

Modelamiento y simulación vibracional del sistema de transmisión de un aerogenerador de inducción doblemente alimentado

Symbolism and mysticism of the Sea Wolf in the former northern coast of Peru

Rodrigo Echeandía¹

Rodolfo García²

Ing. Alejandro Vera³

Estudiante de Ingeniería Mecánica Eléctrica^{1 y 2}

Ingeniero Mecánico³

Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo

Resumen

El objetivo de este trabajo es realizar el modelamiento y calcular la fuerza total, tangencial, radial y axial, torque, velocidad angular de desplazamiento lateral, rigidez del resorte lineal y del amortiguador viscoso en el dominio del tiempo debido a las vibraciones generadas en el sistema de transmisión de un aerogenerador de inducción doblemente alimentado con velocidad fija por la acción de las cargas mecánicas. Para realizar el modelamiento y simulación se utilizará un modelo multi masa del sistema de transmisión, donde cada componente tendrá un grado de libertad y las fuerzas de contacto se modelan con un resorte lineal y su respectiva rigidez. Además, el modelo de masa única no es lo suficiente preciso para un análisis vibracional de esta magnitud.

Palabras clave: *Aerogenerador, sistema de transmisión, simulación, vibraciones.*

Abstract

The objective of this work is modeling and calculating the total, tangential, radial and axial force, torque, lateral displacement angular velocity, linear spring stiffness and viscous damping in the time domain due to vibrations in the system transmission of a wind turbine doubly fed induction with fixed speed by the action of mechanical loads. To perform the modeling and simulation, a multi mass model of the transmission system will be use, where each component will have a degree of freedom and the contact forces are modeled with a linear spring and its respective rigidity. In addition, the single mass model is not sufficiently accurate for a vibrational analysis of this magnitude.

Keywords: Wind turbine, transmission system, simulation, vibrations.

Introducción

La aplicación de la energía eólica ha crecido rápida y repentinamente en el Perú en la última década. En la actualidad se cuenta con 3 grandes proyectos que aportarán 142 MW al Sistema Interconectado Nacional [OSINERGMIN, 2012], esto representa una gran iniciativa en cuanto a la propuesta de nuevas formas de producción de energía renovable, de menor costo y con niveles ínfimos de contaminación; atendiendo al déficit en seguridad energética, al aumento de la demanda de parte del sector industrial, minero y residencial, además de la creciente preocupación mundial por el deterioro del planeta. Pese al rápido desarrollo en energía eólica, el país aún carece de experiencia en este tipo de actividad, pues la tecnología se compra y se importa del exterior.

Los aerogeneradores de eje vertical, con una torre o pedestal, tres álabes y góndola, son los más utilizados para la generación de energía a gran escala, debido a su versatilidad y su mayor eficiencia. Además del bloque aerodinámico conformado por el buje y los álabes, dentro de la góndola están ubicados los bloques eléctrico y mecánico, siendo este último objeto del análisis. El bloque mecánico se compone básicamente por un sistema de transmisión de engranajes planetarios que transforman la baja velocidad rotacional del eje del rotor en alta velocidad de rotación en el eje del generador eléctrico. Debido a la enorme dimensión del aerogenerador, las fuerzas torsionales generadas por el bloque aerodinámico, producen vibraciones en el sistema de transmisión, causando fatiga estructural, desgaste y desplazamientos en

sus componentes, siendo estas, formas no convenientes de disipación de energía, que se traducen en pérdidas y disminución de la eficiencia.

Las técnicas de simulación utilizadas para el análisis de cargas cuentan con un grado de libertad (GDL) para cada unidad. En este modelo cada componente del sistema de transmisión tiene un GDL, es decir, la rotación alrededor de su eje de simetría. Por lo tanto el acoplamiento de dos cuerpos implica 2 GDL. Las fuerzas de contacto entre los dientes de dos engranajes distintos, se modelan con un resorte lineal que actúa en el plano de la acción a lo largo de la superficie de contacto (normal a la superficie del diente) siendo estas fuerzas funciones del tiempo. Por esta razón, las ecuaciones de vibración de un sistema de engranajes planetarios son ecuaciones diferenciales con coeficientes periódicos. Este modelo es válido para engranajes sometidos a cargas elevadas.

La simulación de los efectos mecánicos producidos por las vibraciones se realizará a través del software de simulación dinámica de sistemas multi masa, MSC Software ADAMS. Con esta herramienta se pueden realizar pruebas virtuales para el estudio de vibraciones en lugar de las pruebas físicas que utilizan dispositivos como los transductores de vibración. Los ensayos físicos en el campo son caros y sólo se realizan después de haber construido el sistema. Usando MSC Software ADAMS, se pueden realizar estas pruebas durante la etapa del diseño, reduciendo el tiempo de producción y el costo.

Materiales y Métodos

El análisis de vibraciones mecánicas es una de las técnicas de mantenimiento preventivo más utilizada debido al bajo costo en relación con otras técnicas, a la posibilidad de efectuarlo sin necesidad de hacer una parada en el funcionamiento del aerogenerador y a sus buenos resultados en el diagnóstico de fallas en sus

componentes mecánicos. Estudio previos han determinado mecanismos matemáticos para el análisis de las vibraciones, partiendo desde la reducción del sistema a un sistema multi masa con sus respectivos coeficientes de rigidez torsional, masas, momentos inerciales y dimensiones geométricas; hasta distribuciones matriciales que brindan

el soporte matemático para modelar las ecuaciones que describen el comportamiento de las ondas vibratorias y los ángulos de desfase de los componentes involucrados en el análisis.

El estudio comprenderá la utilización de herramientas de simulación dinámica, específicamente MSC Software ADAMS, para complementar, facilitar y acelerar el proceso del cálculo. Tomando datos de operación reales.

Los datos técnicos del aerogenerador, utilizados en la simulación se muestran en la Tabla 1.

El sistema de transmisión tiene dos etapas de engranes paralelos helicoidales de alta velocidad y una etapa de sistema planetario de engranes.

El modelo dinámico multi masa posee zonas de contacto representadas matemáticamente por una constante de rigidez, ver Figura 1.

El Modelo dinámico tridimensional del sistema de engranajes planetarios hecho en MSC ADAMS se encuentra en la Figura 2.

Resultados

- Los valores de fuerza total entre los engranajes planetarios y el anillo, es de 75000 N. El mismo valor se obtuvo del análisis de la fuerza total entre los engranajes planetarios y el engranaje solar. Esta fuerza representa la fuerza en todos los puntos de contacto de los dientes de ambos engranajes.
- La fuerza tangencial representa la fuerza máxima en la zona de mayor contacto de todos los puntos donde los dientes de los engranajes se juntan, teniendo la misma dirección que el movimiento del engranaje. Esta fuerza es de 65000 N entre el engranaje planetario y el anillo. El mismo valor se obtuvo para la fuerza tangencial entre el engranaje solar y el engranaje planetario.
- Los valores de fuerzas axiales entre el engranaje planetario con el anillo y el engranaje solar tienen valores de 23250 N para ambos casos. Esta fuerza recorre el diente del engranaje de manera perpendicular a la fuerza tangencial.
- La fuerza radial está dirigida a través de una recta radial imaginaria que va directo al centro fijo. Esta fuerza para el caso de la relación engranaje planetario – anillo y engranaje planetario – engranaje solar es de 25000 N en ambos casos.
- El torque para el caso del engranaje planetario es de 2245000 N-mm² y para el caso del engranaje solar es de 945000 N-mm². Estos valores concuerdan con la función a la que han sido destinados los engranajes planetarios, pues es necesaria una reducción del torque y un aumento de velocidad para producir la cantidad de revoluciones necesarias en el generador.
- La velocidad angular de desplazamiento lateral en los engranajes planetarios es de 30 grados/s. Para el caso del engranaje solar 12.5 grados/s y para el anillo 7 grados/s. Estos valores tienen concordancia con las condiciones a las que están expuestos los componentes. En el caso del anillo, posee una velocidad de desplazamiento lateral menor pues se trata de una pieza fija, en cambio, los engranajes planetarios poseen una velocidad mayor pues están expuestos a más grados de libertad y cargas mecánicas.

Discusión

En las gráficas obtenidas podemos ver como las variables que se planteó analizar varían en el tiempo desde 0 hasta aproximadamente 0.2 cuando empieza a funcionar el aerogenerador a manera de perturbación, luego el sistema comienza a estabilizarse como se aprecian en las gráficas obtenidas: Fuerza total, tangencial, radial y axial, torque, velocidad angular de desplazamiento lateral, rigidez del resorte lineal y del amortiguador viscoso. Este análisis dinámico permite tener una visión mejorada con respecto a otros estudios que son solamente estáticos de los sistemas de transmisión. Por lo tanto, los resultados de

la investigación dinámica presentan una aproximación muy cercana a la realidad en comparación con los resultados de los estudios estáticos.

Finalmente, es importante resaltar que la mayoría de los estudios hechos en aerogeneradores son únicamente modelamientos matemáticos, pero también debe indicarse que los últimos se están realizando con dinámica no lineal. Los gráficos obtenidos son consecuencia de los fenómenos producidos por las vibraciones en cada engranaje, eje y piezas fijas, brindando un nivel aceptable de exactitud y precisión.

Conclusiones

- El sistema sufre cambios bruscos en el tiempo hasta los 0.2 segundos aproximadamente, luego de la perturbación de arranque, en todas las gráficas obtenidas, se aprecia un cambio brusco del parámetro estudiado pero poco a poco se comienza a estabilizar.
- Los resultados obtenidos están dentro de los límites permisibles de trabajo para el cual fueron diseñados, sin excederse y sobre todo que una vez alcanzado los valores límites siguen con el mismo régimen de carga.

Referencias Bibliográficas

- [1] Surya Santoso and Ha Thu Le. Technical Note: Fundamental time-domain wind turbine models for wind power studies. ELSEVIER. 2007.
- [2] Bing Liu. The implementation of variable speed wind turbine aerodynamic and drive train modeling for transient analysis. 4th PhD Seminar on Wind Energy in Europe. 2008.
- [3] Balasubramaniam BabyPriya and Rajapalan Anita. Modeling, simulation and analysis of doubly fed induction generator for wind turbines. Journal of electrical engineering. Vol. 60. 2009.
- [4] Alexander M. Gonzáles. Estado del arte del control de la potencia en generadores eólicos. Revista Investigaciones Aplicadas. Universidad Pontificia Bolivariana. 2008.
- [5] Álvaro Luna, Francisco Kleber de Araujo Lima, David Santos, Pedro Rodríguez, Edison H. Watanabe and Santiago Arnaltes. Simplified Modeling of a DFIG for transient studies in wind power applications. IEEE Transactions on industrial electronics. Vol. 58. 2011.
- [6] J. Peeters, D. Vandepitte and P. Sas. Structural analysis of a wind turbine and its drive train using the flexible multibody simulation technique. ISMA 2006: Rotating machinery dynamics.
- [7] J. Peeters, D. Vandepitte and P. Sas. Analysis of internal drive train dynamics in a wind turbine. Wiley Interscience. 2005.
- [8] Michael Todorov and Georgi Vukov. Parametric Torsional Vibrations of a drive train in horizontal axis wind turbine. 1ère Conférence Franco-Syrienne sur les énergies renouvelables. 2010.
- [9] Park, Jeong Gyu. Vibration simulation using MATLAB. Kyoto University. Department of Precision Engineering. 2003.
- [10] Roberto Flores y Tomás I. Asiain. Diagnóstico de fallas en máquinas eléctricas rotatorias utilizando la técnica de espectros de

frecuencia de bandas laterales. Departamento de Ingeniería Eléctrica, SEPI-ESIME-IPN, México D.F., México. 2011.

[11] Oscar Cardona Morales. Análisis tiempo-frecuencia de señales de vibraciones mecánicas para la detección de fallos en máquinas rotativas. Tesis de grado Magister en Ingeniería. Universidad Nacional de Colombia. 2011.

[12] S. Graham Kelly. Mechanical Vibrations: Theory and applications. Cengage Learning. 2011.

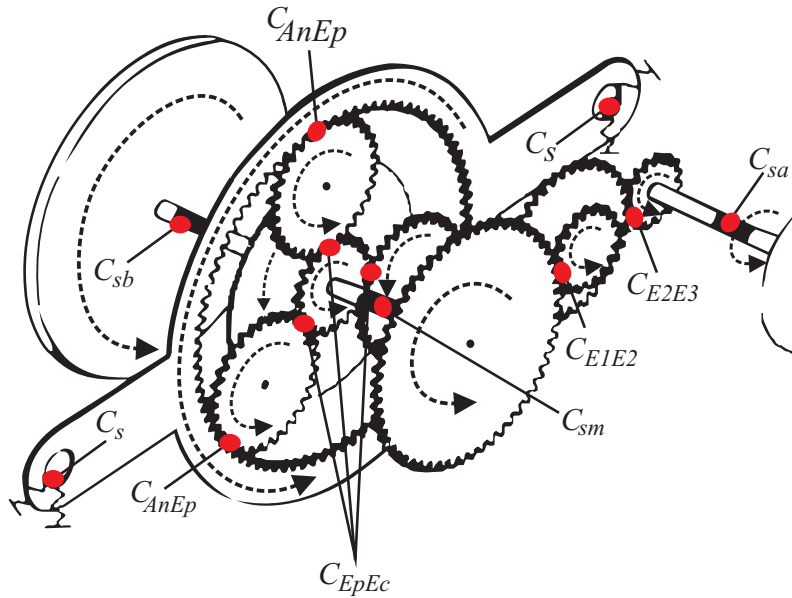
[13] Singiresu S. Rao. Mechanical Vibrations. 5ta ed. Prentice Hall. 2011.

[14] Katsuhiko Ogata. Ingeniería de control moderna. 4ta ed. Pearson. Prentice Hall. 2003.

TABLAS

Notación	Parámetro	Valor	Unidad
α	Ángulo de presión	20	°
β	Ángulo del Rotor	20	°
r_{rot}	Rotor	35	<i>m</i>
R_T	Relación de transmisión	34.64	—
T	Torque del aerogenerador	15000	<i>Nm</i>
ω	Velocidad angular del rotor	18	<i>tr/min</i>

FIGURAS



- C_{sb} - Constante de rigidez torsional del eje de baja velocidad
 C_{sm} - Constante de rigidez torsional del eje de media velocidad
 C_{sa} - Constante de rigidez torsional del eje de alta velocidad
 C_{AnEp} - Constante de rigidez entre el anillo y el engranaje planetario
 C_{EpEc} - Constante de rigidez entre el engranaje planetario y el engranaje central
 C_{E1E2} - Constante de rigidez entre el engranaje 1 y el engranaje 2
 C_{E2E3} - Constante de rigidez entre el engranaje 2 y el engranaje 3

Figura 1. Modelo dinámico de las constantes de rigidez torsional

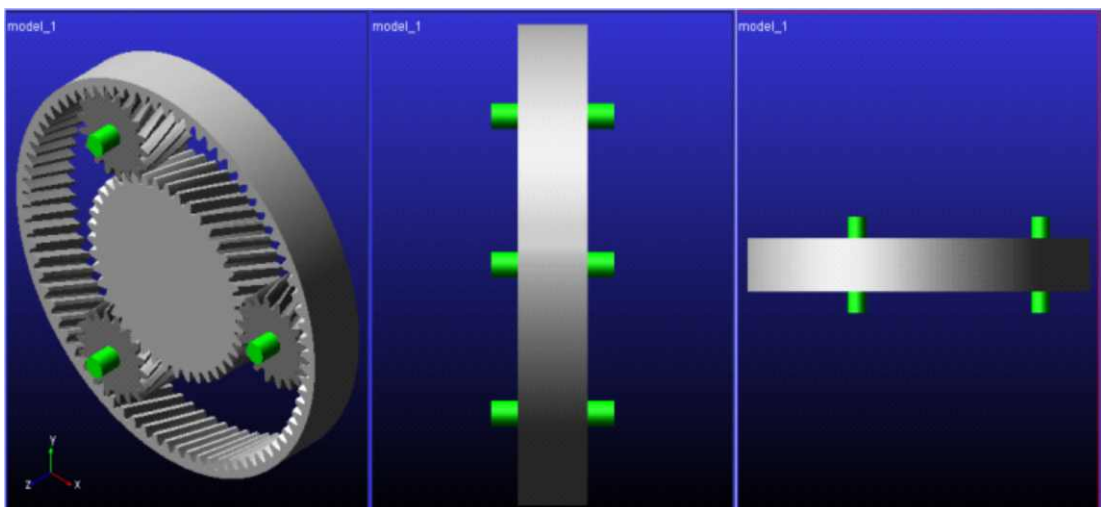


Figura 2. Modelo dinámico tridimensional del sistema de engranajes planetarios

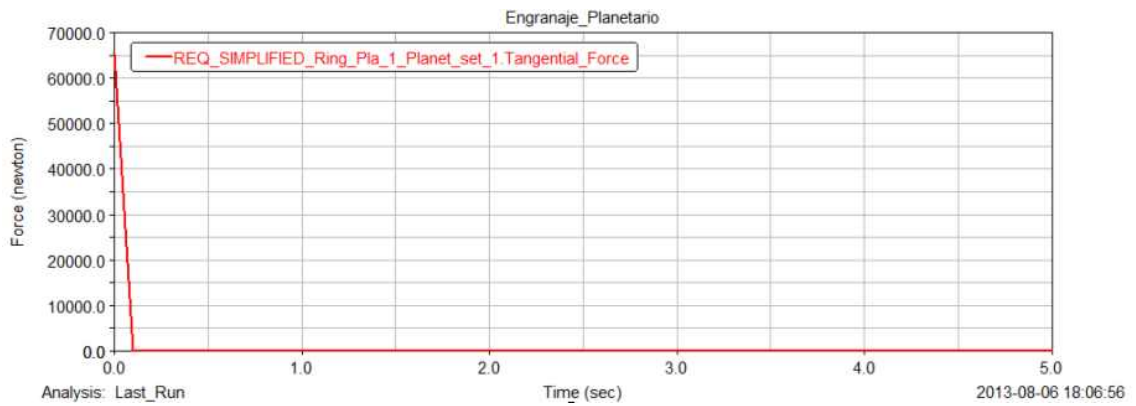


Figura 3. Fuerza tangencial entre el anillo y el engranaje planetario 1

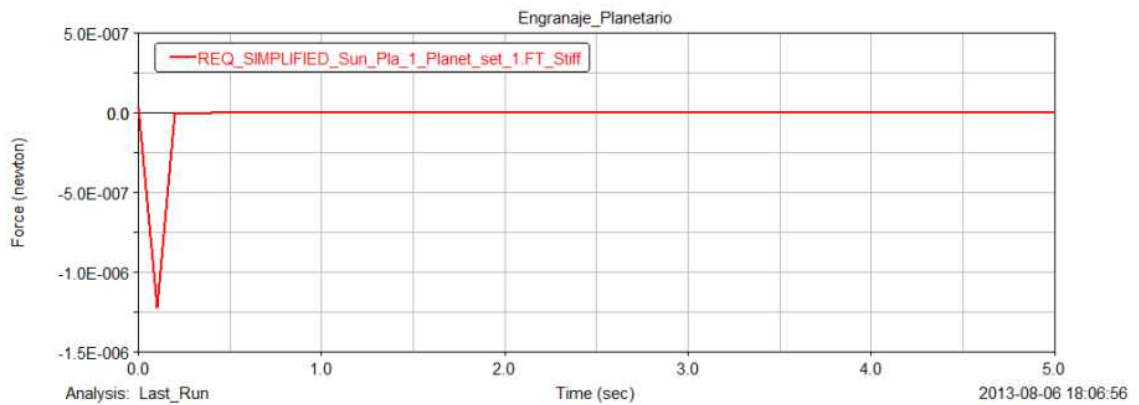


Figura 4. Rigidez del resorte lineal entre el engranaje solar y el engranaje planetario 1

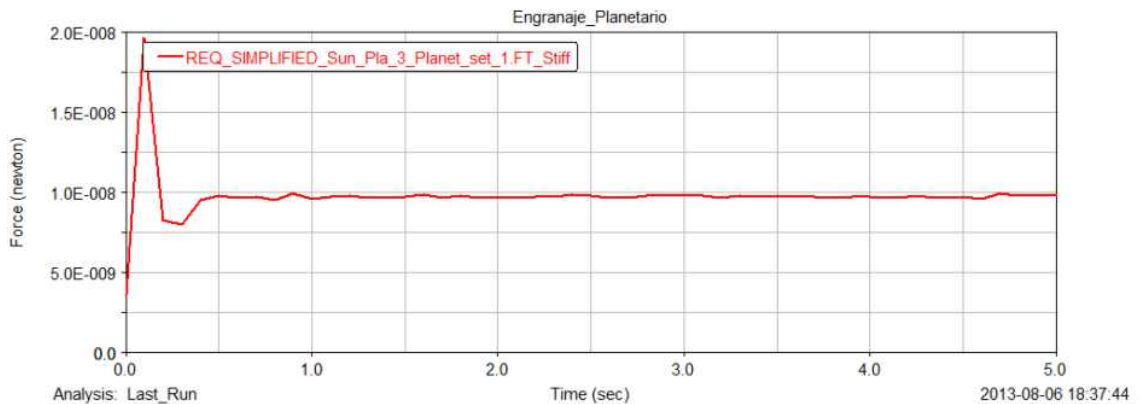


Figura 5. Rigidez del resorte lineal entre el engranaje solar y el engranaje planetario 3