

Tema A1a Diseño Mecánico: Energía Eólica

“Diseño del sistema de amortiguación de una caja multiplicadora para un aerogenerador horizontal de 30kW”

Giovanni Vidal Flores^a, Isaac Hernandez Arriaga^a, Jairi Acevedo Trejo^a

^aCIATEQ A.C., Parque Industrial Bernardo Quintana, Av. Manantiales 23-A, El Marques, CP 76246, Querétaro, México. Tel (442)1961500.
giovanni.vidal@ciateq.mx, isaac.hernandez@ciateq.mx, jayrybrand@gmail.com

RESUMEN

Uno de los principales problemas que se presentan en los trenes de potencia de aerogeneradores eólicos es el daño prematuro de los amortiguadores o sistema antivibratorio, específicamente de la caja multiplicadora. La metodología de diseño correcta ayuda a maximizar la vida útil de este componente pues el costo del reemplazo generalmente es alto y complicado.

Por lo tanto, se presenta la metodología del diseño y el análisis de cargas del sistema de amortiguamiento de una caja multiplicadora para un aerogenerador de 30kW. Primeramente, el modelo se analiza como un sistema masa-resorte con fuerzas de excitación transitoria y arbitraria, el cual muestra un comportamiento oscilatorio de la caja con respecto al tiempo en el cual se observa la máxima deflexión de los soportes de 0.52 mm. Tomando en cuenta las características del elastómero se realiza un análisis analítico y por el método de los elementos finitos en el que se muestra el comportamiento del soporte a causa de las cargas aplicadas, tanto en el caucho seleccionado como en la estructura diseñada.

Finalmente, se selecciona un tipo de elastómero con una deformación máxima bajo carga radial de 0.9 mm y se verifica la resistencia de la estructura/soporte de los brazos de torque mediante el criterio de Von Mises. Como resultado, esto da una propuesta de diseño manufacturable que cumple con los requisitos de seguridad, resistencia y desempeño.

Palabras Clave: Soporte Antivibración, Elastómeros, Análisis dinámico, Rigidez, Deflexión Esfuerzos.

ABSTRACT

One of the main issues presented by wind turbine drivetrains is the premature damage of the damping systems or anti-vibration systems, specifically the “torque arms gearbox”. The correct design methodology helps maximize the life cycle of this component as the cost of replacement is usually high and complicated.

Therefore, the methodology of design and load analysis of the damping system of a gearbox for a 30kW small wind turbine is presented. Firstly, the model is analyzed as a mass-spring system with forces of transient and arbitrary excitation, which shows an oscillatory behavior of the gearbox with respect to the time in which the maximum deflection of the support of about 0.52mm is observed. Taking into account the characteristics of the elastomer, an analytical and finite element analysis is performed, showing the behavior of the support due to the applied loads to both, the selected elastomer and in the designed structure.

Finally, a type of elastomer with a maximum deformation under radial load of about 0.9 mm is selected, and the strength of the structure/support of the torque arms is checked by the Von Mises criteria. As a result, this gives a manufacturing design proposal that meets safety, strength and performance requirements.

Keywords: Antivibration support, Elastomers, Dynamic analysis, Rigidity, Elastomer Deflection, Support Static Stress.

1. Introducción

El tren de potencia de un aerogenerador soporta fuerzas y momentos en tres direcciones (x , y , z), las cuales se generan en el área de barrido del rotor por el efecto del viento. Esta energía cinética inherente del flujo másico del viento se transforma primeramente en energía mecánica mediante la rotación de las aspas, y después se transmite a una caja multiplicadora que incrementa la velocidad para que finalmente el generador eléctrico transforme esta energía en energía eléctrica.

Esta transmisión de energía provoca que la caja multiplicadora reciba cargas, y estas a su vez se transmitan al chasis por medio de los brazos de palanca de la caja, por lo que se deberán minimizar las vibraciones por medio del uso de elastómeros o sistema de amortiguamiento.

El objetivo del presente proyecto es desarrollar una metodología de diseño conceptual y de cálculos esenciales de un sistema de amortiguamiento para una caja multiplicadora de un aerogenerador eólico de 30kW. La metodología de diseño parte de los resultados del análisis aeroelástico el cual está basado en los casos de carga especificados en la norma IEC61400-2 – Requerimientos de diseño para pequeñas turbinas eólicas.

El estudio de las vibraciones mecánicas es un campo muy importante dentro del diseño de maquinaria ya que los componentes de la maquina por lo regular están sometidos a movimiento, por lo tanto, surgen vibraciones que pueden dañar al sistema si su amplitud es muy grande, o en un momento dado las frecuencias se igualan y se puede producir un estado de resonancia con oscilaciones peligrosas. Es necesario diseñar un sistema antivibratorio para la caja multiplicadora del aerogenerador, que pueda disipar las vibraciones causadas por la transferencia de potencia desde el eje de baja velocidad hacía la caja multiplicadora, sin rebasar el límite máximo propuesto de deflexión $s = 1 \text{ mm}$ en los soportes.

Para elegir los componentes idóneos de un sistema antivibratorio, es necesario realizar un análisis puntual donde se identifiquen las limitantes existentes para el diseño, como lo podrían ser; las máximas amplitudes permisibles, las frecuencias naturales y de impulsión, la búsqueda y selección de componentes antivibratorios, así como la ensamblabilidad en el aerogenerador.

Al inicio de su operación el aerogenerador transmite un par inicial de 33 N-m a 9.33rpm, que va incrementando conforme aumenta la velocidad del viento, hasta alcanzar 100 rpm, si el viento impulsa el rotor a velocidades mayores a las preestablecidas como nominales, el sistema de posicionamiento de aspas, corrige su posición para mantener el rotor a una velocidad que no implique riesgo en la operación del aerogenerador.

Del análisis aeroelástico para casos de carga no simplificado, se establece la operación normal y resulta un par máximo de 13589 N-m a una velocidad de rotación en la flecha de 100 rpm. Dicha carga se toma en cuenta como la máxima carga transmitida.

2. Antecedentes

Dentro de las ramas del sector de la industria eólica mexicana, una de las que más lentamente se ha desarrollado es la fabricación de equipos y componentes para la energía eólica, particularmente la manufactura de turbinas eólicas.

La tecnología que hasta ahora se ha desarrollado en México es la de pequeña escala, propicia para la generación distribuida de electricidad. Se define como pequeña escala a las turbinas eólicas cuya área de barrido es menor o igual a los 200m² y que corresponde a la generación de 10 kW a 50 kW de potencia. Tan solo dos esfuerzos de desarrollo de aerogeneradores han logrado tocar el terreno comercial. Uno de ellos es de la empresa Aeroluz y el otro de la empresa Potencia Industrial, ambas diseñan y fabrican pequeñas turbinas eólicas de 5 kW y 10 kW.

En México, la mayoría de los desarrollos de turbinas eólicas se han encaminado a la fabricación de prototipos de pequeña potencia, sin embargo, no se cuenta con registros de unidades vendidas. Bajo este contexto, existe en México la necesidad de desarrollar tecnología propia que permita tanto la independencia tecnológica del extranjero como el aumento de la competitividad a nivel mundial de la industria eólica nacional en el área del diseño y la fabricación de turbinas eólicas de baja y mediana potencia.

Para cubrir esta necesidad CIATEQ A.C. está desarrollando una turbina eólica con una potencia eléctrica nominal de 30 kW dentro del marco del Fondo Sectorial CONACYT-SECRETARÍA DE ENERGÍA-SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA-Centro Mexicano de Innovación en Energía Eólica (CEMIE-Eólico). Dentro de este desarrollo se incluye el diseño, la manufactura y pruebas de una caja multiplicadora, es por ello que se está desarrollando en este trabajo del sistema de amortiguación para asegurar un diseño confiable. Es importante mencionar que actualmente se está fabricando la caja multiplicadora y será montada en el aerogenerador de 30 kW para realizar su validación.

3. Metodología de diseño

Se debe encontrar un tipo de soporte antivibratorio lo suficientemente rígido para evitar desplazamientos excesivos, es decir que las oscilaciones no provoquen daños estructurales en el tren de potencia. Entre estos componentes se encuentran: el sistema de engranes internos de la caja

multiplicadora, los acoplamientos rígido y flexible a ambos lados de la caja, la flecha de baja velocidad, y la flecha de alta velocidad, por lo que la disipación de vibraciones es un aspecto de suma importancia para la correcta operación del aerogenerador.

El diagrama de la figura 1 muestra el flujo de diseño del sistema de amortiguación.

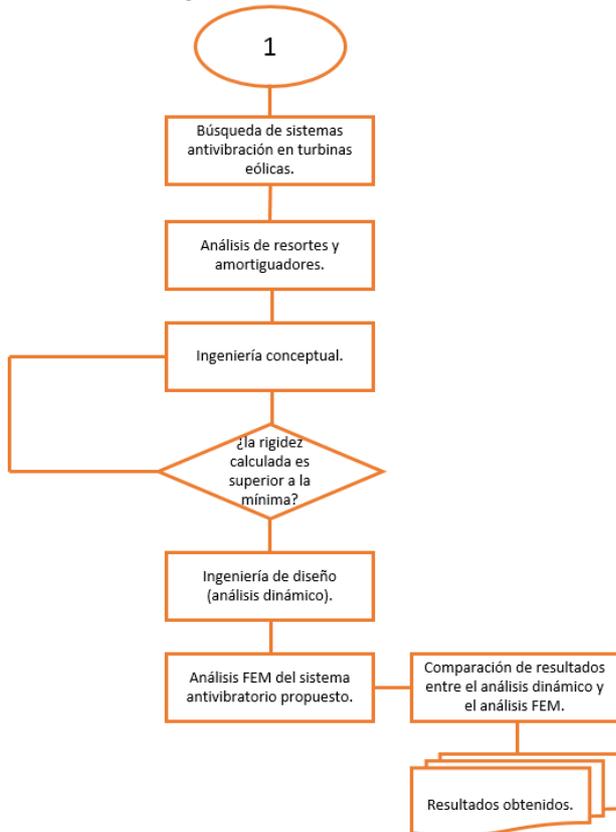


Figura 1. Proceso para el diseño de sistema antivibración.

4. Ingeniería conceptual

Se inicia con la investigación de los diferentes tipos de soportes existentes para aerogeneradores tomando en cuenta que en su gran mayoría estos son de grandes capacidades de Mega Watts en comparación con los 30 Kilowatts del pequeño aerogenerador.

4.1. Soportes antivibración para aerogeneradores.

A continuación, se muestran 2 tipos de configuraciones de soportes.

1. Soportes con 3 puntos de suspensión.
2. Configuración con 4 puntos de suspensión.

Soporte con 3 puntos de suspensión.

En este tipo de suspensión la caja multiplicadora esta soportada por el cojinete del eje de baja velocidad y dos

puntos adicionales de la caja ubicados a ambos lados de los brazos de palanca. El material utilizado para la absorción de oscilaciones es principalmente elastómero, y en este caso bujes antivibración.

Configuración con 4 puntos de suspensión.

El uso de esta configuración de soporte para la caja multiplicadora se encuentra principalmente en turbinas más grandes dado que para este tipo se utilizan dos cojinetes y dos soportes ubicados a los costados de la caja.

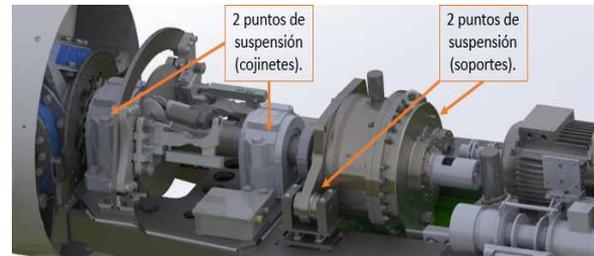


Figura 2. Soporte con 4 puntos de suspensión.

Este tipo de soportes utilizan dos muelles hidráulicos por cada lado de los soportes, a este tipo también se le conoce como soporte bifurcado (Figura 2).

4.2. Propuestas de componentes anti vibratorios.

De acuerdo a los tipos de soportes antes mencionados, se proponen los siguientes modelos con respecto a los anclajes que se ubicaran a los lados de la caja multiplicadora, con una configuración de 4 puntos de suspensión.

Propuesta 1. Soporte tipo sándwich.

En la Figura 2 se muestra la ubicación de los resortes para cada soporte a ambos lados de la caja multiplicadora. Se propone el uso de 2 resortes (elastómeros) donde el soporte se acopla al chasis por medio de tornillos de sujeción. El brazo de la caja que conecta al soporte debe coincidir en dimensiones con el hueco entre los elastómeros.

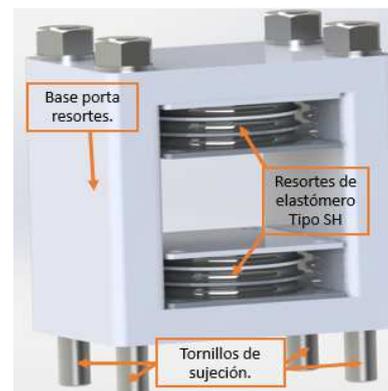


Figura 3. Soporte tipo sándwich con par de resortes a base de elastómeros.

Ventajas de la propuesta 1.

- Aísla el ruido propagado por estructuras sólidas mediante un sistema de capas de caucho.
- Puede absorber grandes fuerzas de compresión con una pequeña rigidez transversal.
- Se pueden instalar varios componentes de forma paralela.
- Compensa tolerancias de montaje.



Figura 5. Elastómero antivibratorio circular con 2 placas.[1]

Propuesta 2. Buje central con anclaje a ambos lados.

Este tipo de soportes son utilizados en sistemas de 3 y 4 puntos, proporcionan gran estabilidad además de que su ensamblaje no es complicado, su fijación se realiza mediante tornillos tanto al chasis como en el ajuste del eje.



Figura 4. Soporte con buje antivibración.

Ventajas de la propuesta 2.

- Casquillo de sujeción para el montaje de engranes con un sistema de montaje de 3 y 4 puntos.
- Fácil instalación
- Disipan la vibración y el funcionamiento de amortiguación evita la fatiga del material.

4.3. Selección Elastómeros antivibratorios.

Dentro de la gama de componentes utilizados en materia de aislamiento vibratorio existen diversos tipos, algunos de estos implican aplicaciones específicas como los son los elastómeros o cauchos utilizados en su gran mayoría como soportes de cuerpos mecánicos sometidos a cargas dinámicas.

Dentro de la amplia gama que se maneja en este tipo de materiales y componentes, se toman en cuenta 2 opciones de elastómeros de acuerdo a su similitud con los utilizados en los trenes de potencia con configuración de 4 puntos de suspensión y el de 3 puntos de suspensión [2].

Soporte antivibratorio SH.

En primer lugar, se analizan las características del siguiente modelo de resorte antivibratorio.

Este tipo de soporte se compone de un elemento antivibratorio circular, con dos bases metálicas intercaladas internamente, y con dos bases cuadradas con cuatro orificios para su instalación. El soporte antivibratorio tiene capacidades de carga que van desde los 2250 kg hasta los 40000 kg, con una deformación máxima de hasta 10 mm. Para la capacidad de carga que se ajusta al modelo de soporte se toma en cuenta el de tipo SH 125-60 [1] con capacidad de carga de 4500 KG y una capacidad máxima de deformación de 5mm. Estos soportes pueden ajustarse aplicando una precarga que puede variar la frecuencia en las oscilaciones, esto con el fin de disipar las vibraciones en mayor o menor escala.



Figura 6. Carga vs deformación de soporte tipo SH [1].

Articulación elástica.

Otro de los elastómeros analizados es el que se presenta como una articulación elástica. Se muestra el tipo de articulación que se ajusta al sistema de amortiguamiento del aerogenerador de 30 KW.

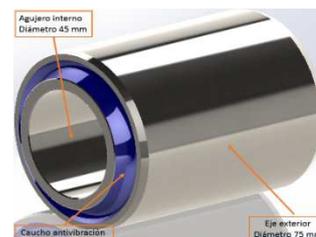


Figura 7. Articulación elástica.[1]

Este tipo de articulaciones tienen grandes capacidades de carga y pequeñas deformaciones lo cual la convierte en una de las más utilizadas en la instalación de soportes antivibratorios. La marca mecanocaucho tiene una variedad de modelos con capacidades de carga que van desde los 1875 Kg hasta los 55000 kg con deformaciones no superiores a los 1.7 mm.

5. Ingeniería Básica

5.1. Cálculo de Rigidez lineal.

De acuerdo al movimiento de la caja multiplicadora, que recibe la transmisión de par por medio de la flecha principal, se puede analizar el sistema de la siguiente forma:

Para el inicio de la selección de componentes antivibratorios, es necesario calcular una rigidez lineal con la que se puedan comparar las constantes de rigidez de los materiales propuestos. Se toma en cuenta la máxima fuerza aplicada, donde el par máximo es $T = 13589 Nm$ y el peso de la caja multiplicadora es $m = 420 kg$. Para calcular la fuerza máxima se aplica la ecuación (1) constituida por la suma del peso de la caja multiplicadora y la fuerza causada por el par transmitido.

$$F_{max} = mg + \frac{T}{d} \quad (1)$$

Sí $d = 340 mm$ que es la distancia del centro de la caja al brazo del soporte, se tiene una fuerza causada por el par en los soportes y el peso de la caja total:

$$F_{max} = \left(420kg * 9.81 \frac{m}{s^2}\right) + \frac{13589Nm}{0.34 m}$$

$$F_{max} = 44087.84 N \quad (2)$$

Tomando en cuenta que se analiza solo un lado de la caja multiplicadora y se sabe que se instalarán dos soportes a ambos lados de la caja, se divide esta fuerza entre los dos soportes por lo que la carga máxima aplicada a un lado de la caja multiplicadora es:

$$F_s = \frac{44087.84 N}{2} = 22043.92 N \quad (3)$$

Al establecerse previamente la máxima deformación permitida de 1 mm, se puede estimar una rigidez lineal inicial, como base para la deformación máxima. Una vez establecida la condición límite máxima, se infiere que toda carga inferior estará cubierta y se procede a calcular la rigidez inicial. A través de la ley de Hooke se calcula la rigidez inicial del sistema.

$$Fas \rightarrow F = Ks \quad (4)$$

Despejando K y sustituyendo a la fuerza máxima junto con la máxima deformación, se obtiene:

$$k = \frac{F_s}{s} = \frac{22043.92N}{1 mm} = 22043.92 \frac{N}{mm} \quad (5)$$

A partir de la rigidez preliminar calculada en (5), se procede a la selección del elastómero. En la siguiente tabla se muestran las constantes de rigidez de los componentes.

Tabla 1. Tabla de rigidez lineal.

Rigidez lineal de elastómeros	
Elastómero	Rigidez lineal K (N/mm)
AMC154075	38888.88
MECANOCAUCHO SH12560	13080

De acuerdo a los resultados iniciales se puede seleccionar un componente de elastómero, para el caso en el que la deformación es menor a 1 mm. Se selecciona un elemento de tipo articulación elástica basado en su máxima deformación permitida y su capacidad de carga, además que su instalación no implica una dificultad considerable.

Se opta por el modelo AMC 154075 [1], el cual admite una máxima carga radial de 35000 Kg y una deformación máxima bajo carga radial de 0.9 mm. La deformación de este componente está por debajo de los límites preestablecidos y proporciona un margen de deflexión con respecto a la máxima de 1 mm.

5.2. Planteamiento del modelo matemático.

Se analiza el sistema tomando en cuenta el torque inicial y su velocidad, luego se toma como fuerza aplicada un periodo en que se alcanza la máxima carga resultante debida al caso de carga en el que analiza un corto circuito en el sistema (resultado del método aeroelástico).

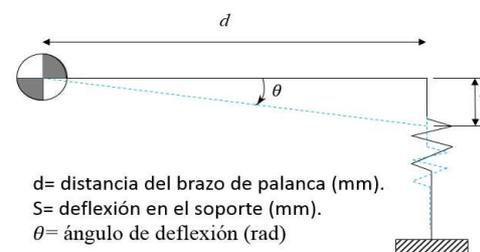


Figura 8. Esquema de sistema masa-resorte[7].

Analizando las variables e igualando fuerzas de acuerdo a lo que se observa en la Figura 8, se plantea el modelo

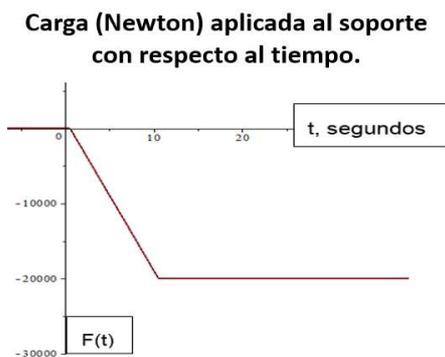
matemático del sistema masa-resorte con fuerza de excitación transitoria y arbitraria. En primer lugar, se denota la fuerza de acuerdo a la segunda ley de Newton, más la fuerza de amortiguamiento a causa de las propiedades del caucho con una razón de amortiguamiento del 8%, la fuerza de restitución en el elastómero dada por la ley de Hooke, estas fuerzas se deben igualar a las que impulsan el sistema, la cuales están dadas por el análisis aeroelástico antes mencionado y se aplican con respecto al tiempo.

A continuación, se especifican los parámetros que deben incluirse en la el modelo.

- El análisis se realiza únicamente para un lado del soporte por lo que se tomara la mitad de la masa $m = 420 \text{ kg}$ y que se incluye en la parte de la fuerza de acuerdo a la 2da ley Newton, multiplicando a la aceleración ($\ddot{x}(t)$).
- Fuerza de amortiguamiento dada por la razón de aislamiento del caucho en 8 %, por lo que al realizar la evaluación correspondiente su constante de amortiguamiento será: $c = 28.91 \text{ Ns/mm}$
- La fuerza inicial de impulso actúa aproximadamente durante 0.1 segundos, para efectos de estudio esta inicia su operación medio segundo ($a=0.5 \text{ seg}$) después de que se liberan los sistemas de frenado del aerogenerador $F_0 = 10.52 \text{ N}$, a partir de este instante el rotor gana velocidad hasta alcanzar la de operación nominal, se propone un periodo de ($b=10 \text{ seg}$), en el que se alcanza el par máximo transmitido.
- Después de alcanzarse la fuerza máxima aplicada esta se mantiene constante para el analisis $F_t = 19983.82 \text{ N}$.

5.3. Fuerza impulsora del sistema.

El par transmitido por el eje de baja causa fuerzas tomadas como impulsoras aplicadas en los soportes y se representan de acuerdo a la función de excitación, que se representa a continuación.



Gráfica 1. Carga (N) aplicada al soporte con respecto al tiempo.

En la Gráfica 1 donde (F (t), t), fuerza y tiempo respectivamente, en el instante en el que F_0 deja de actuar

la fuerza aumenta en dirección negativa hasta alcanzar F_t y mantenerse constante después del segundo ($t=10.51$).

Por lo tanto el modelo matemático que rige al sistema se expresa en la ecuación (6).

$$\begin{aligned} & \frac{m}{2} \ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) \\ & = \begin{cases} 0 & t < a \\ F_0 & a \leq t < a + 0.1 \\ -F_t \frac{t - a + 0.1}{b} & a + 0.1 \leq t < a + 0.1 + b \\ -F_t & t > a + 0.1 + b \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$

6. Análisis dinámico

En la Figura 9 se muestran las cargas soportadas en la caja multiplicadora y como se transmiten hacia los soportes a través de los brazos de torque.

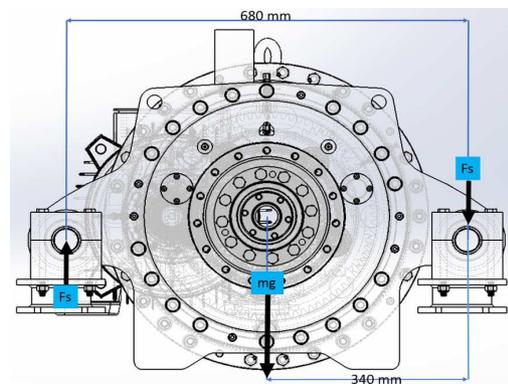
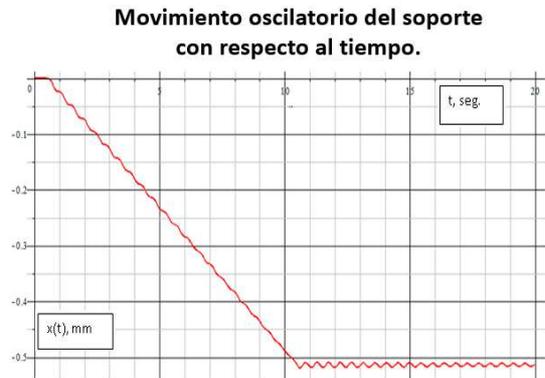


Figura 9. Movimiento de caja multiplicadora

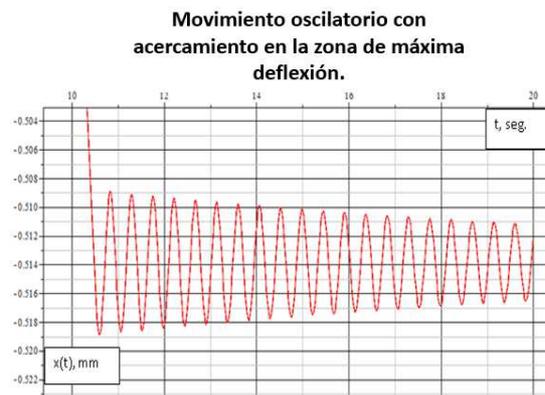
Por lo que para el análisis dinámico la ecuación (6) se resuelve con apoyo del software MAPLE. El análisis se realiza a partir del segundo 0.5 en donde el sistema parte del reposo $x'(0) = 0$ y en la posición inicial $x(0) = 0$ del origen a partir del ensamblaje teórico.

Resolviendo la (6) se obtiene la siguiente gráfica de movimiento, la cual muestra el comportamiento del soporte ante las cargas aplicadas con respecto al tiempo.



Gráfica 2. Movimiento oscilatorio de soporte (mm, s).

Se observa en la Gráfica 2 el comportamiento que se presenta en el sistema, desde el arranque del aerogenerador hasta alcanzar la carga máxima.



Gráfica 3. Acercamiento a zona de mayor oscilación.

La grafica anterior muestra el máximo movimiento oscilatorio contemplado para el caso en el que se alcanza el par máximo. Se observa una deformación en el elastómero de $S_{max} = 0.51 \text{ mm}$ a una velocidad máxima evaluada de $\dot{S}_{max} = 0.10 \text{ mm/s}$. También se puede observar el decremento de la amplitud de onda causado por el amortiguamiento C , lo cual muestra que las disminuirán conforme el tiempo transcurre.

La frecuencia natural del sistema es de $f=6.28 \text{ Hz}$.

Al observar el movimiento descrito en la Gráfica 3 **Error! Reference source not found.** se observa que la máxima deflexión es $S_{max} = 0.51 \text{ mm}$, por lo que el margen que se tiene en la deflexión ronda los 0.49 mm .

7. Diseño de soporte antivibración

7.1. Soporte anti vibración.

Se presenta la configuración del elastómero de acuerdo a los datos del fabricante.

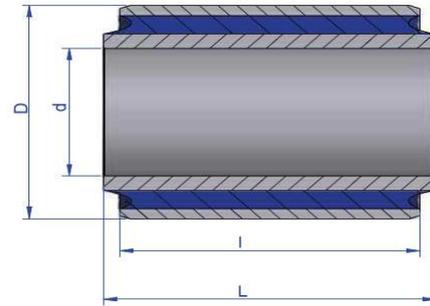


Figura 10. Dimensiones de AMC154075[1].

Donde $D= 75 \text{ mm}$, $d= 45 \text{ mm}$, $L= 100 \text{ mm}$, $l= 90 \text{ mm}$.

Se diseñó un eje de acuerdo al diámetro interno de la articulación elástica. Junto con un par de soportes sólidos para la suspensión del eje.

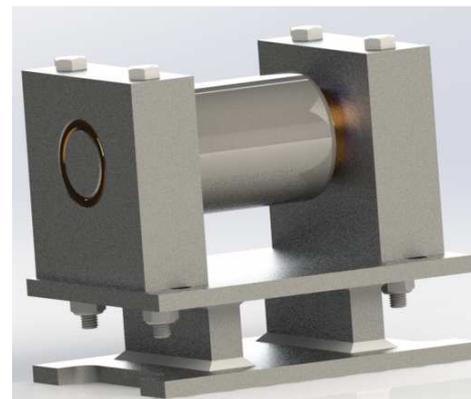


Figura 11. Propuesta de Diseño.

La figura anterior muestra el ensamblaje del soporte. Se propone el uso de un par de bujes de bronce de diseño propio para evitar el desgaste entre el eje y los bloques, estos también contribuyen a la restricción de desplazamiento axial entre la articulación elástica del eje fijo. Se utilizan tornillos de cabeza hexagonal M10 con longitud de 150 mm, su grado es 8.8, con una elevada resistencia mecánica. El eje y los bloques del sistema de amortiguamiento estarán constituidas por acero AISI 4140 que ofrece una elevada resistencia mecánica además de sus propiedades de maquinado. La base inferior en la que se empotran los bloques contribuye a que el ensamblaje resulte con mayor comodidad, debido al espacio reducido que se tiene en el chasis, así como también se puede corregir la alineación de los soportes con respecto al brazo de palanca que transmite el par. La base está constituida por material ASTM A36.

8. Análisis FEM del sistema de amortiguamiento

Se realiza un análisis estático por elemento finito al soporte de acuerdo a lo que se observa en la Figura 12, el cual implica someter a los componentes estructurales a la fuerza máxima aplicada, solo se tomara en cuenta el soporte de lado

derecho, debido a que la fuerza aplicada en este lado es la de mayor magnitud, por a la combinación del peso de la masa más la fuerza a causa del par transmitido.

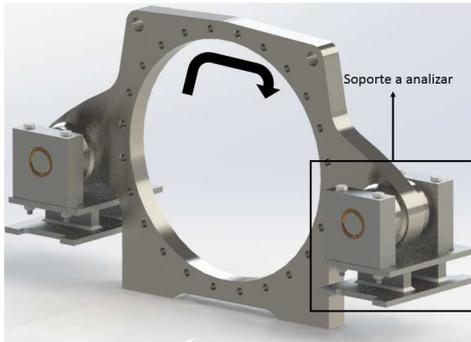


Figura 12. Sentido de giro para el análisis estructural.

8.1. Condiciones de Frontera en el análisis FEM.

El soporte se fija al chasis del aerogenerador utilizando soldadura, por lo que se tomara como soporte fijo la zona de contacto entre el chasis y la placa inferior del soporte.

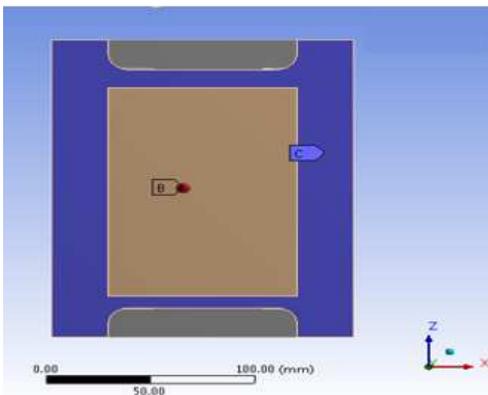


Figura 13. Zona de contacto entre placa base y el chasis (soporte fijo etiqueta C).

Las condiciones de carga aplicadas al soporte se muestran en la Figura 14, la fuerza a causa del par transmitido se aplica en la zona de color rojo del buje y actúa en dirección $-y$ con una magnitud de 19984.82 N , además se aplica el peso $w = 4120.2\text{ N}$ de la caja multiplicadora que, de igual manera actúa en dirección $-y$.

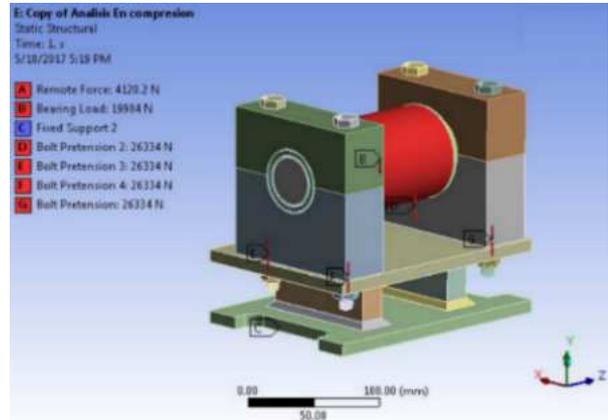


Figura 14. Condiciones de carga en el soporte.

8.2. Deformación en buje antivibración.

A continuación se muestra la deformación resultante en el elastómero utilizado, la máxima deflexión (0.61 mm) se muestra en la zona roja, que corresponde a la camisa exterior del buje, la cual está en contacto directo con la carcasa de la caja multiplicadora como se muestra en la Figura 12 .

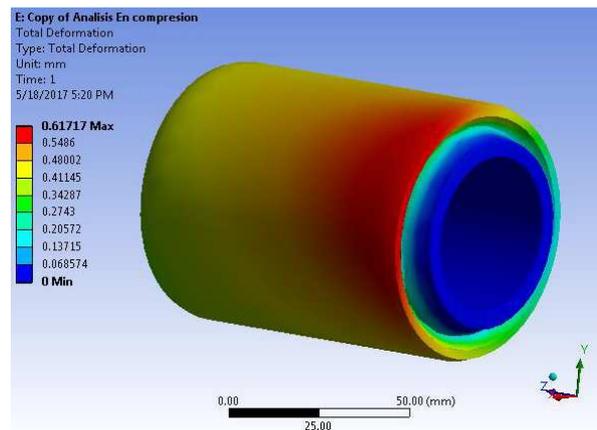


Figura 15. Deformación en articulación elástica AMC154075

Es importante analizar la zona principal de deflexión dado que partiendo del entendido en el que al aplicar la máxima fuerza en los soportes podemos comparar el resultado de la máxima deformación previamente calculada, con el resultante en el análisis FEM, contemplando que para la operación normal del aerogenerador, el par transmitido no superara el 25 % de que se utiliza en el presente análisis.

El siguiente cuadro experimental FEM muestra el comportamiento del caucho en diferentes zonas en las que se deforma.

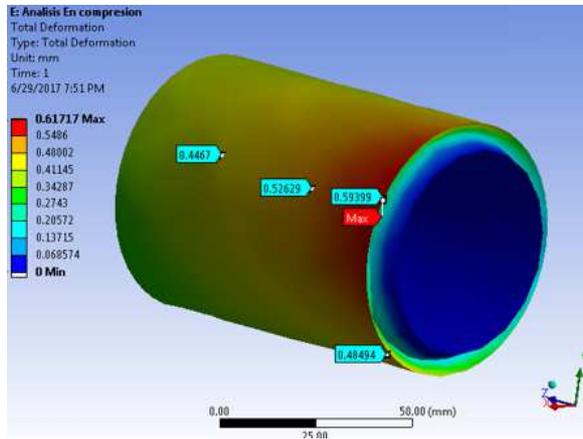


Figura 16. Deformaciones encaucho antivibración AMC164075.

De acuerdo con los resultados mostrados en la Figura 16 donde la máxima deflexión en el buje es 0.59 mm en la última zona del buje a lo largo del buje se notan diferentes deformaciones que son similares a la deformación calculada analíticamente.

Para la deformación total en el soporte se puede observar que las oscilaciones son absorbidas por el caucho como se puede corroborar en la Figura 17.

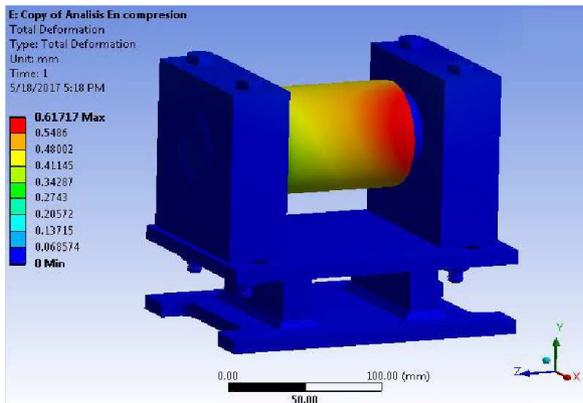


Figura 17. Deformación total en el soporte.

8.3. Resultados para esfuerzos Von Mises.

La distribución de esfuerzos resultantes en la simulación FEM se elevan hasta un máximo de 113 MPa, en la siguiente figura se muestra la zona de máximos esfuerzos y se ubica en la zona de contacto entre el buje antivibración y el buje de bronce.

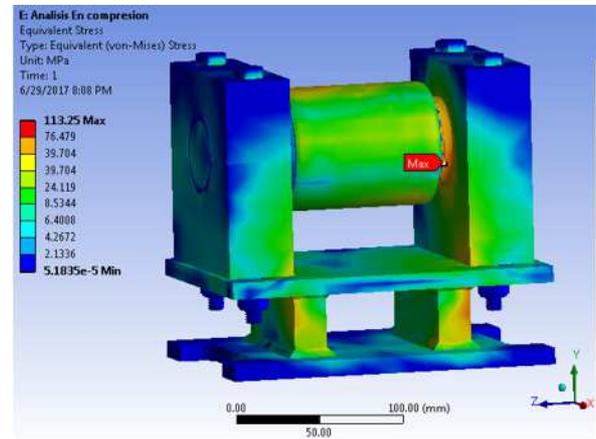


Figura 18. Distribución de esfuerzos en el soporte.

Tomando en cuenta la resistencia de fluencia de los materiales y los esfuerzos a los que se someten, se obtienen la siguiente distribución de factores de seguridad, que indican una operación del soporte que satisface las condiciones establecidas en el diseño del soporte. Estos son los factores de seguridad resultantes (Figura 18).

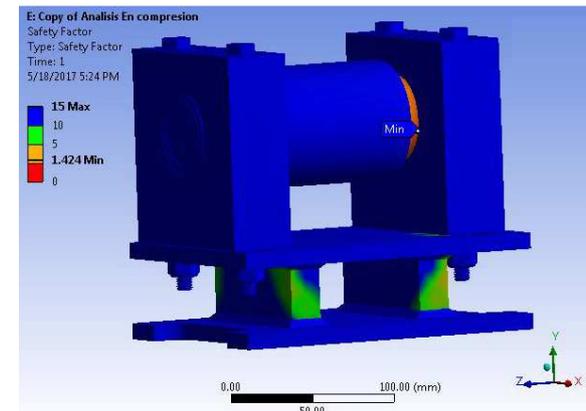


Figura 19. Esfuerzos en articulación elástica AMC154075 [1].

Se observa que un factor de seguridad puntual en una zona de contacto sin riesgo de falla de $F.S.=1.4$ en la zona del buje de bronce, el cual fue diseñado con el fin de absorber los impactos del eje hacia los bloques de soporte. Fuera de esa zona puntual los factores de seguridad ascienden considerablemente por lo que la confiabilidad que presenta el soporte es adecuada.

9. Conclusiones.

El elastómero seleccionado soporta la deformación del sistema en una proporción de más del doble a la calculada para efectos de disipación de vibraciones. El análisis de elemento finito tanto de la estructura como del elastómero demuestra que la estructura está por debajo del límite de

fluencia y cumple con los requerimientos de seguridad y deformación máximos que se llegaran a aplicar.

El diseño propuesto, compuesta por un elastómero y partes mecánicas, pueden disipar teóricamente la carga expuesta de los brazos de torque minimizando por un lado la transmisión de reacciones hacia el chasis del aerogenerador, y por otro lado minimizando las vibraciones del tren de potencia, específicamente del conjunto flecha principal - caja multiplicadora.

El elastómero seleccionado es comercial y se puede encontrar fácilmente con proveedores nacionales. Por otra parte, el diseño de los soportes está pensado para que una vez que el elastómero cumpla su vida útil sea fácil el desensamble y reemplazo del componente.

Agradecimientos

Este trabajo es parte de las actividades del proyecto "Proyecto P07: Integración y consolidación de capacidades nacionales para el desarrollo de pequeños aerogeneradores, mediante el diseño, construcción y pruebas exhaustivas de un aerogenerador con capacidad de 30 kW" que se desarrolla en el contexto del Centro Mexicano de Innovación en Energía Eólica (CEMIE-Eólico) bajo los auspicios del Fondo CONACYT-SENER-Sustentabilidad Energética.

REFERENCIAS

- [1] AMC Mecanocaucho, s. (2015). Suspensiones antivibratorias AMC mecanocaucho. 1st ed. Gipuzkoa España: Aplicaciones Mecánicas Del Caucho S.A.
- [2] Energie, E. (s.f.). ESM Energie- und Schwingungstechnik Mitsch GmbH. Obtenido de <https://www.esm-gmbh.de/EN/Products/>.
- [3] ESTANDARD, I. I. (2013). *IEC 61400-2*. Switzerland: IEC Central Office
- [4] FORMATHANE, F. (2010). FORMATHANE. 1st ed. [ebook] Available at: <http://www.anchorandly.com> [Accessed 18 May 2017].
- [5] Gent, A. (2012). *Engineering with rubber*. Munich: Hanser.
- [6] LAMINA. (2014). *Marsh Mellow Springs*. Obtenido de
- [7] LEÓN, A. (2011). Memoria para el calculo de soportes antivibracion. queretaro: ciateq.
- [8] Matweb.com. (2017). Online Materials Information Resource - MatWeb. [online] Available at: <http://www.matweb.com/index.aspx> [Accessed 18 May 2017].
- [9] Oberg, E., Jones, F., Horton, H., Ryffel, H., McCauley, C. and Amiss, J. (n.d.). *Machinery's handbook*.
- [10] RAMÍREZ GALLO, E. (2008). Simulación y análisis del comportamiento de un componente elastomérico de un sistema técnico, usando el método de los elementos finitos. Licenciatura. UNIVERSIDAD EAFIT.
- [11] Spotts, M. (1985). *Design of machine elements*. 1st ed. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall.
- [12] Thomson, W. (1983). *Teoría de vibraciones*. 1st ed. Bogotá: Carvajal ; Prentice-Hall.
- [13] VIBRACOUSTICS, S. (2015). Small plate buffers.. 1st ed. [ebook] Available at: <http://www.vibracoustics.com> [Accessed 18 May 2017].
- [14] Zarrin-Ghalami, T. (2013). *Fatigue life prediction and modeling of elastomeric components*. Doctorado. The University of Toledo.
- [15] Zill, D. (2009). *Ecuaciones diferenciales con aplicaciones de modelado*. 1st ed. México, D.F.: Cengage Learning.