



**CENTRO DE INGENIERÍA Y DESARROLLO
INDUSTRIAL**

ESPECIALIDAD DE TECNÓLOGO EN MECATRÓNICA

**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
CARACTERIZAR GENERADORES ELÉCTRICOS PARA
TURBINAS EÓLICAS”**

Informe de la Práctica de Entrenamiento Industrial

Nombre de la Empresa o Institución:

Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial (CIDESI)

Presenta:

Estudiante: Ing. Juan Pablo Robles Soto

Tutor Académico: Dr. José Alfredo Manzo Preciado

Tutor de Planta: Dr. José Alfredo Manzo Preciado

Querétaro, Qro. agosto del 2018



Índice

I.	Introducción	4
II.	Planteamiento del problema	5
III.	Justificación	6
IV.	Objetivos.....	7
	IV.I. Objetivo general:	7
	IV.II. Objetivos específicos:.....	7
V.	Alcance	8
VI.	Marco Teórico.....	9
	VI.I. Energía eólica.....	9
	VI.II. Generadores de imanes permanentes.	9
	VI.III. Bancos de prueba para generadores.	14
	VI.IV. Momento de fuerza o torque.	16
	VI.V. Material SAE 4140	17
	VI.VI. Análisis de elemento finito.....	17
	VI.VII. Tensión de Von Mises.....	18
	VI.VIII. Factor de seguridad.	19
VII.	Metodología	21
	VII.I. Tareas realizadas.	21
	VII.II. Diseño 3D.....	22
	VII.III. Cotización de los elementos propuestos.	29
	VII.IV. Análisis estructural por FEM	30
VIII.	Resultados.....	34

VIII.I. Propuesta del banco de pruebas horizontal.	34
VIII.II. Análisis FEM.....	37
IX. Conclusiones y recomendaciones	39
X. Bibliografía.....	40
XI. Anexos.....	42

I. Introducción

En el Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial (CIDESI) existe un área dedicada al estudio y desarrollo de proyectos de energías renovables, una de sus áreas de estudio son los aerogeneradores, para la cual es necesario desarrollar tecnología que ayude en la realización de pruebas de laboratorio. Para esto se diseñó la propuesta de un banco de pruebas para la caracterización de generadores de hasta 5 kW, este banco está diseñado de manera que simule condiciones de un aerogenerador horizontal y de esta forma los resultados de caracterización sean más apegados a la realidad.

II. Planteamiento del problema

En el Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial (CIDESI) existe la Dirección de Energía donde se estudian y desarrollan proyectos de energías renovables, una de sus áreas de estudio dentro de la Energía eólica son los aerogeneradores, para la cual es necesario desarrollar tecnología que ayude en pruebas de laboratorio. Para éste fin se diseñó un banco de pruebas para caracterizar generadores, el cual tiene un diseño de eje horizontal para poder simular condiciones que sean más parecidas a la realidad, el banco está diseñado para poder ser flexible y de esta manera caracterizar generadores desde 1 kW hasta 5 kW, además de considerar un sensor de torque y un encoder para la medición de velocidad angular.

III. Justificación

La energía eólica es la energía cinética obtenida del viento, por lo cual es una fuente de energía inagotable, presente en la mayoría del planeta tierra y es la más eficiente de todas las energías renovables. Explotar esta fuente permitirá reducir las importaciones de energía, el aumento de riqueza en el país y lo más importante la disminución de uso de combustibles fósiles. De acuerdo con información obtenida de la página Web de la empresa *acciona México*, una de las más grandes empresas en el desarrollo de energías renovables, uno de sus parques eólicos, con 33 aerogeneradores, es capaz de producir 123 millones de kilovatios cada hora, suficiente para abastecer a 38 mil hogares y que a su vez evita la emisión de 120 mil toneladas de CO₂ al año, de aquí la importancia de investigar y desarrollar la tecnología en ésta área. (Acciona, 2011)

Cómo se mencionó CIDESI es una institución preocupada por el desarrollo de la tecnología en estos temas de la energía eólica, por lo tanto, el realizar un diseño de banco de pruebas horizontal para generadores es relevante debido a que es un instrumento necesario para la investigación de alternadores adquiridos por el centro y en el ámbito académico es una oportunidad de aplicar los conocimientos adquiridos de diseño, análisis y manufactura asistidos por computadora.

IV. Objetivos

IV.I. Objetivo general:

Realizar el diseño de un banco horizontal de pruebas para generadores eólicos, el cual deberá ser flexible y de esta manera caracterizar generadores desde 1 kW hasta 5 kW, además de considerar un sensor de torque y un encoder para la medición de velocidad angular.

IV.II. Objetivos específicos:

- Revisar el estado del arte de generadores para turbinas de 1 a 5 kW.
- Diseñar un concepto del banco de pruebas.
- Desarrollar un diseño en 3D en una herramienta CAD.
- Realizar un análisis estructural por FEM de los elementos críticos del banco de pruebas.
- Diseñar a detalle el banco de pruebas.
- Cotizar los elementos propuestos.
- Realizar planos del banco de pruebas.

V. Alcance

Presentar una propuesta de diseño del banco horizontal para caracterización de generadores eólicos de 1 kW hasta 5 kW, además de garantizar que los elementos elegidos para su fabricación sean los más adecuados para la aplicación.

El desarrollo para la propuesta del banco horizontal consiste en las siguientes etapas:

- Planeación del proyecto.
- Desarrollo de un diseño 3D en una herramienta CAD.
- Análisis estructural por FEM de los elementos críticos del banco de pruebas.
- Cotización de los elementos propuestos.
- Realización de planos de elementos a fabricar del banco de prueba.

El proyecto se realizó en el periodo del cuatrimestre mayo – agosto.

VI. Marco Teórico

VI.I. Energía eólica.

La energía eólica es una energía obtenida a partir del viento, es decir, la energía cinética generada por efecto de las corrientes de aire, y que es convertida en otras formas útiles de energía para las actividades humanas. (Rocha, 2018)

La energía eólica ha sido empleada, desde hace siglos, para aplicaciones diversas que van desde el transporte marítimo y aplicaciones agrícolas (bombeo de agua, molienda de grano), hasta la generación de energía eléctrica a gran escala. Pero la finalidad se mantiene: aprovechar la energía que posee el viento, un recurso energético que la naturaleza nos ofrece de forma completamente gratuita y que, en determinadas circunstancias, puede alcanzar niveles que hacen interesante su utilización. Ni siquiera la producción de energía de origen eólico es un fenómeno totalmente reciente. Hoy día, la energía eólica es una de las fuentes energéticas renovables que ha producido un mayor crecimiento tecnológico, sobre todo en estos últimos años. (Talayero & Telmo, 2008)

VI.II. Generadores de imanes permanentes.

El tipo de generador con el cual se trabajará en el banco de pruebas es el de imanes permanentes, PMG (Permanent Magnet Generator) por sus siglas en inglés. Éste tipo de generador ha sido investigado y desarrollado fuertemente en años recientes debido al interés por la búsqueda de máquinas más eficientes y amigables con el medio ambiente. PMGs tienen la característica de ser altamente eficientes, bastante compactos y con un rango de velocidad de operación amplio, lo que hace de estos dispositivos apropiados para ser utilizados en diversas aplicaciones.

Los generadores de imanes permanentes se pueden clasificar de acuerdo a la forma en que el flujo magnético circula en el interior de los mismos, como se aprecia en la Fig. 6.1.

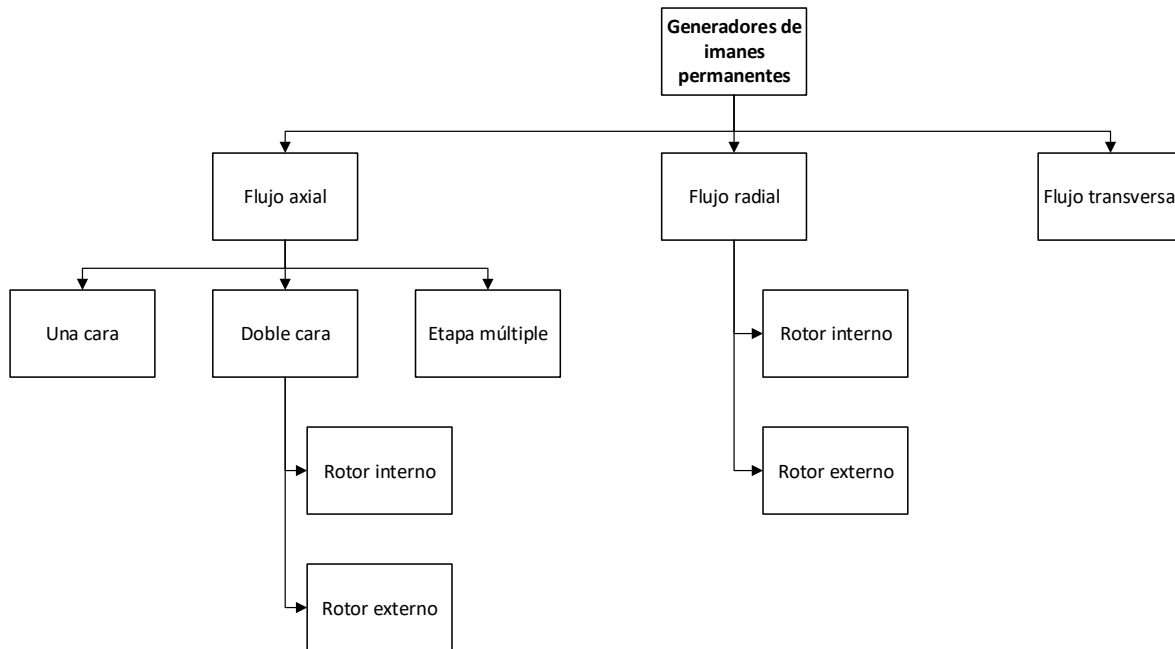


Fig. 6.1. Clasificación de generadores de imanes permanentes.

Los generadores de flujo axial son máquinas en donde el flujo magnético es paralelo al eje de rotación de la máquina, ver Fig.6.2. La característica de ésta máquina permite un amplio rango de topologías y por lo tanto un amplio rango de aplicaciones. Como se aprecia en la Fig.6.1, las topologías se dividen entre una cara, mostrada en la Fig.6.3, de dos caras, Fig.6.4, y de etapa múltiple, Fig.6.5.

La topología de una cara es la más sencilla debido a que solo presenta un rotor y un estátor, por lo general en los PMGs los imanes permanentes se sitúan en el rotor y varios devanados en el estátor, en los cuales se induce un voltaje al girar el rotor. Un inconveniente en este tipo de generadores es que se crea una fuerza de atracción entre los imanes del rotor y del estátor, provocando que el diseño

contemple el efecto de ésta fuerza axial sobre las partes mecánicas de la máquina.

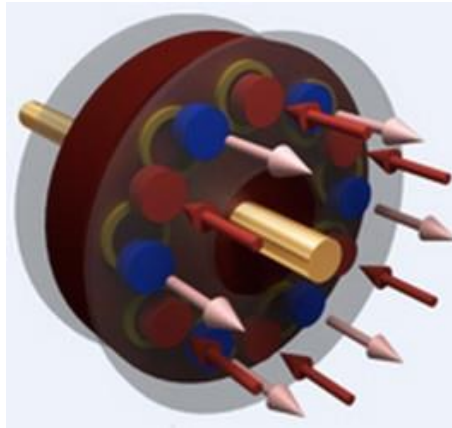


Fig.6.2. Representación de flujo axial. (Aritz, 2013)

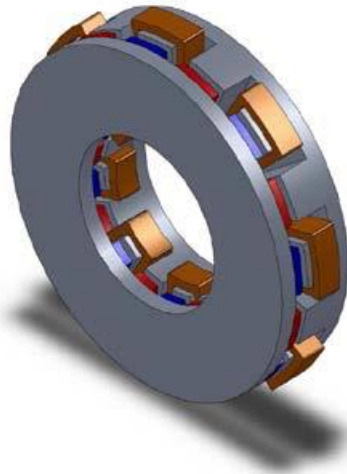


Fig.6.3. Generador de flujo axial de una cara. (Aritz, 2013)

La topología de dos caras consiste en tres elementos con dos posibles configuraciones:

- Estátor doble - un rotor (rotor interno).
- Rotor doble - un estátor (rotor externo).

En la primera, el rotor se encuentra en el centro (entre los dos estatores, como un especie de emparedado) y puede o no tener núcleo, siendo suficiente un material no ferromagnético para mantenerlos en su lugar. Ésta configuración tiene la

ventaja que no existe tal fuerza de atracción mencionada en los del tipo de una cara. En la segunda configuración el estátor se posiciona entre un par de rotores.

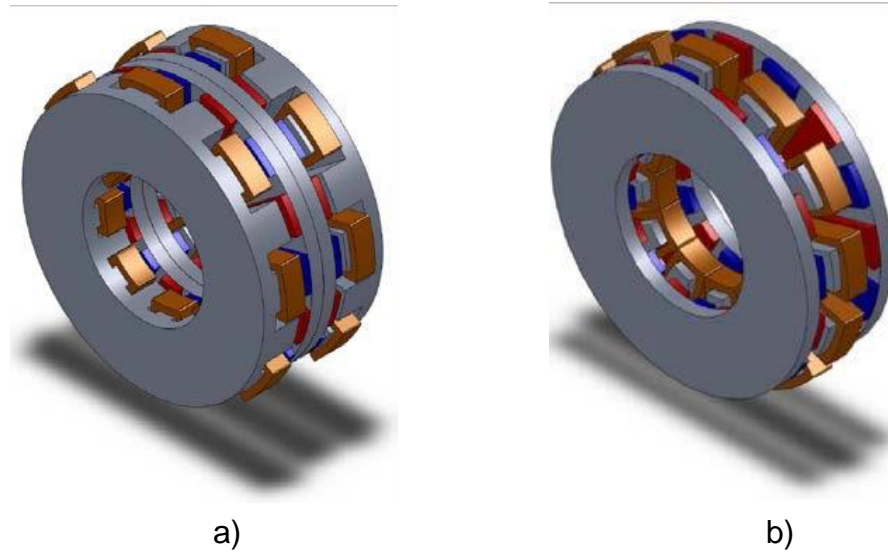


Fig.6.4. Generador de flujo axial de doble cara. a) Rotor interno. b) Estátor interno. (Aritz, 2013)

En la topología de etapa múltiple la idea es posicionar, de manera alterna, rotores y estatores con el fin de abastecer los requerimientos de diferentes aplicaciones. La conexión de los devanados o estatores puede ser en serie o paralelo obteniendo un mayor voltaje o una mayor corriente, respectivamente. Éste arreglo tiene la peculiaridad de que se pueden conectar o desconectar módulos dependiendo de requerimientos temporales que puedan llegar a existir.

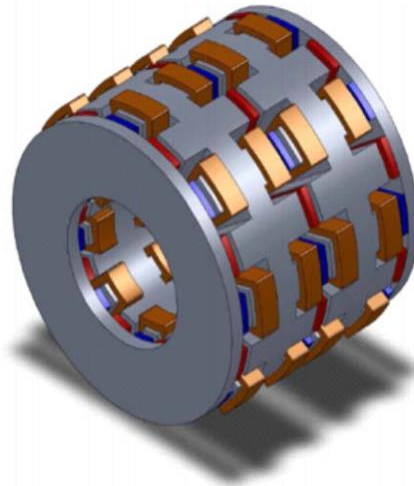


Fig.6.5. Generador de flujo axial de etapa múltiple. (Aritz, 2013)

En el caso de los generadores de flujo radial, cómo su nombre lo da a entender, las líneas de flujo son perpendiculares al eje de rotación, aunque cambian de dirección debido a la disposición de los imanes permanentes del rotor, la Fig.6.6 es una representación de este flujo y fue generado mediante un análisis computacional.

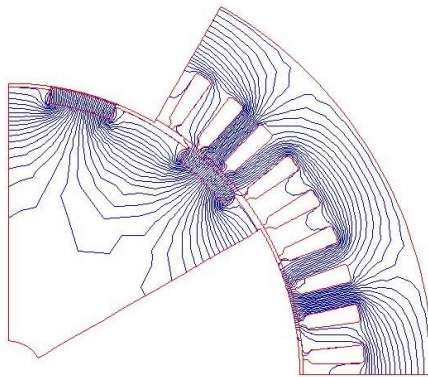
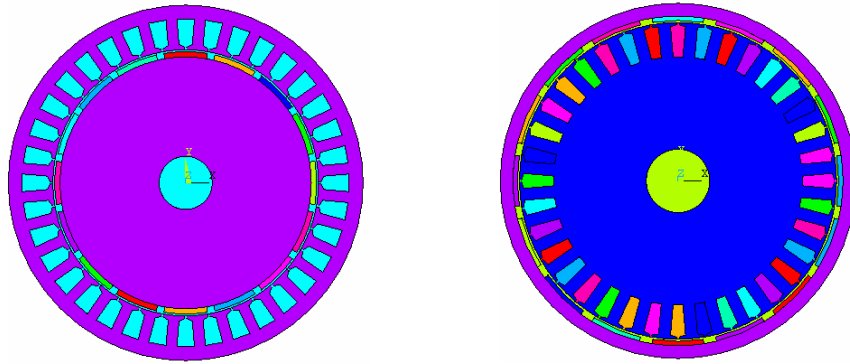


Fig.6.6. Representación computacional de líneas de flujo en una máquina radial.

Los generadores de flujo radial se dividen en rotor interno y rotor externo, ver Fig.6.7, el funcionamiento de ambos, en principio es el mismo, aunque para ciertas aplicaciones puede ser más conveniente uno que otro.



a)

b)

Fig.6.7. Configuración de generadores de flujo radial. a) Rotor interno. b) Rotor externo. (Aritz, 2013)

Los generadores de flujo transversal son dispositivos que no ofrecen, por lo menos los hasta ahora desarrollados, una verdadera mejora en la generación de energía eléctrica, por eso se dejó de lado la explicación de los mismos. (Aritz, 2013)

VI.III. Bancos de prueba para generadores.

Los bancos de prueba para generadores se utilizan para probar el correcto funcionamiento de estos, es decir que se genere la energía que se espera a ciertas revoluciones por minuto, que su torque de trabajo sea proporcional a la velocidad de angular, entre otras cuestiones. Con ellos se puede simular condiciones variables y que se asemejen a un entorno real en el cual se va colocar el generador, estos tipos de banco son muy útiles para las pruebas de generadores que son para turbinas eólicas ya que estas no trabajan a velocidades constantes y es necesario probarlos en diferentes condiciones. El banco de pruebas que se va a diseñar es para simular condiciones para una turbina horizontal, como el que se muestra en la siguiente figura.



Fig. 6.8. Ejemplo de banco de prueba para generadores. (Van Dessel & Deconinck, 2008)

Actualmente en CIDESI se encuentra un banco de pruebas el cual simula condiciones para una turbina vertical y se pueden probar generadores de 0.5kW a 1.8kW, este se muestra en la Fig. 6.8.



Fig.6.8. Banco de pruebas para simulación de turbinas verticales

VI.IV. Momento de fuerza o torque.

Cuando movemos un volante o usamos un desatornillador, la fuerza que aplicamos multiplicada por la distancia al eje es lo que se conoce como par o momento de fuerza.

Las fuerzas que se producen en el rotor a consecuencia del campo generan el par motor responsable del giro del eje y que expresa la fuerza que existe sobre el eje del motor.

El par motor se puede calcular a partir de: $P = M \cdot \omega$ [W]

Donde:

- P: potencia útil [W]
- ω : velocidad de giro [rad/s]
- M: par motor [Nm]

El par de arranque es el que desarrolla el motor para romper la inercia cuando empieza a girar. Si se conecta a la tensión de alimentación, se obtiene un par de arranque elevado, pero también es necesaria una gran intensidad de arranque:

- El par motor es proporcional al deslizamiento y depende de la resistencia mecánica que presente el rotor.
- El par es proporcional al cuadrado de la tensión de alimentación.
- El par de un motor varía en proporción inversa al cuadrado de la frecuencia de la red.

Las dimensiones de un motor vienen determinadas por su par, por lo tanto, máquinas de igual par presentaran dimensiones aproximadamente iguales.

El comportamiento de los motores de CA se caracteriza por:

- Su respuesta en el arranque.
- Su par máximo.
- Como varía su deslizamiento a velocidad nominal cuando se le aplica una carga en el eje.

(Baselga Carreras, 2017)

VI.V. Material SAE 4140

Para la propuesta del banco se están considerando materiales como SAE A36, SAE 1018, SAE 1020, Aluminio 6061. De los cuales destaca el SAE4140 ya que de este material se está considerando fabricar las partes más críticas del banco.

Descripción: Acero de medio carbono aleado con Cr y Mo. Posee mediana templabilidad, buena maquinabilidad, alta resistencia, buena tenacidad y baja soldabilidad. Este acero es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico. Es comúnmente utilizado para la fabricación de piezas que requieran alta tenacidad y resistencia. (Bravo, 2018)

Usos: Se utiliza en piñones, pequeños, tijeras, tornillos de alta resistencia. Piezas de alta exigencia para la construcción de vehículos en general. Cigüeñales, espárragos, árboles, palieres, engranajes de transmisión, etc. (Bravo, 2018)

Propiedades mecánicas

Resistencia a la tracción	95 – 105 kgf/mm ²
Límite de fluencia	60 – 74 kgf/mm ²
Reducción de área	50%
Maquinabilidad	-
Dureza(HB)	270 – 321
Elongación	10 – 18 %

Tabla 6.1 Propiedades mecánicas del material SAE 4140 (Bravo, 2018)

VI.VI. Análisis de elemento finito.

El método de elementos finitos (MEF o FEM, como es más conocido por sus siglas en inglés), es muy usado debido a su generalidad y a la facilidad de introducción de dominios de cálculos complejos en 2 y 3 dimensiones. Consiste en aproximaciones por funciones de prueba (método aproximado desde múltiples perspectivas: interpolación, discretización, utilización de métodos numéricos). A pesar de la denominación de aproximado, el método de elementos finitos es una

herramienta que nos permite realizar una gran cantidad de análisis en estructuras y componentes complejos, que difícilmente se obtienen por los métodos analíticos clásicos. (Vásquez Angulo, 2012)

La introducción del método de elementos finitos a los ordenadores y, por ende, también al CAD (Computer Aided Desig), representa en la actualidad un gran avance y un aporte muy provechoso en la etapa de diseño. Gracias a este método es posible generar sólidos de aspecto casi real mediante simulación numérica. Esto hace más fácil el trabajo del ingeniero, ya que permite un conocimiento más profundo del producto que se está diseñando, incluso antes de que este exista realmente. De esta forma es posible detectar fallos previos que, de otro modo, solo se hubieran detectado sobre su uso. (Vásquez Angulo, 2012)

Con todo lo anterior, podemos anotar que los ingenieros pueden diseñar más rápidamente y mejor, casis desde el primer intento, con lo que tenemos un producto de alta calidad, rápido, más competitivo y, posiblemente, ofreciendo mejores costos. (Vásquez Angulo, 2012)

VI.VII. Tensión de Von Mises.

Se conocen como teorías de fallo (o falla) elástico o criterios de fallo (o falla) elástico a los criterios usados para determinar los esfuerzos estáticos permisibles en estructuras o componentes de máquinas. Se utilizan diversas formulaciones, dependiendo del tipo de material que se utiliza. (Ford, 1963)

Más precisamente, una máquina trabaja en ciclos reversibles debe ser diseñada de tal manera que sus tensiones no salgan del dominio elástico. Los criterios de fallo elástico establecen diferentes aproximaciones para diferentes materiales que permiten realizar el diseño de manera correcta. La ocurrencia de fallo elástico no implica en muchos casos la rotura de la pieza, ese otro caso requiere el estudio mediante mecánica de la fractura. (Ford, 1963)

Este criterio puede considerarse un refinamiento del criterio de Tresca. El criterio de la máxima energía de distorsión fue formulado primeramente por Maxwell

en 1865 y más tarde también mencionado por Huber (1904). Sin embargo, fue con el trabajo de Richard Edler von Mises (1913) que el criterio alcanzó notoriedad, a veces se conoce a esta teoría de fallo elástico basada en la tensión de Von Mises como teoría de Maxwell-Huber-Hencky-von Mises. La expresión propuesta por Von Mises y Hencky, de acuerdo con este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral:

$$e_{\text{dist}} \geq \frac{\sigma_Y^2}{2E}$$

En términos de tensiones este criterio puede escribirse sencillamente en términos de la llamada tensión de von Mises como:

$$\sigma_{\text{vM}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \geq \sigma_Y$$

Donde:

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$$

son las tensiones principales en el punto considerado.

(Ford, 1963)

VI.VIII. Factor de seguridad.

Si se tiene que evitar una falla estructural, las cargas que una estructura es capaz de soportar deben ser mayores que las cargas a las que se va a someter cuando este en servicio. Como la resistencia es la capacidad de una estructura para resistir cargas, el criterio anterior se puede replantear como sigue: la resistencia real de una estructura debe ser mayor que la resistencia requerida. La relación de la resistencia real entre a la resistencia requerida se llama factor de seguridad n :

$$\text{Factor de seguridad } n = \frac{\text{resistencia real}}{\text{resistencia requerida}}$$

Naturalmente, el factor de seguridad debe ser mayor que 1.0 para evitar falla. Dependiendo de las circunstancias, los factores de seguridad varían desde un poco más que 1.0 hasta 10.

La incorporación de factores de seguridad en el diseño no es asunto sencillo, porque tanto la resistencia como la falla tienen muchos significados distintos. La resistencia se puede medir con la capacidad portante, o de carga, de una estructura o bien se puede medir por el esfuerzo en el material. Falla puede equivaler a la fractura y el completo colapso de la estructura o puede significar que las deformaciones se han vuelto tan grandes que la estructura ya no puede realizar sus funciones. Esta última clase de falla, puede presentarse con cargas muchos menores que las que causan el colapso real. (Cano, 2018)

VII. Metodología

VII.I. Tareas realizadas.

No. De actividad	Nombre	Fecha limite
1	Definición del proyecto.	Mayo 5, 2018
2	Investigación del estado del arte de generadores para turbinas.	Mayo 25, 2018
3	Diseño conceptual del banco de pruebas.	Junio 8, 2018
4	Desarrollo del diseño en 3D en CAD.	Julio 31, 2018
5	Realizar análisis por FEM de los elementos críticos del banco de prueba.	Agosto 10, 2018
6	Cotización de elementos propuestos.	Agosto 17, 2018
7	Realización de planos del banco de pruebas.	Agosto 17, 2018
8	Validación de resultados.	Agosto 24, 2018
9	Revisión de reporte.	Agosto 28, 2018
10	Presentación.	Septiembre, 2018

Tabla 7.1 Lista de actividades.

La metodología se dividirá en 3 secciones:

- **Diseño 3D.** La sección de diseño en 3D muestra el desarrollo del banco de pruebas desde su concepto hasta el diseño 3D a detalle de los sub ensambles que lo conforman.
- **Cotización de los elementos propuestos.** En esta sección se mostrará una lista de las diferentes opciones que se tenían para implementar en este proyecto y sus costos.
- **Análisis estructural por FEM.** Se realizó el análisis de esfuerzos en una flecha de transmisión para garantizar su resistencia a las cargas a las que es sometida.

VII.II. Diseño 3D.

Diseño conceptual

Lo primero que se realizó fue un diseño conceptual, esto para revisar cuestiones de posicionamiento de los elementos considerados, sensores a emplear para las mediciones de torque y velocidad angular. Este diseño conceptual fue la primera idea que se presentó del banco de pruebas, cabe mencionar que se realizaron demasiadas modificaciones por cuestiones de ergonomía y componentes que no encontraron como se esperaba, este diseño se muestra a continuación en la Fig. 7.1.

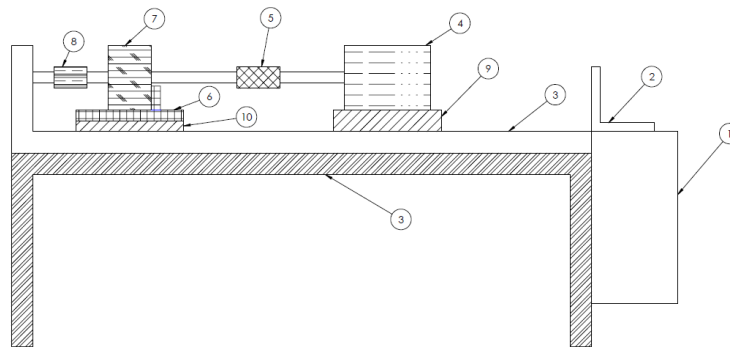


Fig.7.1. Diseño conceptual del banco de pruebas.

1. Gabinete de control.
2. Computadora con interfaz HMI.
3. Estructura.
4. Motor.
5. Acoplamiento mecánico.
6. Nido de cambio rápido.
7. Alternador para turbina eólica.
8. Sensor digital de torque
9. Base para motor.
10. Base de nido.

Diseño del CAD

El ensamble principal del diseño lleva por nombre CDS.BH01.18, el cual está compuesto por 6 sub ensambles, los cuales se realizará una breve explicaciones a continuación iniciando por la estructura base.

- **Sub ensamble CDS.BH01.18.A00**

Este sub ensamble es la base estructural que sostendrá todos los elementos del banco, la cual se propone fabricar en perfil cuadrado de 1.5 pulgadas de calibre 12, cuenta con patas niveladoras para ajuste a desniveles que se puedan presentar en el piso, en él podemos observar la platina eléctrica en la parte posterior para el fácil acceso a los componentes eléctricos, la cual es de placa de aluminio de 0.25 pulgadas. También cuenta con pequeñas piezas de solera barrenadas que serán soldadas a la estructura para posteriormente poder sujetar los demás sub ensambles, por último, pero no menos importante se observa en la parte frontal de lado izquierdo la botonera de control donde se colocara el paro de emergencia y botón de arranque y reset. En la figura 7.2 se muestra este sub ensamble.

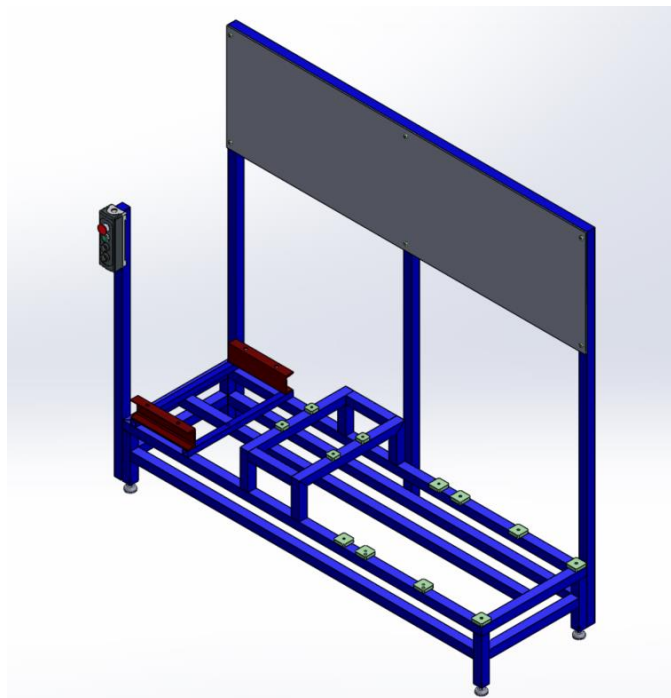


Fig.7.2. Sub ensamble CDS.BH01.18.A00

- **Sub ensamble CDS.BH01.18.B00**

El siguiente sub ensamble se encuentra el motorreductor marca Sumitomo, el cual es de 15 HP y puede proporcionar un torque de salida de 342.34 N-m a una velocidad de 292 RPM. En la figura 7.3 se observa el cople el cual se conecta con una flecha de transmisión y unas vigas en C las cuales son de 3 pulgadas calibre 12 y es donde se montará el motorreductor.

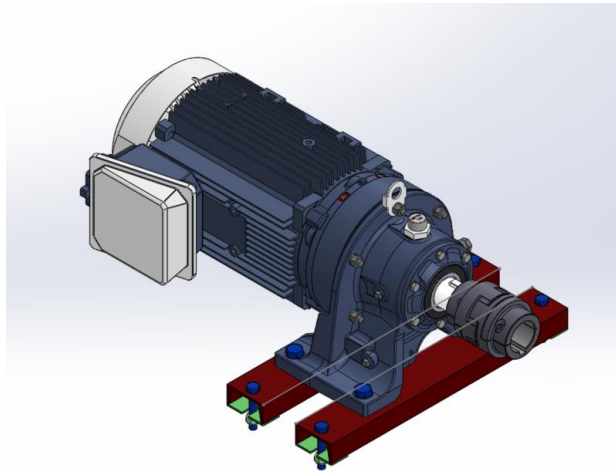


Fig.7.3. Sub ensamble CDS.BH01.18.B00

- **Sub ensamble CDS.BH01.18.C00**

Este fue uno de los sub ensambles más complejos debido a que tiene dos configuraciones, esto se debe a que es el nido de los generadores eléctricos el cual es debe ser flexible para los diferentes modelos de generadores. En la configuración 1 la cual se muestra en la figura 7.4 se observa que es un generador pequeño el cual es de 1.8 kW, además tiene su cople que va conectado al sensor de torque que se encuentra en el sub ensamble CDS.BH01.18.D00, y un nido para generadores pequeños.

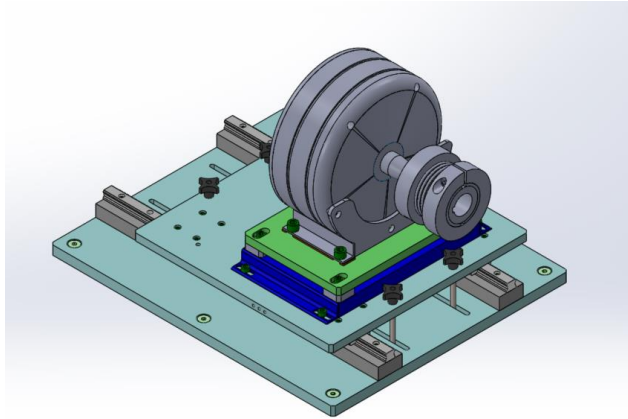


Fig.7.4. Sub ensamble CDS.BH01.18.C00, configuración 1.

En la configuración 2, se tiene presentado un generador de 5 kW, el cual tiene un nido diseñado exclusivamente para él, debido a su tamaño es necesario la exclusividad de su nido. Este generador tiene una reducción en la flecha para que pueda ser compatible con el mismo cople que se usó en la configuración, como se puede observar en la figura 7.5 la diferencia de tamaño de los generadores si es bastante considerable.

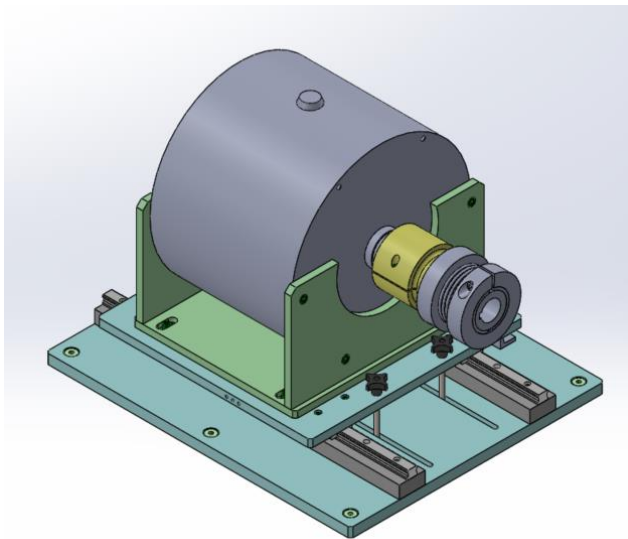


Fig.7.5. Sub ensamble CDS.BH01.18.C00, configuración 2.

El ensamble cuenta con una placa base la cual es fijada al sub ensamble CDS.BH01.18.A00 con tornillos, después tiene unas guías lineales que es donde sienta la placa base de los nidos de los generadores, estas guías se consideraron

para poder hacer un deslizamiento sencillo de la placa cuando se haga un cambio de modelo además de que son necesarios para el usuario ya que arrastrar más 100 kg sin estas guías sería muy complicado. En la figura 7.6 se pueden observar estas guías junto con un perno indexador para ajustar la posición del nido, una vez colocado en la posición deseada este se asegura con 4 perillas que aprietan 2 pares de tornillos que están soldados a una solera para evitar su giro.

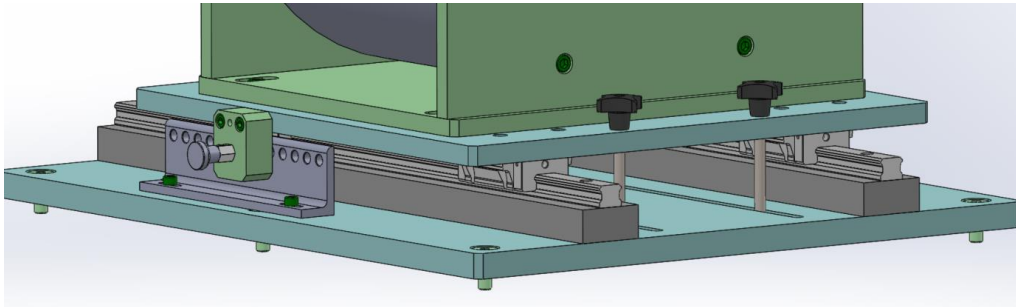


Fig.7.6. Guías lineales del Sub ensamble CDS.BH01.18.C00.

- **Sub ensamble CDS.BH01.18.D00**

En él se encuentra montado la parte de los sensores de torque y de velocidad angular, para torque se cuenta con un sensor industrial Futek con un intervalo de medición de hasta 500 N-m, y del lado del sensor velocidad angular se está proponiendo un DRV5053 que es un sensor de efecto Hall que se observa en la figura 7.7, el cual leería los pulsos de los imanes colocados en el disco amarillo cuando este gire, el único inconveniente de este sensor es que se tendría que desarrollar la electrónica la cual no es muy compleja. Estos sensores están montados en perfil de aluminio estructurado de 40 mm, esto con el propósito de hacer su ajuste de altura más sencillo y con mayor versatilidad. En la figura 7.8 se muestra el sub ensamble.

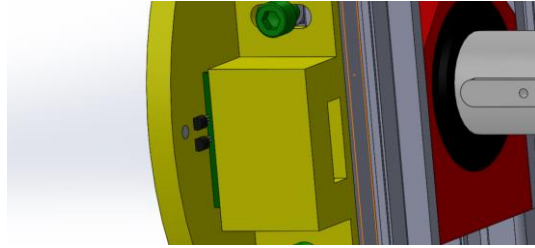


Fig.7.7. Sensor de efecto Hall, Sub ensamble CDS.BH01.18.D00.

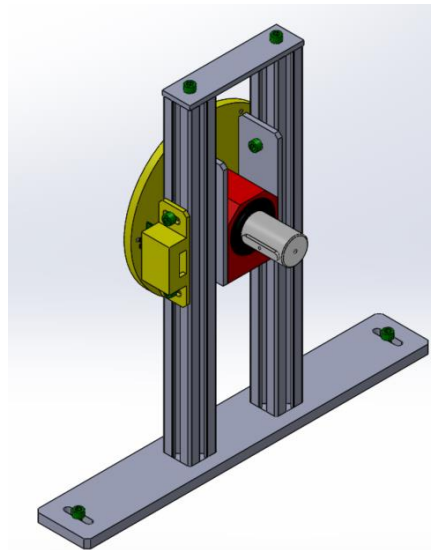


Fig.7.8. Sub ensamble CDS.BH01.18.D00.

- **Sub ensamble CDS.BH01.18.E00**

Este sub ensamble es usado en la configuración 2, que es donde se corren los generadores de 3 a 5 kW, en él se encuentran dos chumaceras para una flecha de 2 pulgadas de diámetro la cual también esta presentada en el ensamble con sus cuñas. Se puede observar una placa base en verde agua, la cual es la que se queda estática al momento de hacer el cambio a la configuración 1. La flecha que se presenta en este sub ensamble es el elemento que se considera más crítico por lo cual se le realizaron algunos análisis FEM que se presentarán más adelante. En la siguiente figura se presenta este sub ensamble.

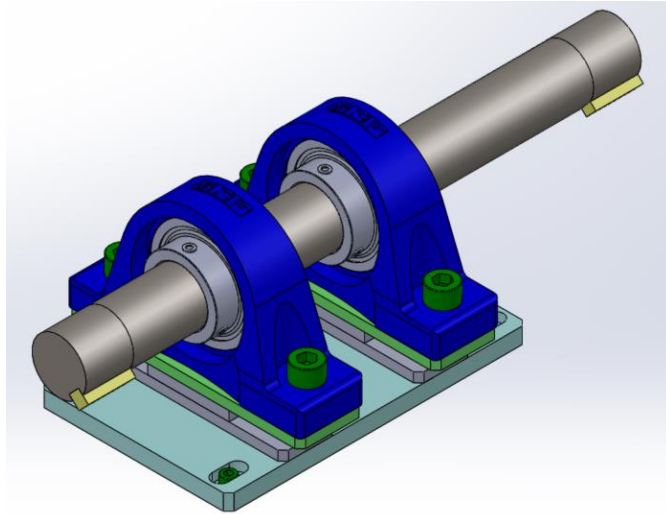


Fig.7.8. Sub ensamble CDS.BH01.18.E00.

- **Sub ensamble CDS.BH01.18.F00**

La contra parte del sub ensamble anterior es el que se muestra a continuación, el cual es usado en la configuración 1 que es para generadores de 0.5 a 1.8 kW, esto es debido a que estos generadores que son más pequeños requieren de menos torque, pero más velocidad para poder generar energía. El sub ensamble consiste en un motor de corriente alterna marca Siemens que ya se encuentra en el laboratorio, el cople que se ensambla al sensor de torque y un aumento de flecha en el motor para que pueda ser compatible con el cople y funcione en ambas configuraciones. El sub ensamble se puede apreciar en la figura 7.9. Como se mencionó este sub ensamble usa la misma placa base que el sub ensamble anterior.

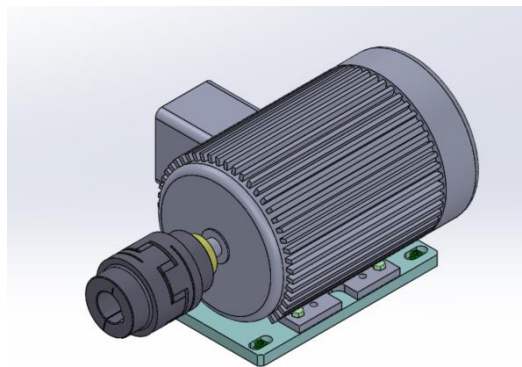


Fig.7.9. Sub ensamble CDS.BH01.18.F00.

Una vez terminado el diseño 3D a detalle se procedió a realizar planos de cada una de los elementos a fabricar, como lo es la estructura base, las placas, platinas, aumentos de flechas entre otros. Los materiales a usar para la fabricación fueron aceros 1018, 1020, A36, 4140T y aluminio 6061, con un recubrimiento de zincado para los aceros y anodizado para el aluminio, en la sección de anexos se presentan los planos de cada sub ensamble. También se realizó la lista de tornillería que se requiere para el proyecto, esto es esencial es cualquier proyecto de diseño, la lista se puede ver en anexos.

VII.III. Cotización de los elementos propuestos.

Los elementos cotizados para este proyecto fueron como opción A, los que están presentados en el ensamble CDS.BH01.18 y como opción B algunos que se cotizaron después de tiempo, pero pueden ser considerados para una segunda versión del diseño. Cabe mencionar que solo se cotizaron materiales que son de línea o comerciales, los que es maquinados y construcción de estructuras no se tomó en cuenta en la tabla 7.2. La cotización se realizó el día 13 de agosto del presente año con un precio del dólar a \$19.13 pesos.

Lista de compras proyecto CDS.BH01.18									
No.	Opción	Nombre	Modelo	Marca	Cantidad	Costo en Dolares	Costo en pesos	Importe	Proveedor
ENSAMBLE CDS.BH01.18.A00									
1		Patas niveladoras	LAM-3025HB-M12	APT	4		\$ 108.11	\$ 432.44	LAMARK SA DE CV
ENSAMBLE CDS.BH01.18.B00									
2		Motorreductor	CHHM15-6145YB-6	Sumitomo	1	\$ 3,000.00	\$ 57,390.00	\$ 57,390.00	Mayboque
3	A	Cople-ROBA®-ES with split clamping hubs	42_940_533_F_50_8_47.625_40_300	Mayr	1	\$ 583.74	\$ 11,167.00	\$ 11,167.00	Urany
	B	Cople QUADRA-FLEX	Cople1(Revisar Excel de cotización)	Martin	1		\$ 6,825.00	\$ 6,825.00	BRR
ENSAMBLE CDS.BH01.18.C00									
4		Opresor Indexador tipo perilla con seguro	12NSG3/A, No. catalogo: 83-010-115	J.W. WINCO; INC	1	\$ 14.25	\$ 272.60	\$ 272.60	TRAVERS
5		Perilla en Cruz de plastico	285-303, No. Catalogo: 83-023-112	TTC	4	\$ 4.94	\$ 94.50	\$ 378.00	TRAVERS
6	A	Cople-Smart Flex	4_932_433_38_1_50_8	Mayr	1	\$ 583.74	\$ 11,167.00	\$ 11,167.00	Urany
	B	Cople QUADRA-FLEX	Cople3(Revisar Excel de cotización)	Martin	1		\$ 7,064.50	\$ 7,064.50	BRR
7		Guía de movimiento lienal (Bloque)	SHS20C-SS Slide25-55	THK	4	\$ 92.40	\$ 1,767.61	\$ 7,070.45	THK
8		Guía de movimiento lienal (Riel)	SHS20C-600-30 Track	THK	2	\$ 182.03	\$ 3,482.23	\$ 6,964.47	THK
ENSAMBLE CDS.BH01.18.D00									
9		Sesor de velocidad angular	DRV5053-Sensor de efecto Hall	Texas-Instruments	2	\$ 1.36	\$ 26.01	\$ 52.02	Digi-Key
10	A	Sensor de torque	FSH01992	Futek	1	\$ 3,471.00	\$ 66,400.23	\$ 66,400.23	Logicbus
	B	Sensor de torque	FY01	Forsentek	1	\$ 769.00	\$ 14,710.97	\$ 14,710.97	Forsentek
11	A	Controlador de sensor de torque	IPM650	Futek	1	\$ 978.00	\$ 18,709.14	\$ 18,709.14	Logicbus
	B	Controlador de sensor de torque	FPTD	Forsentek	1	\$ 175.00	\$ 3,347.75	\$ 3,347.75	Forsentek
12		Iman de 10mmx1mm	N5	Neodimio	3		\$ 13.00	\$ 39.00	Imancitos
13		Iman de 5mmx3mm	N2	Neodimio	6		\$ 9.00	\$ 54.00	Imancitos
ENSAMBLE CDS.BH01.18.E00									
14		Chumacera	SY 2 TF	SKF	2		\$ 1,408.00	\$ 2,816.00	SKF
ENSAMBLE CDS.BH01.18.F00									
15	A	Cople-ROBA®-ES with split clamping hubs	42_940_533_F_50_8_38_1_40_300	Mayr	1	\$ 583.74	\$ 11,167.00	\$ 11,167.00	Urany
	B	Cople QUADRA-FLEX	Cople2(Revisar Excel de cotización)	Martin	1		\$ 7,064.50	\$ 7,064.50	BRR

Tabla 7.2. Lista de compras para el proyecto CDS.BH01.18.

Si se suma los elementos de la opción A que son los que están presentados en el ensamble, estos suman un total de \$ 194,080.00 pesos. Por lo cual se habla que el proyecto terminado costaría aproximadamente cerca de \$ 300,000.0 a \$ 350,000.00 pesos.

VII.IV. Análisis estructural por FEM

Cálculo de la flecha.

El análisis estructural FEM se aplicó a una flecha de transmisión la cual se encuentra en el sub ensamble CDS.BH01.18.D00, antes de realizar el análisis por computadora se realizó el cálculo del diámetro de la flecha, para de esta manera tener un punto teórico del cual basarnos. A continuación, se muestra el cálculo de la flecha el cual se realizó de acuerdo a la norma ASME.

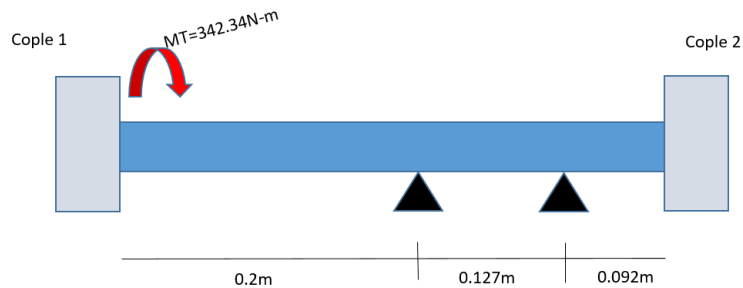


Fig.7.10. Esquema de la flecha de transmisión.

Datos:

$$MT= 342.34 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Material de la flecha = 4140T

Resistencia a la fluencia del material (σ_f)= 1.096 GPa

Resistencia máxima del material (σ_{max})= 1.172 GPa

Factores de corrección por impacto:

- $C_m= 1.75$

- $C_t = 1.25$

Peso de la flecha propuesto = 6 kg = 58.86 N

Peso de los coples = 4.289 Kg = 42.07 N

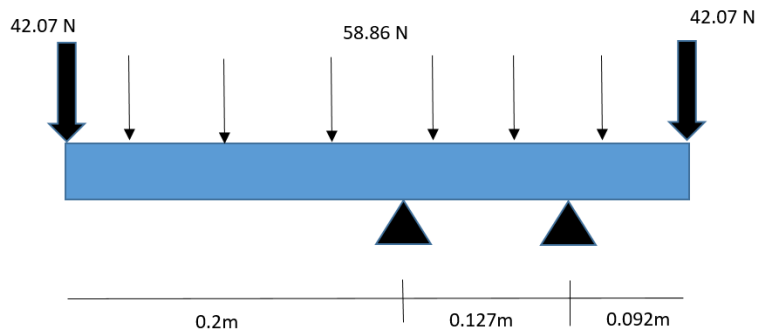


Fig.7.11. Diagrama de cuerpo libre.

Después de que se realizó su diagrama de fuerza cortante y de momento flector se obtiene un momento máximo de 9.6 N-m, con lo cual se puede calcular el diámetro de la flecha. Después se procedió a calcular los esfuerzos cortantes según ASME, se tienen condiciones de carga con cuñero y es una flecha que estará sometida a torsión y flexión, por lo tanto:

$$T_{cal} = 0.225 \times \sigma_f$$

$$T_{cal} = 0.135 \times \sigma_{max}$$

$$T_{cal} = 0.225 \times 1.096 \text{ Gpa} = 246.6 \text{ MPa}$$

$$T_{cal} = 0.135 \times 1.172 \text{ Gpa} = 158.22 \text{ MPa}$$

Nota: Se toma el valor más pequeño para sustituir en la ecuación.

Se tiene que para flechas solidas:

$$T_{cal} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t M T)^2}$$

Despejando D:

$$D = \left(\frac{16}{\pi T_{cal}} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t M T)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Sustituyendo valores:

$$D = \left(\frac{16}{\pi (158.22 \text{MPa})} \sqrt{(1.75 \cdot 9.6 \text{Nm})^2 + (1.25 \cdot 342.34 \text{Nm})^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se obtiene un diámetro de:

$$D = 0.024 \text{m}$$

Se aplica un factor de seguridad de 2 y para obtener un diámetro de:

$$D = 0.024 \text{m} \cdot 2 = 0.048 \text{m} = 48 \text{mm}$$

El diámetro arrojado por el cálculo indica que la flecha es de 48 mm de diámetro que llevándolo al valor más cercano a la medida estándar es de 2 pulgadas. Una vez terminado el cálculo se procedió a realizar el análisis FEM para realizar la comprobación de que la flecha calculada es la indicada.

Análisis de la flecha en FEM.

Para esta parte del proyecto se ejecutaron 2 análisis diferentes, uno para ver los esfuerzos en el cuñero y el otro para los esfuerzos en la flecha. Ambas simulaciones se realizaron con el material SAE 4140T con el cual se realizó el cálculo teórico.

El primero que se presenta es el análisis de los esfuerzos del cuñero, para este análisis se fijó la cara inferior de la flecha y se aplicó una fuerza de 11.81 kN la cual es equivalente al torque de 342.34Nm, esta se colocó directamente sobre una cara lateral del cuñero. En la figura 7.12 podemos ver las tensiones por von Mises de este estudio, del cual se obtuvo un esfuerzo máximo de 449.576 Mpa.

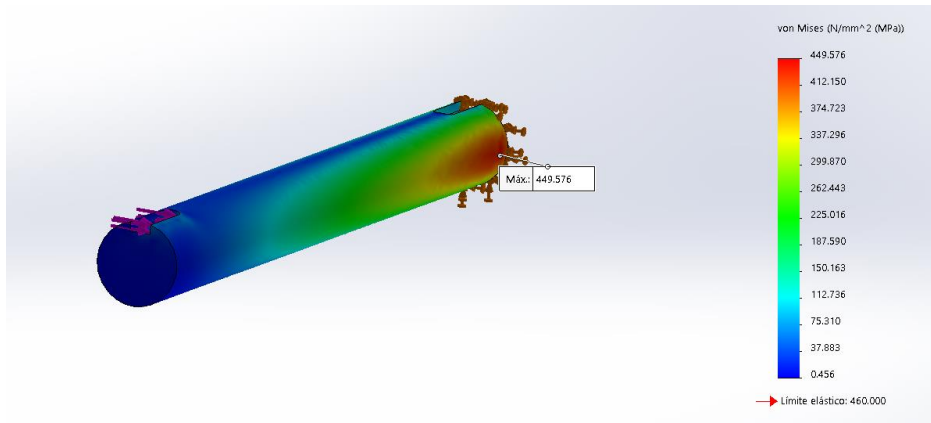


Fig.7.12. Tensiones por von Mises cuando se aplica el torque en el cuñero.

Para el segundo análisis se realizó algo muy parecido a lo que se hizo en el primero, se fijó un extremo de la flecha, pero esta vez se aplicó el torque de 342.34Nm en la cara contraria de la cual se fijó. En la siguiente figura se muestra las tensiones por von Mises obtenidas del análisis FEM, en la cual se observa que el esfuerzo máximo es de 39.24 Mpa.

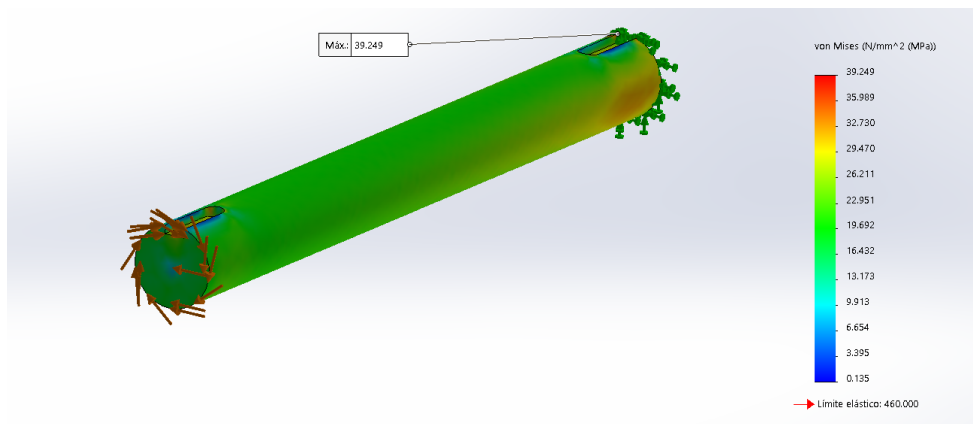


Fig.7.13. Tensiones por von Mises cuando se aplica el torque en la cara de la flecha.

VIII. Resultados

VIII.I. Propuesta del banco de pruebas horizontal.

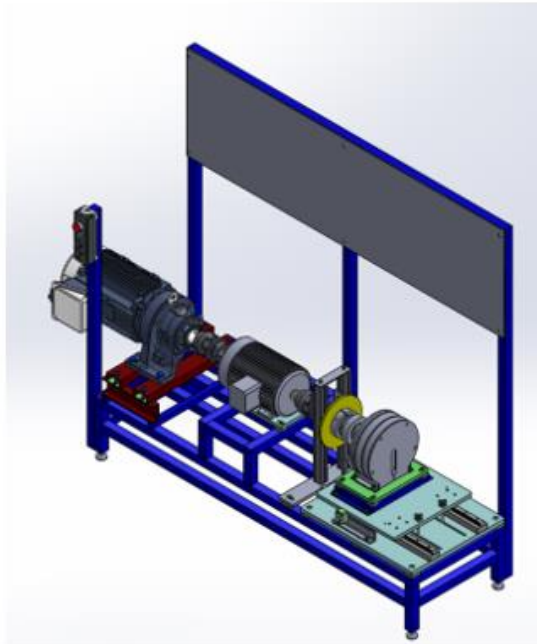
A continuación, se presenta la propuesta del banco de pruebas para generadores eólicos de imanes permanentes, Como se mencionó este banco es flexible y cuenta con dos configuraciones, en la tabla 8.1 se muestra los tipos de generadores de la marca Ginlong que soporta en cada configuración.

Marca	Modelo	Capacidad de generación (kW)	RPM	Torque (Nm)	Configuración
Ginlong	GL-PMG-500A	0.5	450	14.8	1
Ginlong	GL-PMG-1000	1	450	31.5	1
Ginlong	GL-PMG-1500	1.5	550	35	1
Ginlong	GL-PMG-1800	1.8	480	44.5	1
Ginlong	GL-PMG-3500	3.5	250	150	2
Ginlong	GL-PMG-5000	5	200	269	2
Ginlong	GL-PMG-7500	7.5	200	382	-----

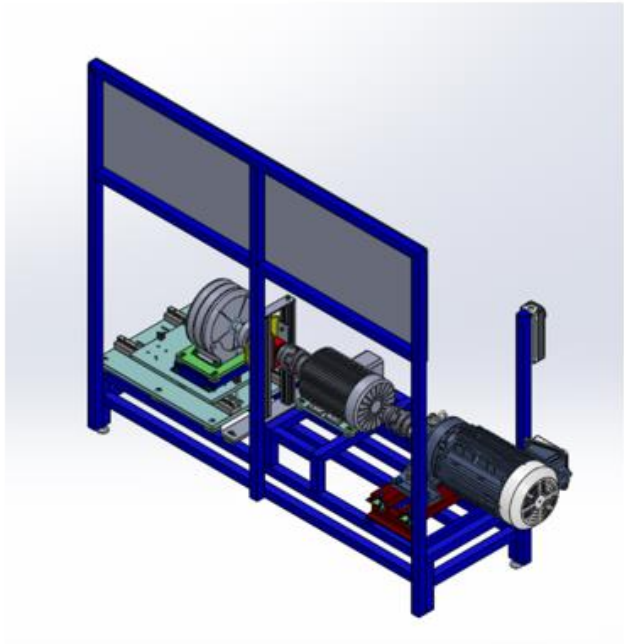
Tabla 8.1. Generadores soportados por el banco de prueba.

La configuración 1 soporta los generadores más pequeños que son de 0.5 a 1.8 kW, el límite de esta configuración está dado por el motor Siemens 1LE2221-1AB31-4AA3 el cual ofrece un torque máximo de 46 N-m y una velocidad máxima de 1740 RPM. En la figura 8.1 se puede apreciar el ensamble CDS.BH01.18 en la configuración 1 con un generador de 1.8 kW.

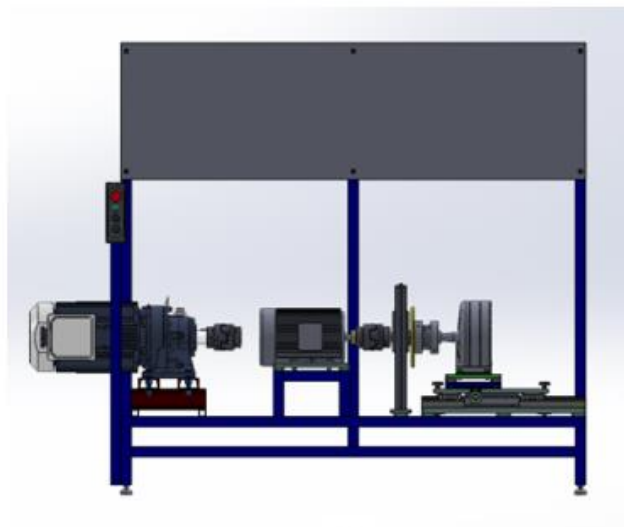
La configuración 2 soporta generadores más grandes que son desde 3 a 5 kW, esta configuración se ve limitada por la velocidad del motorreductor, por lo cual no se pueden correr modelos más pequeños en ella. En la figura 8.2 se presenta esta configuración con un generador de 5 kW.



a)

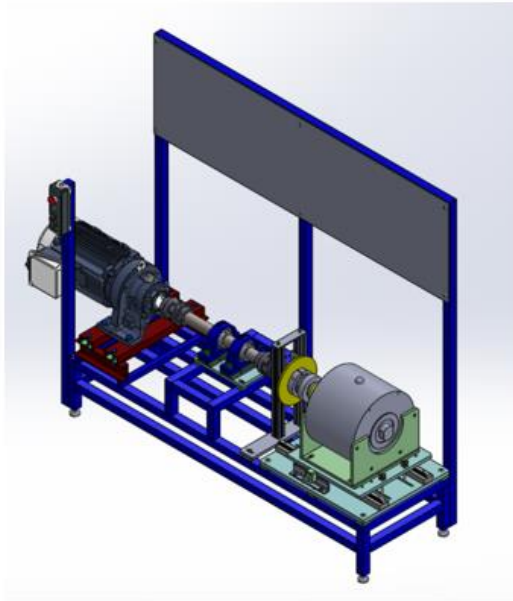


b)

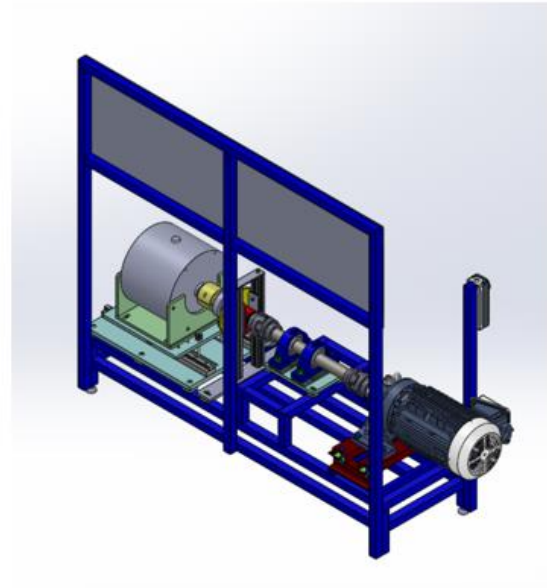


c)

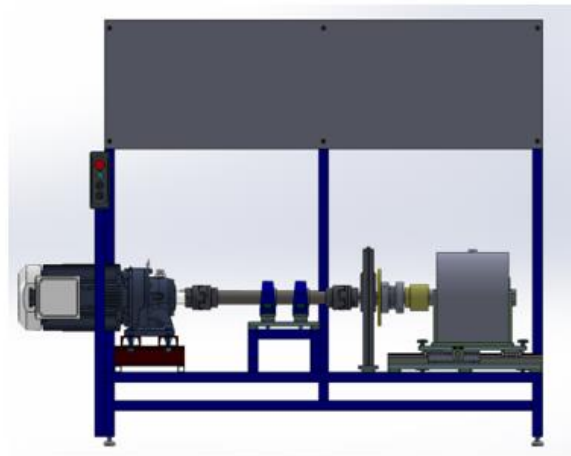
Fig. 8.1. Ensamble CDS.BH01.18 en la configuración 1. a) Vista isométrica de parte frontal. b) Vista isométrica de parte posterior. c) Vista frontal



a)



b)



c)

Fig. 8.2. Ensamble CDS.BH01.18 en la configuración 2. a) Vista isométrica de parte frontal. b) Vista isométrica de parte posterior. c) Vista frontal

VIII.II. Análisis FEM

EL factor de seguridad que se calculó por el análisis FEM nos indica que el diámetro y el material seleccionado para la flecha de transmisión son los indicados para soportar los esfuerzos a los que es sometida.

El factor de seguridad mínimo que se obtiene en el primer caso es de 1.02 lo cual indica que cuando la fuerza es aplicada en el cuñero la flecha resiste exactamente a las condiciones, pero no está sobrada como se esperaba. En la siguiente figura se puede observar el grafico del factor de seguridad.

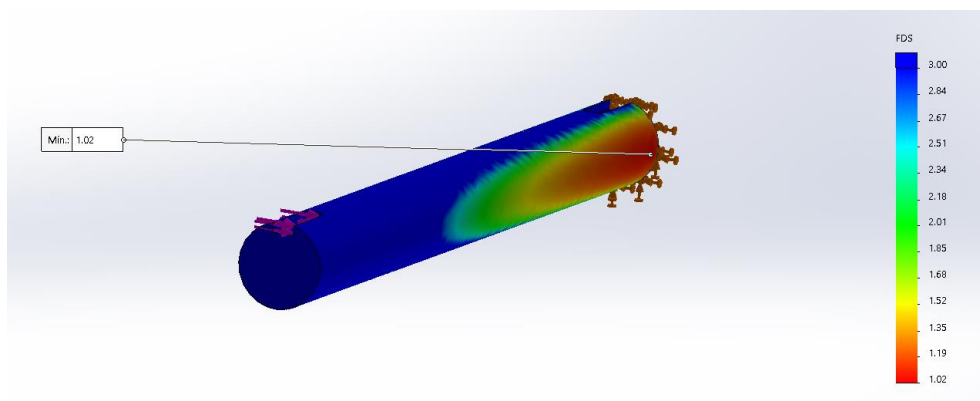


Fig.8.3. Factor de seguridad cuando se aplica el torque en el cuñero.

El factor de seguridad mínimo que se obtiene en el segundo caso es de 11.72 lo cual indica que la flecha resiste sin problema alguno. En la figura 8.4 se puede observar el grafico del factor de seguridad.

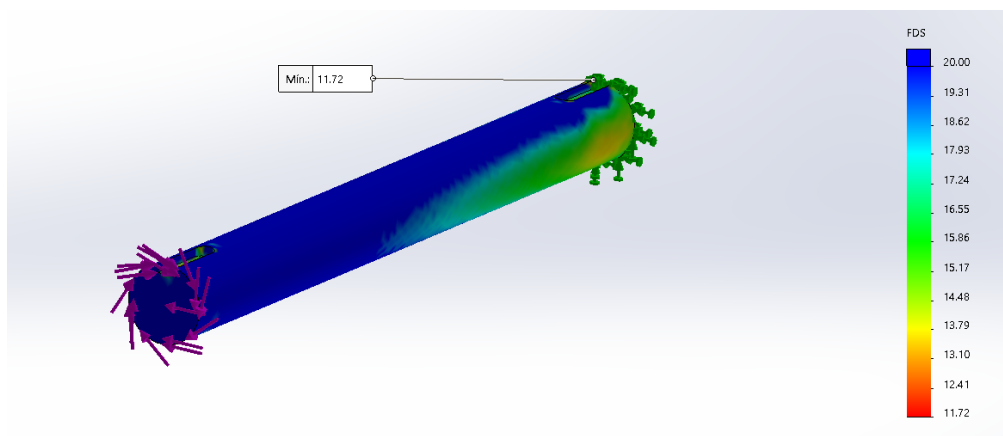


Fig.8.4. Factor de seguridad cuando se aplica el torque en la cara de la flecha.

Por lo que se presenta en los resultados se puede apreciar que se cumplió el objetivo general y los objetivos específicos, a continuación, se muestra una tabla comparativa en la cual presentan los objetivos específicos contra los resultados obtenidos en este proyecto.

Objetivos específicos.	Resultados obtenidos.
Revisar el estado del arte de generadores para turbinas de 1 a 5 kW.	Se realizó un investigación sobre los diferentes tipos de generadores empleados en turbinar eólicas, así como de sus características técnicas para ser consideradas en el diseño del banco.
Diseñar un concepto del banco de pruebas.	El diseño conceptual fue realizado para tener una idea más concreta de lo que se quería lograr en este proyecto.
Desarrollar un diseño 3D en una herramienta CAD.	El modelo 3D se presentó con el cliente en fase de desarrollo, esto para realizar una lluvia de ideas y fuera más completo.
Realizar un análisis estructural por FEM de los elementos críticos del banco de pruebas.	Se realizó un análisis FEM al elemento que se consideró más crítico en el proyecto, el cual fue la flecha de transmisión del sub ensamble CDS.BH01.18.D00, y además se demostró que resistiría las cargas a las cuales sería sometida.
Diseñar a detalle el banco de pruebas.	El diseño del banco de pruebas se realizó a detalle, esto para verificar su correcto ensamble de los elementos y que no existieran interferencias entre ellos, además de prevenir el montaje y desmontaje de estos.
Cotizar los elementos propuestos.	Los elementos de línea se cotizaron la mayoría con vendedores de la región esto para ahorrar gastos de envío y tiempos de entrega.
Realizar planos del banco de pruebas.	El diseño cuenta con los planos de cada una de sus piezas con las cotas necesarias para su fabricación, así como la indicación de material y acabado que se requiera en ellas.

Tabla 8.2. Tabla comparativa de objetivos versus resultados.

IX. Conclusiones y recomendaciones

El proyecto se terminó en tiempo y forma, gracias a que se tuvo todo el apoyo por parte del Centro de Investigación (CIDESI) desde la facilidad del espacio para el desarrollo, hasta algunas asesorías con respecto al proyecto brindadas por su equipo de trabajo. El diseño del banco de pruebas también es un avance significativo para los objetivos del CIDESI en el desarrollo de nuevos sistemas de aerogeneradores, ya que con la propuesta de un banco de pruebas flexible existe un mayor rango para la implementación de generadores de diferentes características físicas. El único inconveniente de este diseño es la fabricación de nidos para cada tipo de generador que se quiera probar ya que esto no está totalmente estandarizado y es complicado tener solo un par de nidos para probar los diferentes generadores del mercado.

Las recomendaciones que se hacen para la continuación de este proyecto, es crear una segunda versión del diseño con los elementos más económicos para reducir costos, terminar el diseño eléctrico para el control de los motores, para la conexión de los motores se recomienda usar conectores tipo harting para que el cambio de configuración sea más sencillo, y el sistema de adquisición de datos. Considerar en el control de motores rampas de aceleración y desaceleración en el variador de frecuencias para 15 HP, para simular condiciones más reales.

X. Bibliografía

- Acciona. (Mayo de 2011). *Energía eólica*. Obtenido de www.acciona.com:
<https://www.acciona.com/es/energias-renovables/energia-eolica/#>
- Aritz, E. (Junio de 2013). Overview of Axial Flux Machines. *Electric Energy Magazine No.4*, 2-13. Recuperado el 17 de Mayo de 2018, de
<https://pdfs.semanticscholar.org/079c/2f1b1c93228806e8677030902db893048b05.pdf>
- Baselga Carreras, M. (2017). *Electrotecnia*. Madrid, España: Editex.
- Beer, F. P., Johnston Jr., E., Dewolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2010). *Mecánica de materiales*. México, D.F.: Mc Graw Hill.
- Bravo, A. (9 de Julio de 2018). *SAE 4140*. Obtenido de aceros bravo:
<http://www.acerosbravo.cl/imgmodulo/Imagen/114.pdf>
- Cano, L. (21 de Junio de 2018). *FACTOR DE SEGURIDAD Y ESFUERZO DE DISEÑO PERMISIBLE (ESFUERZO DE TRABAJO)*. Obtenido de www.academia.edu:
https://www.academia.edu/23012894/FACTOR_DE_SEGURIDAD_Y_ESFUERZO_DE_DISEÑO_PERMISIBLE_ESFUERZO_DE_TRABAJO
- Díaz del Castillo Rodríguez, F. (2007). *TABLAS Y GRAFICAS PARA DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS*. Cuatitlán Izcalli.
- Díaz del Castillo Rodríguez, F. (2011). *Diseño de elementos de máquinas*. Cuatitlán Izcalli.
- Ford. (1963). *Advanced Mechanics of Materials*. London: Longmans.
- Ginlong. (2006). *Wind Turbine Permanent Magnet Generator/Alternator*. Obtenido de www.ginlong.com: <http://www.ginlong.com/en/PMG.html?l=en>
- Rocha, L. (27 de Agosto de 2018). *¿De donde viene el nombre de Energía Eólica?* Obtenido de IMF INTERNATIONAL BUSINESS SCHOOL: <https://blogs.imf->

formacion.com/blog/corporativo/ade/%C2%BFde-donde-viene-el-nombre-de-energia-eolica/

Talayero, A. P., & Telmo, E. (2008). *Energía eólica*. Zaragoza, España: Prensas Universitarias de Zaragoza.

Van Dessel, M., & Deconinck, G. (2008). *Power electronic grid connection of PM synchronous generator for wind turbines*. Bélgica: IEEE.

Vásquez Angulo, J. A. (2012). *Análisis y diseño de piezas de maquinas con CATIA V5 (Método de elementos finitos) 2a edición*. Barcelona, España: marcombo.

XI. Anexos

Tablas para cálculo de flechas de transmisión condigo ASME.

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

CAPÍTULO 2 FLECHAS

Tabla 2.1.- Factores de corrección C_m y C_t para el proyecto de flechas (según Código ASME)

Naturaleza de la carga	Factor C_m	Factor C_t
<i>Flechas estáticas</i>		
<i>Cargas estables</i>	1.0	1.0
<i>Cargas con impacto</i>	1.5 – 2.0	1.5 – 2.0
<i>Flechas giratorias</i>		
<i>Cargas estables</i>	1.5	1.0
<i>Cargas con impacto moderado</i>	1.5 – 2.0	1.0 – 1.5
<i>Cargas con impacto pesado</i>	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

Tabla 2.2.- Esfuerzos cortantes de cálculo, según ASME para árboles y flechas de acero.

Condiciones de carga	Esfuerzo cortante de cálculo (sin cuñero)	Esfuerzo cortante de cálculo (con cuñero)
<i>Flechas sometidas a flexión y torsión</i>	$\tau_{cal} = 0.30 \times \sigma_f$	$\tau_{cal} = 0.225 \times \sigma_f$
	$\tau_{cal} = 0.18 \times \sigma_{max}$	$\tau_{cal} = 0.135 \times \sigma_{max}$
<i>Flechas sometidas a flexión</i>	$\tau_{cal} = 0.6 \times \sigma_f$	$\tau_{cal} = 0.45 \times \sigma_f$
	$\tau_{cal} = 0.36 \times \sigma_{max}$	$\tau_{cal} = 0.27 \times \sigma_{max}$

σ_{max} = Resistencia máxima del material

σ_f = resistencia a la fluencia del material

Tabla 2.3.- Factor de seguridad $F.S$ para el diseño de flechas según Normas ANSI-ASME

Condiciones de carga	Factor de seguridad $F.S$
<i>Cargas estables</i>	2.0
<i>Cargas con impacto moderado</i>	3.0
<i>Cargas con impacto fuerte</i>	4.0

Sub ensamble CDS.BH01.18.C00

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CDS.BH01.18.C05		1
2	Alternador SKW		1
3	CDS.BH01.18.C09		2
4	CDS.BH01.18.C10		1
5	CDS.BH01.18.C12		1
6	CDS.BH01.18.C11		2
7	CDS.BH01.18.C13		1
8	CDS.BH01.18.C17		1
9	CDS.BH01.18.C18		1
10	CDS.BH01.18.C00.02		2
11	CDS.BH01.18.C27		1
12	_SH520CC55 Slide&S Track		2
13	_SH520CC55 Slide&S-55		4
14	PMXYTA12M		1
15	4_9392_439_388_1_50.8		1
16	NLM 06160-408		4
17	M10 x 30	FLAT HD. CAP SCREW DIN 7991	6
18	M08 x 35	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	6
19	M06 x 30	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	3
20	M05 x 20	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	8
21	M06 x 20	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	8
22	M06 x 16	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	16
23	M08 x 16	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	4
24	M08 x 25	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	8
25	D05 x 30	DOWELL PIN DIN 6925	1
26	D04 x 20	DOWELL PIN DIN 6925	4

REQUISITOS DE CALIDAD:

1. MATERIALES: ACEROS Y ALUMINIO.

2. TRATAMIENTOS: GALVANIZADO EN POLVO.

3. TOLERANCIAS: SEGUN ISO 2768-M.

4. CONTROL: SEGUIMIENTO DE CALIDAD EN TODAS LAS ETAPAS DEL PROCESO.

5. CERTIFICACION: CERTIFICADO DE CALIDAD.

REQUISITOS DE CALIDAD:

1. MATERIALES: ACEROS Y ALUMINIO.

2. TRATAMIENTOS: GALVANIZADO EN POLVO.

3. TOLERANCIAS: SEGUN ISO 2768-M.

4. CONTROL: SEGUIMIENTO DE CALIDAD EN TODAS LAS ETAPAS DEL PROCESO.

5. CERTIFICACION: CERTIFICADO DE CALIDAD.

REQUISITOS DE CALIDAD:

1. MATERIALES: ACEROS Y ALUMINIO.

2. TRATAMIENTOS: GALVANIZADO EN POLVO.

3. TOLERANCIAS: SEGUN ISO 2768-M.

4. CONTROL: SEGUIMIENTO DE CALIDAD EN TODAS LAS ETAPAS DEL PROCESO.

5. CERTIFICACION: CERTIFICADO DE CALIDAD.

REQUISITOS DE CALIDAD:

1. MATERIALES: ACEROS Y ALUMINIO.

2. TRATAMIENTOS: GALVANIZADO EN POLVO.

3. TOLERANCIAS: SEGUN ISO 2768-M.

4. CONTROL: SEGUIMIENTO DE CALIDAD EN TODAS LAS ETAPAS DEL PROCESO.

5. CERTIFICACION: CERTIFICADO DE CALIDAD.

REQUISITOS DE CALIDAD:

1. MATERIALES: ACEROS Y ALUMINIO.

2. TRATAMIENTOS: GALVANIZADO EN POLVO.

3. TOLERANCIAS: SEGUN ISO 2768-M.

4. CONTROL: SEGUIMIENTO DE CALIDAD EN TODAS LAS ETAPAS DEL PROCESO.

5. CERTIFICACION: CERTIFICADO DE CALIDAD.

REQUISITOS DE CALIDAD:

1. MATERIALES: ACEROS Y ALUMINIO.

2. TRATAMIENTOS: GALVANIZADO EN POLVO.

3. TOLERANCIAS: SEGUN ISO 2768-M.

4. CONTROL: SEGUIMIENTO DE CALIDAD EN TODAS LAS ETAPAS DEL PROCESO.

5. CERTIFICACION: CERTIFICADO DE CALIDAD.

REQUISITOS DE CALIDAD:

1. MATERIALES: ACEROS Y ALUMINIO.

2. TRATAMIENTOS: GALVANIZADO EN POLVO.

3. TOLERANCIAS: SEGUN ISO 2768-M.

4. CONTROL: SEGUIMIENTO DE CALIDAD EN TODAS LAS ETAPAS DEL PROCESO.

5. CERTIFICACION: CERTIFICADO DE CALIDAD.

REQUISITOS DE CALIDAD:

1. MATERIALES: ACEROS Y ALUMINIO.

2. TRATAMIENTOS: GALVANIZADO EN POLVO.

3. TOLERANCIAS: SEGUN ISO 2768-M.

4. CONTROL: SEGUIMIENTO DE CALIDAD EN TODAS LAS ETAPAS DEL PROCESO.

5. CERTIFICACION: CERTIFICADO DE CALIDAD.

Sub ensamble CDS.BH01.18.E00

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CDS.BH01.18.F04		1
2	CDS.BH01.18.E01		2
3	CDS.BH01.18.E02		2
4	CDS.BH01.18.E03		2
5	CDS.BH01.18.E04		1
6	CDS.BH01.18.E05		2
7	D05 X 30	DOWELL PIN DIN 6325	2
8	M08 X 16	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	4
9	M08 X 35	HEX HD. CAP SCREW DIN 933 FULLY THREADED	4
10	M08	HEX NUT DIN 982	4
11	M08 X 30	FLAT HD. CAP SCREW DIN 7991	4
12	M16 X 35	SOC. HD. CAP SCREW DIN 912	4
13	SV 2. TF		2

REVISIÓN DE MATERIALES

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	ELABORADO	REVISADO
01	10/01/2018	REVISIÓN DE MATERIALES		

REVISIÓN DE DISEÑO

REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	ELABORADO	REVISADO
01	10/01/2018	REVISIÓN DE DISEÑO		

PROYECTO

PROYECTO: CDS.BH01.18.E00

CLIENTE: CDS

FECHA: 10/01/2018

ESTADO: EN DISEÑO

PROYECTISTA: J. GARCÍA

REVISOR: J. GARCÍA

APROBADO: J. GARCÍA

FECHA DE APROBACIÓN: 10/01/2018

COMPONENTES

REF.	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CDS.BH01.18.E00	1

Lista de tornillería.

Tornillería para proyecto CDS.BH01.18				
No.	Nombre	Diámetro	Largo(mm)	Cantidad
Ensamble CDS.BH01.18.A00				
1	Broca Pija	M8	16	6
Ensamble CDS.BH01.18.B00				
2	Tornillo de cabeza hexagonal	M12	70	4
3	Tornillo de cabeza hexagonal	M16	55	4
4	Tuerca hexagonal	M16	-	4
5	Tuerca hexagonal	M12	-	4
6	Rondana de seguridad	M16	-	4
7	Rondana de seguridad	M12	-	4
Ensamble CDS.BH01.18.C00				
8	Tornillo de cabeza plana	M10	30	6
9	Tornillo de cabeza cilíndrica	M8	35	6
10	Tornillo de cabeza cilíndrica	M6	30	3
12	Tornillo de cabeza cilíndrica	M5	20	8
13	Tornillo de cabeza cilíndrica	M6	20	8
14	Tornillo de cabeza cilíndrica	M6	16	16
15	Tornillo de cabeza cilíndrica	M8	16	4
16	Tornillo de cabeza cilíndrica	M8	25	8
17	Tornillo de cabeza cilíndrica	M12	25	4
18	Perno Dowell	D5	30	1
19	Perno Dowell	D6	20	4
20	Tornillo de cabeza hexagonal	5/16 in	4 in	4
Ensamble CDS.BH01.18.D00				
21	Tornillo de cabeza plana	M8	20	2
22	Tornillo de cabeza cilíndrica	M8	25	2
23	Tornillo de cabeza cilíndrica	M8	20	2
24	Tornillo de cabeza cilíndrica	M8	16	4
25	Tornillo de cabeza cilíndrica	M4	10	2
26	Tuerca tipo Martillo perfil de 40mm	M8	-	4
Ensamble CDS.BH01.18.E00				
27	Tornillo de cabeza plana	M8	30	4
28	Tornillo de cabeza cilíndrica	M16	35	4
29	Tornillo de cabeza cilíndrica	M8	16	4
30	Tornillo de cabeza hexagonal	M8	35	4
31	Tuerca hexagonal	M8	-	4
32	Perno Dowell	D5	30	2
Ensamble CDS.BH01.18.F00				
33	Opresor	M6	10	2