 2009), pero se ha hecho menos hincapié en el efecto integrado de las limitaciones de los cojinetes, la inercia y la vibración torsional.

El análisis frecuencial fue desarrollado por el software de elementos finitos SolidWorks 2016, (Ningfeng, 2007; Mahesh y Shravan, 2012), con los resultados obtenidos, se determinaron las frecuencias naturales, las amplitudes, la participación de masa por cada modo (Jiawen y Junliang, 2009; Dhandapani y Debnath, 2012).

MATERIAL Y MÉTODOS

El sistema eje-engranaje está compuesto por un eje principal, un engranaje en la parte media y dos más pequeños en cada lado para mantener el equilibrio de rotación, todo el sistema está apoyado por dos rodamientos de bolas en los extremos para que pueda rotar. El sistema se encuentra sometido a una velocidad rotacional de 160 rad/s, la cual es la velocidad de trabajo.

En la figura 1 se muestra el modelo CAD

del sistema eje-engranaje realizado con el software SolidWorks, en el cual se dibujaron los cinco engranajes, dos ejes y dos sistemas de unión para finalmente ensamblar dichas piezas y crear el sistema eje-engranaje. Luego dicho ensamble se migró a la plataforma Simulation de SolidWorks para realizar un estudio en su módulo frecuencial.

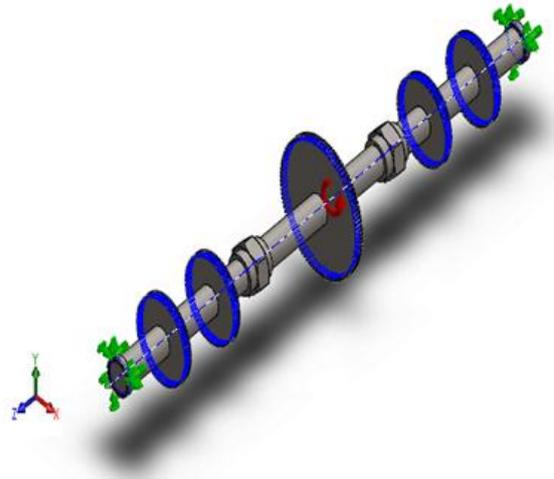


Figura 1. CAD del sistema eje-engranaje.

En el preprocesado del estudio se utilizó como material de las piezas el acero AISI 1045 cuyas propiedades mecánicas se encuentran en la tabla 1. En los criterios de sujeciones se fijó en los extremos es decir en los rodamientos para que permita girar libremente al sistema eje-engranaje y se aplicó una carga de velocidad angular en el eje. En el criterio de mallado se utilizó malla sólida estándar bien refinada en la figura 2 se aprecia el mallado del sistema eje-engranaje para resolver utilizando el método de elementos finitos. De acuerdo con la estructura y características sobre el eje, se utilizó una malla cuadrática de alto orden para realizar el análisis frecuencial.

Tabla 1. Propiedades del acero AISI 1045

Módulo elástico E	205000 MPa
Relación de Poisson μ	0,29
Relación de amortiguamiento ξ	0,00015

En el procesado se utilizó el solver Direct Sparce para resolver las ecuaciones que permiten tener una relación estrecha entre la geometría del sistema, el material utilizado y las cargas a la cual se encuentra sometida.

Finalmente, en el postprocesado el SolidWorks nos informa acerca de los

modos frecuenciales obtenidos que usualmente son 5 para tener una idea más clara sobre el comportamiento del sistema bajo la geometría diseñada, el material asignado y las cargas a las que se encuentra sometido.

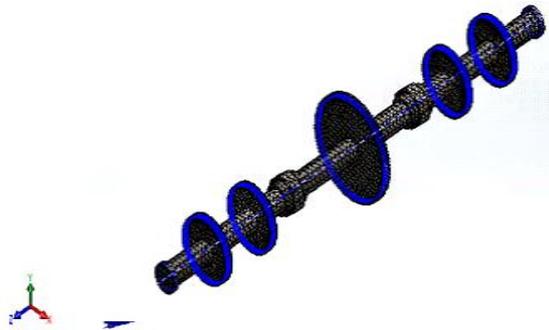


Figura 2. Eje-engranaje mallado.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados de modos frecuenciales obtenidos por el software se encuentran en la tabla 2.

Tabla 2. Lista de modos frecuenciales

Modo Frecuencial	Frecuencia Circular (rad/s)	Frecuencia (Hz)	Tiempo (s)
1	422,4	67,227	0,014875
2	423,63	67,422	0,014832
3	1237,3	196,92	0,0050782
4	1270,5	202,2	0,0049456
5	1273,3	202,65	0,0049347

Se observa que el más estable es el número 3 como se muestra en la figura 5 se aprecia el sistema muy alineado con una amplitud de 0,013 y frecuencia de 196,92 Hz, y los modos más inestables son el 1 y el 2 (figuras 3 y 4) con frecuencias casi parecidas de 67,227 Hz y 67,422Hz, con desalineamientos en ambos lados durante la rotación sin embargo el problema aparece en la participación de masa normalizada con 0,73154 y 0,73088 respectivamente con respecto a los ejes x e y en cada modo frecuencial.

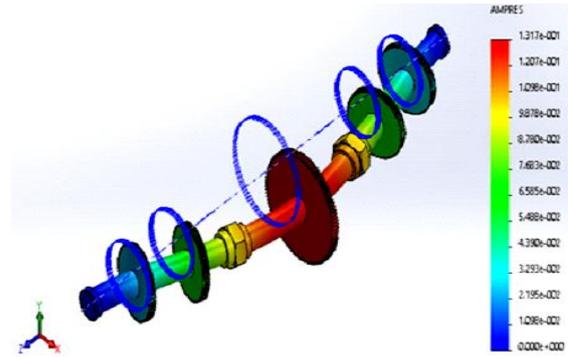


Figura 3. Modo frecuencial 1.

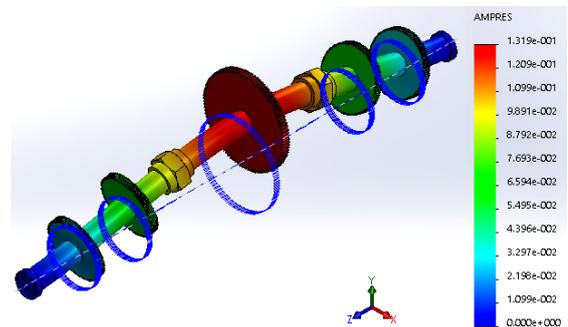


Figura 4. Modo frecuencial 2.

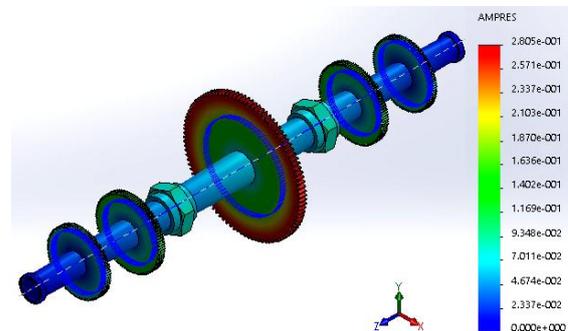


Figura 5. Modo frecuencial 3.

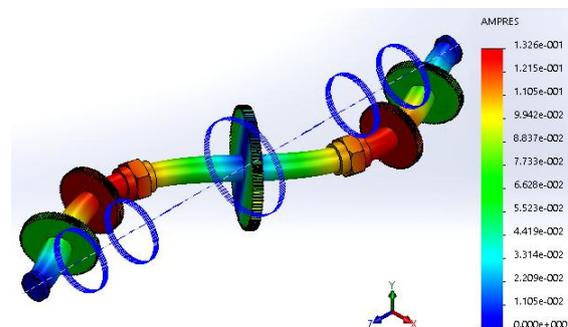


Figura 6. Modo frecuencial 4.

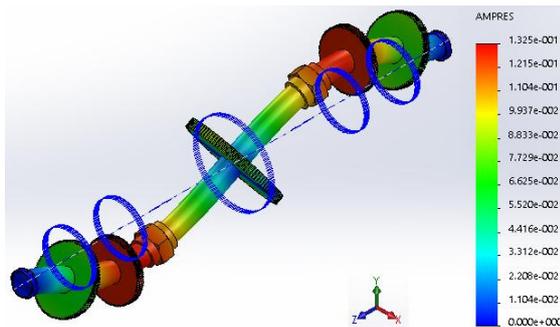


Figura 7. Modo frecuencial 5.

En cuanto a la participación de masa normalizada (tabla 3), Chagoyén *et al.* (2013) argumentan que las normas o códigos de distintos países exigen que al menos el 80% de la masa del sistema participe en determinadas direcciones, es decir que en la práctica los valores de participación de masa en las direcciones X, Y y Z sean menores que 0,8.

Tabla 3. Participación de masa normalizada

Modo	Frec. (Hz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	67,227	0,73154	0,022546	1,34e-007
2	67,422	0,022519	0,73088	1,43e-008
3	196,92	9,24e-009	4,21e-009	1,25e-005
4	202,2	2,34e-005	1,01e-006	9,27e-008
5	202,65	1,04e-006	2,42e-005	1,90e-007
		Sum X = 0,75408	Sum Y = 0,75345	Sum Z = 1,29e-005

El análisis realizado en este trabajo cumple dicha exigencia, finalmente se observa que los modos que no presentan mayor peligro son los modos frecuenciales 4 y 5 (figuras 6 y 7), pues sus amplitudes son muy pequeñas y su participación de masa normalizada es casi nula.

CONCLUSIONES

Mediante el análisis frecuencial al sistema eje engranaje se puede observar a través de la simulación en SolidWorks que los

modos 1 y 2 pueden ser rediseñados o cambiar la posición del engranaje para estabilizar el sistema eje-engranaje, sin embargo, también se puede optar por cambiar de material para que la participación de la masa normalizada sea más estable sin excederse de 0,8 en los diferentes modos frecuenciales de vibración.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Chagoyén, C.A.; Álvarez, C.; Brito, Y.; Moya, J.L.; Chagoyén, E.L. 2013. Comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus modernizado. *Ingeniería Mecánica* 16(2): 161-170.
- Dhandapani, N.V.; Debnath, K.K. 2012. Static analysis of off-high way vehicle chassis support structure for the effect of various stress distributions. *International Journal of Advanced Research in Technology* 2: 1-8.
- Fredrik, O. y Hannu T.T. 2008. Active torsional vibration control of reciprocating engines. *Control Engineering Practice* 16: 78-88.
- Jiawen, S.; Junliang, L. 2009. Vibration Characteristics of Rotor System of Large Motor Based on ANSYS. *Journal of Heilongjiang Hydraulic Engineering*: 81-84.
- Liu, C. 2006. Dynamic Analysis and Noise Prediction of Large-Seale Compressor. Ph.D. Dissertation, Nanjing University of Science and Technology.
- Mahesh, R.M.; Shravan, H. 2012. Design Optimization of Cam & of an Internal Combustion Engine for Improving the Engine Efficiency, *Journal of Modern Mechanical Engineering*.
- Ningfeng, W. 2007. The calculation for rotaors critical rotation speed based on ANSYS. *Journal of Qinghai University*: 18-21.
- Shuren, W. 1992. *Hydropower Station Building*. Beijing: Tsinghua University Press.
- Wang, S.; Li, Y. 2012. Modification design of large-scale compressor crankshaft based on modal and dynamic response analysis. *Proceedings of 2012 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering*: 843-847.
- Xu, Z. 2009. Crankshaft torsional vibration analysis of multi-crank reciprocating compressor with ANSYS, *Compressor technology* 2: 1-7.