

Desarrollo de una caja de engranes para un aerogenerador de 30 kW de capacidad Development of a 30 kW gearbox for wind turbine

Ignacio Torres Contreras, Cesar Eduardo Moreno López, Isaac Hernández Arriaga, Giovanni Vidal Flores

CIATEQ A.C., Parque Industrial Bernardo Quintana, Av. Manantiales 23-A

El Marques, CP 76246, Querétaro, México. Tel (442)1961500.

igtoc@ciateq.mx, cesar.moreno@ciateq.mx, isaac.hernandez@ciateq.mx, giovanni.vidal@ciateq.mx

Resumen

El presente artículo describe la metodología de diseño, la manufactura y el ensamble y pruebas de una caja de engranes para un aerogenerador de 30 kW. El diseño se realiza de acuerdo con las Normas IEC61400-4 e ISO 81400-4. A pesar de que la normativa ISO 81400-4 es aplicada para cajas de engranes de aerogeneradores de 40 kW a 2 MW, se aplica en el presente desarrollo dado que la topología de la caja de engranes y la configuración del tren de potencia con 4 puntos es similar a un aerogenerador >750 kW. Dos de los objetivos principales del desarrollo de este aerogenerador de 30 kW con caja de engranes es el incremento de capacidades nacionales y la asimilación de esta tecnología para atender el mercado emergente de la energía eólica distribuida en México y para el mantenimiento y análisis de falla de estas cajas de engranes de grandes aerogeneradores en el mercado mexicano. Este desarrollo se lleva a cabo dentro del marco del Fondo Sectorial CONACYT (Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología) - Secretaría de Energía - Sustentabilidad Energética – Centro Mexicano de Innovación en Energía Eólica (CEMIE Eólico).

Abstract

This work describes the design methodology, manufacturing and assembly and testing of a gearbox for a 30 kW wind turbine. The design is carried out in accordance with standards IEC61400-4 and ISO 81400-4. Although ISO 81400-4 standard is applied to gearboxes of wind turbines from 40 kW to 2 MW, it is applied in this development because the topology of the gearbox and the configuration of the power train with 4 points in this 30 kW wind turbine is similar to a wind turbine > 750 kW. Two of the main objectives of the development of this 30 kW wind turbine with gearbox is the increase of national capacities and the assimilation of this technology to serve the emerging market of wind energy distributed in Mexico and for maintenance and failure analysis of these gear boxes of wind turbines of large capacity in the Mexican market. This development is carried out within of the National Council of Science and Technology of the Mexican Government (CONACYT)- of the Secretary of Energy and the Energy Sustainability Found - Mexican Center for Innovation in Wind Energy (CEMIE-Eólico).

Palabras clave:

caja de engranes planetaria, aerogenerador 30 kW

Keywords:

planetary gearbox, 30 kW wind turbine

Introducción

De acuerdo con la Global Wind Energy, una proyección conservadora de la capacidad de energía eólica acumulada a nivel mundial con respecto a los 432,656 MW del 2015, es de 797,028 MW para el 2020 y de 1,675,624 MW para el 2030 [1]. A pesar de que en México se ha declarado a la energía eólica como la pionera en la generación eléctrica sustentable del país, solo se tiene una capacidad instalada de 7,000 MW, se espera que se alcancen los 10,000 MW para el 2024 y para el año 2030 será superior a 15,000 MW [2]. Sin embargo, el potencial eólico de México es de más de 50,000 MW [3]. La generación distribuida con pequeños aerogeneradores representa un mercado potencial muy interesante que puede contribuir a cerrar la brecha entre el potencial eólico y la capacidad instalada. Por otra parte, la energía distribuida tiene la ventaja de proporcionar electricidad en puntos más cercanos al consumidor que la generación centralizada y que se puede conectar directamente al consumidor o a la red de transporte público o distribución [4, 5, 6]. En México ya son una realidad los apoyos que el gobierno está brindando a los proyectos de generación distribuida [7]. Sin embargo, en

México solo se tienen registros de dos desarrollos de aerogeneradores de pequeña escala (diámetro de barrido de 200 m² y potencias de 10 a 50 kW), Aeroluz y Potencia Industrial, ambos con la fabricación de aerogeneradores de 5 y 10 kW [4]. Con respecto a la energía eólica a gran escala en México, actualmente se tiene cerca de 2,000 aerogeneradores instalados y para el 2030 habrá cerca de 6,000. Todos estos aerogeneradores cuentan con la topología de acoplamiento con caja multiplicadora.

Por otra parte, la confiabilidad de los aerogeneradores y de sus componentes actualmente no es medida únicamente por su frecuencia de falla, sino también por el periodo de tiempo requerido para retornar a su operación normal. Tal es el caso del Programa de Evaluación de Energía y Medición Científica (por sus siglas en inglés WMEP), el cual fue diseñado para adquirir estadísticamente información relevante en lo concerniente a la operación real de las turbinas eólicas en Alemania.

En la Figura 1, se muestra el índice de fallas y tiempos muertos originados por alguna falla en los componentes de las turbinas eólicas. Es evidente que un conjunto de fallas catalogadas como menores (fallas eléctricas, de control, sensores, etc.), pueden llevar a paros de máquina con periodos de tiempo tan extensos como en el caso de una falla mayor. Para el caso de fallas menores, no siempre es posible determinar cuál de los componentes específicamente falló, sin embargo, es posible asociar el origen de la falla por el sistema afectado. El número de incidentes con más frecuencia (por cada 10 turbinas) son causados por aspectos eléctricos, sin embargo, los días de paro originados por este tipo de falla es considerado como “bajo”, tomando aproximadamente 1.5 días para que nuevamente entre en operación, a pesar de esto, el efecto multiplicador de este tipo de fallas a largo plazo se considera como el de mayor impacto en cuanto al tiempo fuera de operación. Para el caso de las cajas de engrandes, si bien se considera como una falla de baja frecuencia (en comparación a las fallas eléctricas), se posiciona como la primera fuente de paro a largo plazo con 8 días por año para esta misma muestra [8].

En la Figura 2 se presenta un caso específico para la caja de engrandes, que con un 15.0% de posibilidades de falla en un año puede originar entre 6 a 7 días de paro anual en la máquina por cada falla que se presente, doble de tiempo con respecto a una falla en las aspas del rotor o en el sistema de orientación [8].

EDICIÓN DIGITAL

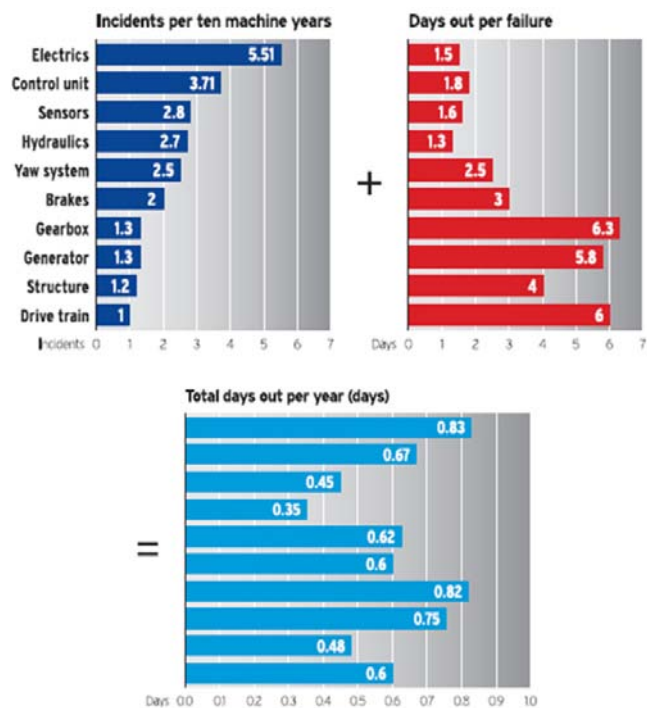


Figura 1. Índice de fallas y tiempos muertos originados por fallas en los componentes de las turbinas eólicas [8].

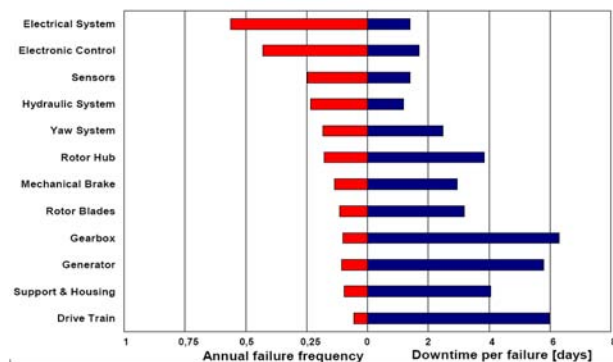


Figura 2. Frecuencia de fallas por componentes y paros de operación de turbinas eólicas originados por las fallas en los componentes [8].

Basado en la información previa, es evidente que la caja de engranes es un componente crítico en las turbinas eólicas y normalmente se espera que tenga un mínimo de mantenimiento durante todo el periodo de vida de la turbina.

La Norma IEC 61400-4 da los lineamientos mínimos necesarios para el diseño de cajas de engranes: configuración general, especificaciones de los casos de cargas, los requerimientos para el diseño de engranes, flechas, cuñas y carcasa, para la selección de los rodamientos, sellos, sistema de lubricación y enfriamiento, aseguramiento de la calidad y los reportes de los análisis y requerimientos. Las especificaciones para las cargas se concentran en un espectro de cargas (tiempo vs los niveles de torque), torque máximo, cargas estructurales, cargas estáticas y transitorias para cada interface de la caja con el rotor, el generador y el chasis [9].

Los casos de carga especificados por IEC 61400-2, son modelados por paquetes de cómputo especializados: para los análisis integrales Aeroelásticos, dinámicos por multicuerpos y estructurales, entre otros. La idea general es predecir con el mayor detalle, todas las reacciones en el sistema debidas a las cargas generado por el efecto del viento [10]. A pesar de todos los esfuerzos realizados por simular el comportamiento de una turbina eólica para predecir todas las condiciones de carga que aplican a la caja de engranes, no han sido suficientes y pareciera ser que las cargas no asociadas con el torque transitado, son unas de las principales responsables de las actuales fallas que están presentando en la mayoría de las cajas incrementadoras de velocidad [11].

Fundamentado en la necesidad y oportunidad que representa el sector eólico de pequeña escala (energía distribuida) y de los problemas asociados al impacto en tiempo fuera de operación de los grandes aerogeneradores por fallas en las cajas de engrandes, CIATEQ A.C. propone el desarrollo de un aerogenerador de 30 kW a través del Fondo Sectorial CONACYT-SECRETARÍA DE ENERGÍA-SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA-Centro Mexicano de Innovación en Energía Eólica (CEMIE-Eólico) que permita la creación de capacidades nacionales y la asimilación de tecnología para atender estas oportunidades de mercado. Con

el desarrollo de este proyecto, también se contribuye a los lineamientos del mapa de ruta tecnológica: energía eólica en tierra [12] mediante: 1) aprovechamiento del potencial (diversificar la matriz energética), 2) desarrollar soluciones tecnológicas para la optimización de la operación y el mantenimiento de centrales eólicas y 3) formación de especialistas competentes para diseñar, instalar, operar y dar mantenimiento a las centrales eólicas.

Sumado a ello, de acuerdo con la configuración seleccionada para el tren de potencia de la turbina eólica de 30 kW, se tiene la necesidad de desarrollar una caja incrementadora de velocidad que cumpla con los requerimientos de mínimo peso y volumen, con las condiciones de operación y que sea desarrollada conforme a la Norma IEC 61400-4.

En el presente documento, se da la metodología utilizada para el desarrollo de la caja de engranes para una turbina eólica con eje horizontal de 30 kW conforme a la Norma IEC 61400-4, la predicción de las cargas en sus interfaces se realiza mediante análisis aeroelásticos integrales de todo el aerogenerador, el diseño del sistema de engranes, ejes, baleros y carcas es realizado de manera integral como un sistema bajo los criterios de diseño especificados por IEC 61400-4 y los cálculos estructurales, los modos de vibración son realizados por medio de método de elementos finitos.

Metodología

La Normatividad IEC81600-4 da una metodología para el diseño de cajas de engranes incrementadoras para aerogeneradores como se muestra en la Figura 3. Como puede observarse en la misma figura, el proceso de diseño comienza por definir el concepto del aerogenerador y la definición del tren de potencia es parte fundamental para el diseño.

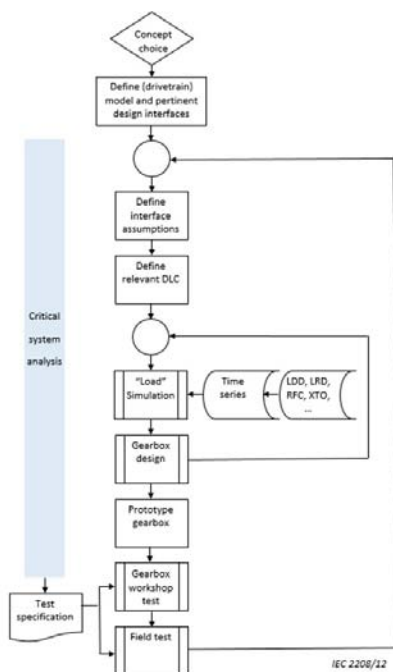


Figura 3. Proceso de diseño para cajas de engranes de aerogeneradores [14].

El análisis y simulación de todos los casos de carga para la zona donde operará el aerogenerador generará las cargas de diseño para todos los componentes del sistema, es el esfuerzo por predecir el comportamiento del aerogenerador en las condiciones reales. Nótese que, de las doce etapas de este proceso, el diseño de la caja es una porción pequeña relativamente. También, se observan dos ciclos principales para lograr el diseño final, los cuales están determinados en la etapa de diseño de la caja contra el análisis de carga y el segundo queda definido por las pruebas físicas de campo contra las consideraciones generales del diseño como máquina. Por lo tanto, el éxito para el diseño de una caja de engranes estriba en la calidad y fidelidad de la información obtenida del análisis de todos los casos de carga y en la medida en que se hagan las correctas consideraciones con las interfaces con las que interactúa, en este sentido cabe subrayar que la simulación del comportamiento de una caja de engranes es bastante compleja y que hoy en día las distintas herramientas de simulación tienen ciertas diferencias entre la precisión de sus resultados [13]. De manera general, se puede decir que la caja es influenciada por todos los componentes del sistema y habrá que hacer las consideraciones necesarias para poder conocer la interrelación entre todas las variables para poder hacer una predicción de la vida útil para el diseño.

Diseño conceptual

El diseño de la caja multiplicadora de un aerogenerador está basado en los requerimientos y especificaciones del generador eléctrico y el rotor, en este caso la velocidad del rotor es de 100 RPM y la velocidad requerida por el generador eléctrico es de 1200 RPM, por lo que la relación de incremento total inicial de la caja multiplicadora será de 1:12.

El aspecto más importante para seleccionar la configuración óptima de la caja y el dimensionamiento correcto de los componentes es el torque que transmitirán, este torque no es un valor constante ya que depende de las condiciones ambientales a las que estará sometido el aerogenerador, así que se utiliza el espectro de carga que contiene las variaciones del torque en función del tiempo. Dicho torque representa de manera concentrada a todos los casos de carga por fatiga, ver figura 4. Adicional a esta información se encuentran las cargas en todas las interfaces de la caja con el eje de baja, el generador, el chasis y los efectos dinámicos de todo el sistema.

De acuerdo a la norma AGMA 901-A92, la relación de transmisión por etapa no debe exceder a 6, ya que cuando se excede resulta más económico añadir otra etapa. Existen dos métodos para optimizar la división de la relación de transmisión. La primera se basa en obtener un volumen mínimo y la segunda se enfoca en restricciones de diseño existentes. Al no tener ninguna restricción de diseño y por la aplicación, se utiliza el criterio de volumen mínimo, este método se rige por la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{M_0^2}{b * m_{G1}^2}\right) - 1 = \left(\frac{c_{m1}}{c_{m2}}\right) \left(\frac{I_2}{I_1}\right) \left(\frac{S_{ac2}}{S_{ac1}}\right) x \left[\left(\frac{0.112}{b^{0.888} * m_{G1}^{0.888}}\right) + 2.112b^{0.112} * m_{G1}^{1.112}\right]^2 \tag{1}$$

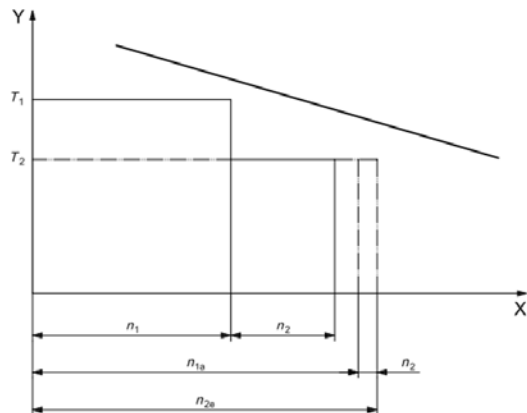


Figura 4. Espectros de carga para el diseño por fatiga [13].

De acuerdo con este procedimiento se obtuvo que se deberá tener dos etapas con la siguiente relación.

Etapas de alta velocidad: 3.6
Etapas de baja velocidad: 3.5

De acuerdo a la norma ISO 81400-4 la configuración de la caja podría ser de ejes paralelos o un arreglo planetario, para encontrar la configuración óptima se analizan 3 propuestas.

- a) Diseño de ejes paralelos con engranes helicoidales.
- b) Arreglo planetario para la primera etapa (3 planetas) y ejes paralelos para la segunda.
- c) Arreglo planetario para la primera etapa (5 planetas) y ejes paralelos para la segunda.

Se dimensionan los engranes de estas propuestas de acuerdo los esfuerzos de flexión y picadura de acuerdo a las normas ANSI/AGMA y con ayuda del software para diseñar bajo la normatividad ISO 6336:2006 Método B, para garantizar el mínimo volumen y peso dado que AGMA es más conservadora, las consideraciones para este cálculo son:

- Torque de entrada 3200 N.m
- Velocidad de entrada 100 rpm
- Mínimo factor de seguridad de la raíz: 1.56
- Mínimo factor de seguridad del flanco: 1.25
- Tiempo de vida: 20 años

Como un primer concepto para lograr que el diseño sea lo más compacto posible se propone un tren de potencia tipo planetario. En primera instancia se pensó en un diseño completamente concéntrico, pero por el requerimiento del paso del cableado proveniente del rotor, se tuvo que optar por una salida de alta excéntrica. Se esa forma la idea conceptual del diseño ser el mostrado en la siguiente Figura 5.

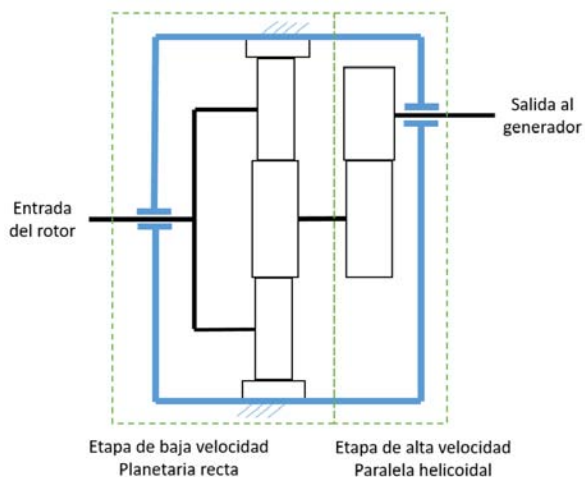


Figura 5. Idea conceptual del diseño.

A continuación, se describen las tres opciones analizadas.

a) Caja con dos etapas de ejes paralelos helicoidales

Para la configuración de etapas paralelas se propone la siguiente configuración con base en el número de dientes de cada elemento. Con ella se lograron obtener las dimensiones de 600 mm de largo, 400 mm de ancho y 400 mm de alto. Como era de esperarse, esta opción fue descartada debido a que ocupa mucho espacio longitudinal. Los factores de seguridad se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1. Diseño de opción con dos etapas paralelas helicoidales

	Etapas de baja		Etapas de alta	
	Engrane	Piñón	Engrane	Piñón
Numero de dientes	96	31	77	23
Angulo de hélice (°)	15		16.5	
Modulo	4			
Ancho de cara (mm)	70	70	80	80
F.S. En la raíz	1.8	1.86	2.89	2.8
F.S. Del flanco	1.43	1.43	1.5	1.46

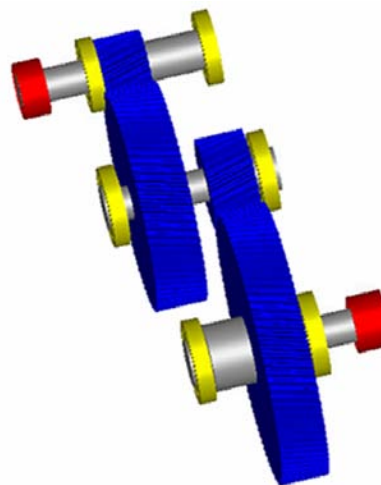


Figura 6. Opción de dos etapas paralelas

b) Caja con una etapa planetaria con tres planetas y otra de paralelos.

Por cuestiones de capacidad de manufactura nacional, se opta por usar engranes rectos en los engranes planetarios y helicoidales en la etapa de salida.

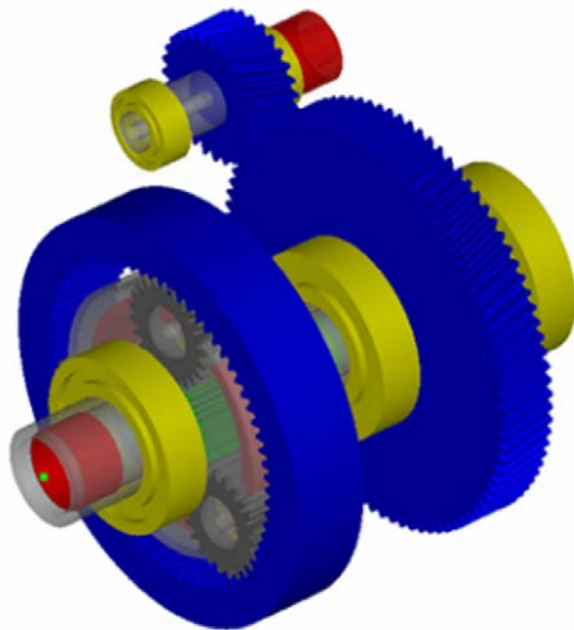


Figura 7. Opción con planetario con 3 planetas y otra de paralelos

La propuesta para esta opción se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2. Diseño para la opción 2

	Etapa planetaria			Etapa paralela	
	Sol	Planeta	Anillo	Engrane	Piñón
Numero de dientes	30	25	78	80	22
Angulo de hélice (°)	0			15	
Ancho de cara (mm)	60	60	60	45	45
F.S. En la raíz	2.6	2.5	2.6	1.19	1.2
F.S. Del flanco	1.3	1.3	1.9	1.2	1.1

Con esta configuración se lograron obtener las dimensiones de 500mm de largo, 460mm de ancho y 460mm de alto.

c) Caja con una etapa planetaria con 5 planetas y otra de paralelos.

Finalmente se analizó la tercera opción utilizando 5 planetas buscando un menor volumen de la caja, ver Figura 8. El resultado fue una configuración con dimensiones de 500mm de largo, 450mm de ancho y 450mm de alto, con lo cual, se convierte en la opción con mínimo volumen. El arreglo del sistema de engrane puede observarse en la Tabla 3.

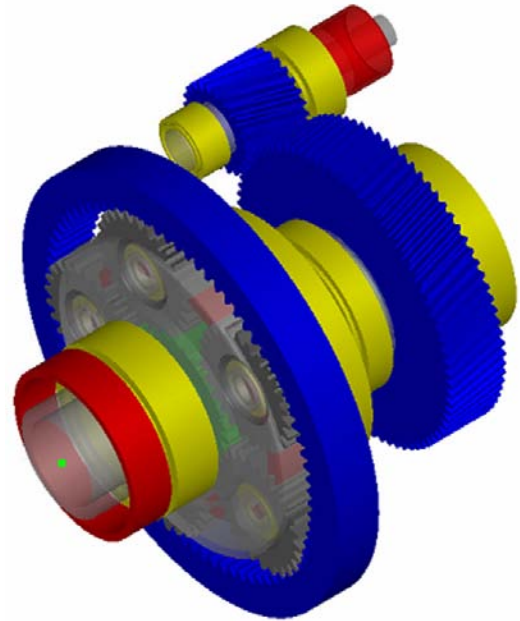


Figura 8. Opción con planetario de 5 planetas.

Tabla 3. Diseño para la opción 3

	Etapa planetaria			Etapa paralela	
	Sol	Planeta	Anillo	Engrane	Piñón
Numero de dientes	28	25	82	75	25
Angulo de hélice (°)	0			15	
Ancho de cara (mm)	0	50	50	65	65
F.S. En la raíz	2.8	2.9	2.3	2.7	2.5
F.S. Del flanco	1.4	1.4	1.8	1.8	1.7

Ingeniería básica

La optimización de la configuración seleccionada, se basa en el cálculo de esfuerzos a la flexión y picadura de acuerdo a la norma ANSI/AGMA 2001-D04 y para las modificaciones al perfil del diente nos basaremos en la Normas AGMA 908-B89 e ISO 6336:2006 Método B.

Los esfuerzos por contacto para un par de engranes están dados por la ecuación 2:

$$s_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{dF} I} \tag{2}$$

La relación en función del esfuerzo permisible, la vida útil y el factor de seguridad, se expresan en la ecuación 3:

$$s_c \leq \frac{s_{ac} Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \tag{3}$$

De igual manera los esfuerzos por flexión se calculan de acuerdo con la ecuación 4:

$$s_t = W_i K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_M K_B}{J} \quad (4)$$

La misma relación en función de esfuerzo permisible, la vida útil y el factor de seguridad queda expresada por la ec. 5:

$$s_t \leq \frac{s_{at} Y_N}{s_F K_T K_R} \quad (5)$$

De acuerdo a las normas ISO 81400-4:2005 e ISO 6336:1996 y con el espectro de cargas resultado del análisis Aero elástico del rotor del aerogenerador se calcula el torque equivalente para el cálculo de esfuerzos, el cual resulta ser de $T_{eq} = 3,587.5 \text{ N}\cdot\text{m}$.

De acuerdo con el objetivo de obtener los engranes con menor volumen, se elige el material con mayor resistencia a la flexión y a la picadura disponible en el mercado nacional y de acuerdo a las normas ANSI/AGMA 2101—D04 e ISO 6336: 1996, siendo este un acero grado 2, HRC 58-64 (AGMA), el cual tiene las siguientes propiedades:

$$\begin{aligned} S_{at} &= 450 \text{ Mpa} \\ S_{ac} &= 1500 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

Cabe mencionar que un acero grado 3 ofrece mejores propiedades y permitiría optimizar de mejor manera el diseño de los engranes, pero debido al complejo proceso de tratamiento térmico que este requiere, es muy difícil obtenerlo con los procesos que disponen los proveedores nacionales.

El tiempo de vida mínimo establecido por la norma es de 20 años por lo que se diseñan los engranes para 175,200 horas de servicio.

La mejora en la geometría del dentado respecto a la configuración seleccionada de 5 planetas, se aplica un coeficiente de corrección de perfil (ver tablas 4 y 5) de acuerdo a la norma AGMA 913—A98 el cual consiste en modificar el adendo aplicando desviaciones radiales en el cortador a la hora de realizar el generado del engrane, esto nos permite mejorar la resistencia del diente o disminuir el deslizamiento específico, en este caso, se opta por un coeficiente que brinde el menor deslizamiento específico, esto favorece en la eficiencia del engranaje ya que hay menos pérdidas por fricción, los valores del coeficiente de corrección obtenidos se muestran en las tablas 4 y 5.

Tabla 4. Coeficiente de corrección del perfil para la etapa planetaria.

	Sol	Planeta	Anillo
Coeficiente de corrección del perfil x^*	-0.219	-0.0374	0.2935

Con esta modificación se incrementó la eficiencia en la etapa planetaria de 98.7% a 98.8%.

En la etapa paralela se obtuvieron los coeficientes de corrección del perfil que se muestran en la tabla 5. Con los cuales se incrementó la eficiencia de la etapa de 99.295% a 99.313. Además, con esta modificación el ancho de cara de la etapa planetaria se redujo de 50mm a 45 mm y en la etapa paralela de 65mm a 53mm sin comprometer los factores de seguridad (ver tabla 6).

Tabla 5. Coeficiente de corrección del perfil para la etapa paralela.

	Piñón	Engrane
Coeficiente de corrección del perfil x^*	-0.11	0.3008

Además, con esta modificación el ancho de cara de la etapa planetaria se redujo de 50mm a 45 mm y en la etapa paralela de 65mm a 53mm sin comprometer los factores de seguridad.

Tabla 6. Factores de seguridad de los engranes de la caja multiplicadora.

	Sol	Planeta	Anillo	Engrane	Piñón
F.S. en la raíz	3.8	3.3	3.3	2.7	2.5
F.S. del flanco	1.54	1.54	1.7	1.7	1.7

Una vez definida la geometría de los engranes se procede al dimensionamiento de ejes y selección de rodamientos.

El dimensionamiento de ejes se realiza de acuerdo a la norma ANSI/AGMA 6001—D97, estableciendo un factor de seguridad mínimo de 3 se calcula el diámetro mínimo que estos deben tener, y posteriormente se verifica que los diámetros requeridos para el correcto ensamble con los demás elementos (engranes, rodamientos y acoplamientos) esté por encima de los diámetros mínimos calculados, de esta manera se establecen los diámetros finales que tendrán los ejes.

Tabla 7. Análisis de fatiga de ejes de etapa planetaria

Análisis por fatiga	Carrier	Eje del sol	Eje del planeta
Material	AISI 4340	AISI 8620	AISI 4140
Tratamiento	Templado y revenido	Cementado	
Resistencia a la fatiga (Mpa)	427	465	327
Diámetro propuesto (mm)	130	100	40
Factor de seguridad	3	3	3
Momento Flector (Nm)	1275	0	143.7
Torque (Nm)	3587.5	945.8	0.0
Diámetro de diseño (mm)	97.1	36.4	36.1
Diámetros por requerimiento (mm)	125	80	38

Los rodamientos se seleccionaron de acuerdo a lo sugerido por la norma IEC 61400-4 basado en el tipo de ensamble se seleccionaron rodamientos de rodillos a rotula para soportar las cargas radiales y axiales, del lado de la pieza central de la carcasa se seleccionaron rodamientos de rodillos cilíndricos desarmables para facilitar el ensamble de las 2 etapas como se muestra en la Figura 9.

Tabla 8. Análisis de fatiga de ejes de etapa paralela

Análisis por fatiga	Eje de baja	Eje de alta
Material	AISI 4340	AISI 8620
Tratamiento	Templado y revenido	Cementado
Resistencia a la fatiga (Mpa)	427	465
Diámetro propuesto (mm)	100	20
Factor de seguridad	3	3
Momento Flector (Nm)	278.9	256.0
Torque (Nm)	914.1	277.7
Diámetro de diseño (mm)	46.3	39.8
Diámetros por requerimiento (mm)	120	45

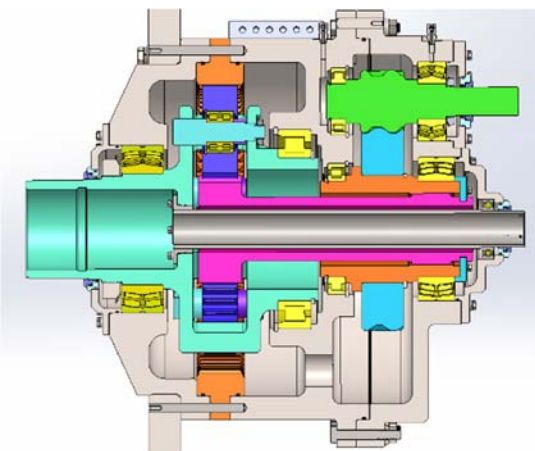


Figura 9. Topografía del arreglo de baleros

Los cálculos de vida de los rodamientos se realizaron de acuerdo a la norma ANSI/AGMA 6001—D97.

Tabla 9. Factores de seguridad de los rodamientos

Rodamiento		Factor de seguridad
Carrier	23026CC	8.06
	NCF 2936 CV	8.06
Eje de baja velocidad	NCF 2924 CV	12.02
	23024CC	12.028
Eje de alta velocidad	C5908V	17.19
	22308E	17.19
Planetas	3006 CV	11.33

Todos los rodamientos cumplen con el tiempo de vida especificado de 20 años y con el factor de seguridad mayor a 3 como sugiere la norma. La carcasa se diseñó pensando en el fácil ensamble de todos los componentes y que su fabricación fuera posible con los procesos de manufactura que se cuentan en CIATEQ A.C. La Figura 10 muestra el diseño final de la caja de engranes.

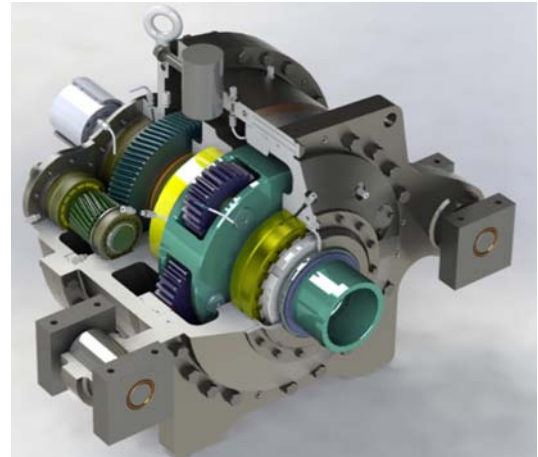


Figura 10. Diseño de caja incrementadora

Una vez diseñados todos los componentes, se realiza un análisis de elemento finito de toda la caja incluyendo las cargas máximas debidas al torque transmitido, así como las cargas externas debidas a otros sistemas del aerogenerador, en este análisis se verificó el nivel de esfuerzos y las deformaciones en la carcasa, ya que es de vital importancia asegurar que el desplazamiento de los alojamientos de rodamientos no sobrepase las tolerancias indicadas por la norma, esto para asegurar que el contacto entre engranes sea adecuado en todo momento. La figura 11 muestra resultados de los análisis por el método de elemento finito en la tapa trasera y en el carrier.

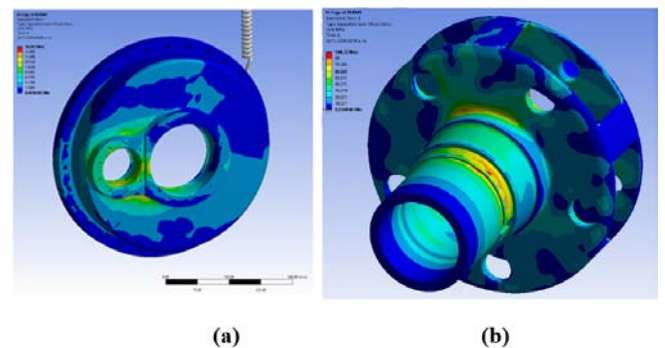


Figura 11. a) Desplazamientos en la tapa trasera de la caja de engranes y b) Esfuerzo en el Carrier.

Esfuerzo máximo: 23.34MPa
Desplazamiento máximo: 43.66 μm

Ya que los desplazamientos se encuentran por debajo de las tolerancias indicadas en la norma y los esfuerzos son demasiado bajos, se valida el diseño de la carcasa.

Fabricación y ensamble de la caja de engranes

Todos los componentes de la caja de engranes fueron manufacturados en CIATEQ A.C. con excepción de los engranes. A cada componente fabricada se le realizó una verificación dimensional para asegurar que se encontraba dentro de las tolerancias especificadas por normativa. La Figura 12 mues-

tra las componentes principales y sub-ensambles de la etapa planetaria y paralela.



Figura 12. Componentes principales y sub-ensambles de la caja de engranes.

La Figura 13 muestra los componentes comerciales adquiridos, tales como: baleros, sellos, retenes, etc.



Figura 13. Componentes comerciales de la caja de engranes.

La figura 14 muestra el ensamble final de la caja de engranes.



Figura 14. Ensamble final de la caja de engranes

Pruebas de ajuste, de vacío y del sistema de lubricación de la caja de engranes

Una vez ensamblada la caja multiplicadora, la primera prueba consiste en el ajuste de la misma, se realizaron mediciones de pares para vencer la inercia de componentes, juegos entre la entrada y salida de la caja, relación de engranes y la medición de ruido. Posterior a estas pruebas, se realizaron pruebas del sistema de lubricación sin giro, donde se verificaron los caudales de entrada y salida del lubricante y la verificación de no-fugas. En la Figura 15 se muestra el prototipo de caja de engranes durante las pruebas del sistema de lubricación.



Figura 15. Pruebas del sistema de lubricación.

Una vez validadas las pruebas de lubricación, se procede con la instalación de la tubería de uso rudo para terminar el prototipo de la caja de engranes (Ver Figura 16).



Figura 16. Prototipo de caja de engranes con el sistema de lubricación con la tubería de uso rudo.

Posterior a las pruebas del sistema de lubricación, se realizaron pruebas en vacío de la caja multiplicadora en un banco diseñado para propósito específico (ver figura 17) a diferentes velocidades, desde la velocidad de ralenti (@10 rpm) hasta una sobre velocidad del 16% (@ 116 rpm).



Figura 17. pruebas en vacío de la caja multiplicadora en un banco diseñado para propósito específico.

Durante estas pruebas en vacío, se realizaron medidas de la velocidad a la salida de la caja donde se verificó la relación de la caja multiplicadora. También, se realizaron medidas de la temperatura y de vibraciones mecánicas. De la figura 18 a la figura 20 se muestran estas mediciones.

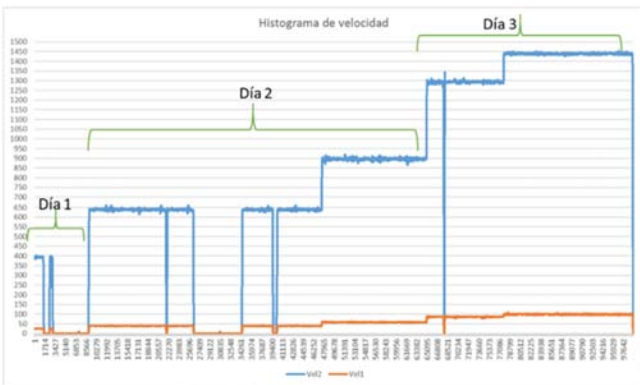


Figura 18. Histograma de velocidades.

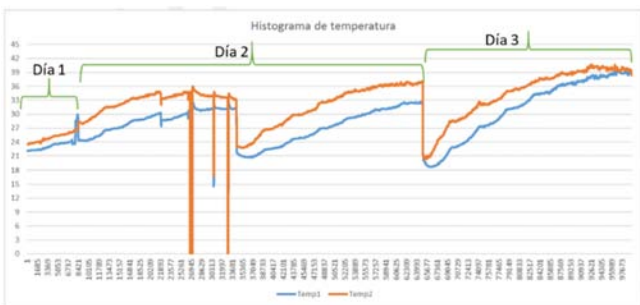


Figura 19. Histograma de temperaturas.

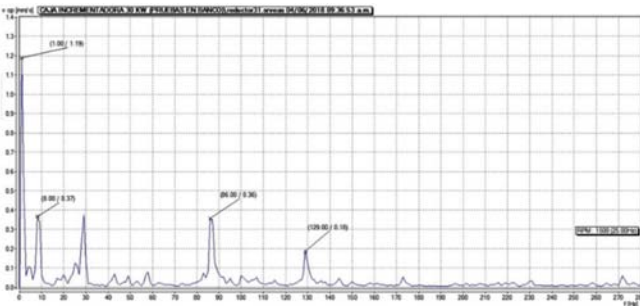


Figura 20. Espectro de vibraciones @116 rpm (Velocidad de sobregiro)

En estas figuras, se observa que la relación de la caja multiplicadora es 12.5, y las temperaturas trabajaron en un rango aceptable. Por último, el espectro de vibraciones interno de la caja muestra los valores de amplitud de vibración máximas y de los cuales en ningún rango de velocidad de prueba se sobrepasa el valor máximo indicado por la norma ANSI/AGMA 600.

Actualmente, se están realizando las pruebas de la caja de engranes a carga nominal sobre el chasis del aerogenerador, se aplicarán ciclos de carga para su evaluación mediante la recopilación de datos de control, en los que se encuentran; vibraciones, temperaturas, presiones, niveles, entre otros. Las figuras 21 y 22 muestran el montaje de la caja de engranes sobre el chasis para la realización de pruebas en laboratorio.



Figura 21. Montaje de la caja de engranes sobre el chasis (cubo-sistema de frenado-caja multiplicadora).



Figura 22. Chasis ensamblado del aerogenerador para pruebas en laboratorio.

Posterior a estas pruebas de laboratorio, se realizarán pruebas a viento libre de la caja de engranes montada en el aerogenerador en el Centro Regional de Tecnología Eólica (CERTe) perteneciente al Instituto Nacional de Electricidad y Energías Limpias (INEEL) durante el mes de octubre de 2018.

Conclusiones

En el presente documento se ha mostrado la metodología utilizada para el desarrollo de un prototipo de caja de engra-

nes tipo planetario para una turbina eólica con eje horizontal de 30 kW. Todo el diseño al igual que la manufactura fue realizado por CIATEQ A.C., con excepción de los engranes, los cuales se fabricaron en mercado local con una empresa asociada. Uno de los retos del diseño y para la manufactura del prototipo, han sido las capacidades nacionales para obtener engranes internos rectificadas y para la modificación de los perfiles de los dentados de los engranes, la infraestructura y los métodos de manufactura adecuados para la obtención de piezas de alta precisión que garanticen la precisión requerida por el sistema de engranes tipo planetario.

Se comprobó que los métodos y capacidades de manufactura y la funcionalidad de un ensamble amigable de todo el sistema es determinante para el desarrollo del prototipo. Solo las partes comerciales especializadas tuvieron que ser importadas para poder cumplir con las recomendaciones de la normatividad utilizada. El tipo de ensamble y el tamaño de la caja influyen significativamente en la evaluación de los contactos y claros entre dientes. Esto da la pauta para considerar ejes flexibles en lugar de eje rígido para los planetas como una primera mejora que deberá analizarse. De la misma manera, ha quedado comprobado que la simulación del sistema de engranes planetario es complejo y que se requieren de muchas herramientas de análisis para lograr una mayor predicción de la vida útil de diseño. Actualmente, el prototipo de la caja de engranes ya ha superado las pruebas en vacío a velocidad nominal y se están realizando las pruebas con carga en banco para de ahí, poder instalarse en la turbina eólica para las pruebas funcionales en sitio.

La creación de capacidades y asimilación de tecnología de las cajas de engranes se logró mediante este desarrollo, una vez caracterizada la caja de engranes montada en el aerogenerador mediante las pruebas de viento libre, permitirá realizar investigación en el análisis de falla de cajas multiplicadoras de grandes aerogeneradores de manera económica, ya que el aerogenerador de 30 kW tiene la misma topología que los grandes aerogeneradores. También, esto permitirá atender el mercado emergente de reparación y mantenimiento de estas cajas multiplicadoras.

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.

Definiciones

Cm1 Factor de distribución de carga para la resistencia por fatiga superficial, alta velocidad.

Cm2 Factor de distribución de carga para la resistencia por fatiga superficial, baja velocidad.

I1 Factor geométrico para la resistencia por fatiga superficial, alta velocidad.

I2 Factor geométrico para la resistencia por fatiga superficial, baja velocidad.

mG1 Relación de velocidad para alta velocidad.

Mo Relación total ($Mo > 1$).

sac1 Esfuerzo permisible por contacto para alta velocidad.

sac2 Esfuerzo permisible por contacto para baja velocidad.

sc is contact stress number, lb/in²;

Cp Coeficiente elastico, [lb/in²]^{0.5}

Wt Fuerza tangencial, lb

Ko Factor de sobrecarga

Kv Factor dinamico

Ks Factor de tamaño

Km Factor de distribucion de carga

Cf Factor de condicion de superficie

F Ancho de cara

I Factor geometrico

D diametro de paso

sac Esfuerzo admisible por contacto, lb/in²

ZN Factor de ciclos

CH Factor de dureza

SH Factor de seguridad a la picadura

KT Factor termico

KR Factor de confiabilidad

st Esfuerzo por flexion

KB Factor de espesor del anillo

J Factor geometrico

Pd Paso diametral transversal

sat Esfuerzo admisible por flexion

SF Factor de seguridad por flexion

Referencias

- [1] Global Wind Energy Council, Global Wind Energy Outlook 2016.W.
- [2] Secretaría de Energía, Boletín Volumen 4, No. 35 (Abril 2018).
- [3] Secretaría de Energía, Boletín Volumen 4, No. 33 (Febrero 2018).
- [4] Asociación Mexicana de Energía Eólica, El potencial eólico mexicano: Oportunidades y retos en el nuevo sector eléctrico, (2012).
- [5] American Wind Energy Association, Small Wind Turbine Committee, ROADMAP: A 20-year industry plan for small wind turbine technology, (June 2002).
- [6] World Wind Energy Association, Small Wind World Report, (November 2016).
- [7] Secretaría de Energía, Boletín Volumen 4, No. 34 (Marzo 2018).

- [8] S. Faulstich, B. Hahn, “Appropriate failure statistics and reliability characteristics” Ingenieurgesellschaft Zuverlaessigkeit und Prozessmodellierung, Dresden, Germany (2008).
- [9] James Manwell, Wind turbine gearbox evaluation, Research Gate, (January 1999).
- [10] M. F. Jorgensen, Niels L. Pedersen, Rigid MATLAB drivetrain model of a 500 kW wind turbine for predicting maximum gear tooth stresses in a planetary gearbox using multibody gear constraints, Wind Energy, (September 2013).
- [11] J. Helsen, Dirk Vandepitte and Wim Desmet, Flexible modelling of wind turbine gearboxes with special focus on shaft flexibilities, Research Gate, (January 2010).
- [12] Secretaría de Energía México, Mapa de ruta tecnológica: Energía Eólica en Tierra, 2017.
- [13] ISO 6336-6 2006
- [14] IEC81600-4
- [15] AGMA 901-A92
- [16] AGMA 2001-D04
- [17] AGMA 908-B89
- [18] AGMA 6001—D97