

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**DESARROLLO DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA EL CÁLCULO DE
ESFUERZOS DE CONTACTO TIPO HERTZIANO EN ENGRANAJES DE
ALTA DIMENSIÓN EN GENERADORES EÓLICOS.**

PRESENTA:

ING. GISSELLE DE LA CARIDAD SÁNCHEZ MARTÍNEZ

**TESIS EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA CON ESPECIALIDAD EN MATERIALES**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, AGOSTO DE 2020

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**DESARROLLO DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA EL CÁLCULO DE
ESFUERZOS DE CONTACTO TIPO HERTZIANO EN ENGRANAJES DE
ALTA DIMENSIÓN EN GENERADORES EÓLICOS.**

PRESENTA:

ING. GISSELLE DE LA CARIDAD SÁNCHEZ MARTÍNEZ

**TESIS EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA CON ESPECIALIDAD EN MATERIALES**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, AGOSTO DE 2020

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis DESARROLLO DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA EL CÁLCULO DE ESFUERZOS DE CONTACTO TIPO HERTZIANO EN ENGRANAJES DE ALTA DIMENSIÓN EN GENERADORES EÓLICOS realizada por el alumno GISELLE DE LA CARIDAD SÁNCHEZ MARTÍNEZ, matrícula 1983195, sea aceptada para su defensa como opción al grado de MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN MATERIALES.

El comité de tesis



Dr. Alberto Javier Pérez Unzueta
Director



Dr. Marco A. L. Hernández Rodríguez
Revisor



Dra. Arisbeth Sias Chacón
Revisor

Vo Bo



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, Agosto 2020

AGRADECIMIENTOS

A este gran país que es México y su gente amable, siempre alegres, siempre solidarios que me han hecho sentir como estar en casa.

A la Universidad Autónoma de Nuevo León, por ser una de las mejores Universidades en Latinoamérica y por mostrar su universalidad al mundo entero.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (FIME), por ser el templo de tan buenos docentes y acogernos en este proceso.

A la División de Estudios de Posgrado y en particular al programa de Posgrado en Ingeniería de Materiales, siempre buscando la excelencia académica, por ser un baluarte en educación e investigación a nivel internacional. Un programa de verdadera calidad internacional.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) de México por haberme otorgado la ayuda económica para poder realizar estos estudios y darles la oportunidad a estudiantes extranjeros a crecer profesionalmente en las mejores universidades de México.

Al director de la FIME, Dr. Arnulfo Treviño Cubero, por llevar a esta Facultad a los niveles más altos de educación y siempre apoyar a su alumnado.

Al Dr. Simón Martínez Martínez, Subdirector de Estudios de Posgrado por su destacada trayectoria dirigiendo esta gran División de Estudios de Posgrado.

Al Dr. Azael Martínez de la Cruz, Coordinador Académico del Posgrado en Ingeniería de Materiales por su colaboración y solidaridad.

Al Dr. Marco Antonio Ludovic Hernández Rodríguez, doble agradecimiento. Por habernos recibido en este magnífico Programa de Posgrado en Ingeniería de Materiales. Por haber logrado la internacionalización del mismo, por su gran calidad humana y estar siempre pendiente de los estudiantes foráneos. Por todos sus consejos y guía durante mis estudios, por sus recomendaciones para el desarrollo del proyecto y escribir esta tesis y finalmente por tomarse el tiempo de leer, revisar y retroalimentar sabiamente el presente trabajo.

A todos mis maestros del Programa de Posgrado en Ingeniería de Materiales de la FIME UANL por sus cátedras y conocimientos transmitidos que fomentaron nuestra formación académica.

A todos mis compañeros del Posgrado por estar siempre unidos y apoyarnos mutuamente.

Al Dr. Alberto Pérez Unzueta por asumir la responsabilidad de dirigir mi tesis y guiarme en este proceso de formación, por su dedicación y tiempo valioso invertido. Por estar siempre ahí, presente como como compañero y amigo cuando se necesita, más en las malas que en las buenas y con la mayor disposición posible de ayudar y llevar las situaciones hasta el final. Por sus sueños compartidos con nosotros y verlos realizados con estas tesis.

DEDICATORIA

A mi madre, por su apoyo incondicional.

A mi esposo, por todo su apoyo, comprensión y por seguirme en esta aventura.

A mi hijo, por todo su amor y ser la luz de mi vida.

A mi familiares y amigos por estar al pendiente y ser mi apoyo del otro lado de la línea de batalla.

CONTENIDO

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN.....	1
Hipótesis.....	2
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos:.....	2
Justificación.....	3
Marco teórico.....	3
Limitaciones.....	6
CAPÍTULO II. ESTADO DEL ARTE.....	7
2.1 Generación de Energía Eléctrica.....	7
2.1.1 Fuentes de energías convencionales.....	7
2.1.2 Fuentes de energía alternativas.....	9
2.2 Aerogeneradores.....	18
2.2.1 Clasificación.....	19
2.2.2 Componentes fundamentales.....	20
2.3 Contacto Mecánico.....	24
2.3.1 Fenómeno de fatiga superficial en engranes.....	27
2.3.2 Procedimiento de las Normas AGMA e ISO.....	28
2.3.3 Modelo de Hertz.....	29
2.4 Engranajes.....	29
2.4.1 Clasificación de los engranajes.....	29
2.4.2 Engranajes de grandes dimensiones.....	30
2.4.3 Aceros para engranajes.....	30
2.4.4 Acero 42CrMo4.....	31
2.5 Tratamiento Térmico por Inducción.....	33
2.5.1 Aplicaciones.....	34
2.5.2 Tipos de tratamientos para engranajes.....	35
CAPÍTULO III. MATERIALES Y MÉTODOS.....	37
3.1 Metodología de modelación.....	37
3.1.1 Conceptualización.....	38
3.1.2 Formalización.....	38
3.1.3 Parametrización.....	38
3.1.4 Solución.....	38
3.1.5 Validación.....	38
3.2. Modelo conceptual.....	39
3.3 Modelo físico.....	40
3.4 Hipótesis y consideraciones.....	41
3.5 Parámetros.....	42
3.6 Formalización del modelo.....	43
3.6.1 Determinación de las variables medibles.....	44
3.7 Definición del algoritmo de cálculo.....	45
CAPÍTULO IV. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	47
4.1 Resolución del algoritmo de cálculo.....	47
4.2 Cálculo de la fuerza normal que incide en la zona de contacto.....	47
4.2.1 Cálculo de la fuerza nominal que incide en la zona de contacto.....	49

4.3 Cálculo de esfuerzos máximos de contacto hertzianos y su posición en la subsuperficie del engrane.....	50
4.4 Validación del modelo.....	52
Referencias	56
ANEXOS.....	60
Anexo 1. Vista lateral esquemática del aerogenerador	60
Anexo 2. Vista frontal esquemática del aerogenerador	61

RESUMEN

Con el auge de la energía eólica como alternativa para erradicar el detrimento ecológico y por consecuencia del desarrollo de nuevos aerogeneradores eólicos con mayor capacidad de generación, ha surgido la necesidad de que el diseño de las nuevas turbinas tienda a aumentar el tamaño de las aspas y, por lo tanto, el tamaño del rotor. Las aspas más grandes, con un brazo de palanca mayor, generan mayores esfuerzos de contacto mecánico, tanto en el engranaje principal como en la flecha y sus rodamientos. El propósito de este trabajo es establecer un modelo matemático para determinar los esfuerzos máximos de contacto que se producen en estos sistemas. Los esfuerzos de contacto entre los elementos mecánicos serán determinados por la teoría de contacto hertziano, y al aplicar este fundamento, se podrá conocer el esfuerzo máximo compresil entre los dientes del engrane principal del aerogenerador. Posteriormente se podrá estimar el valor del esfuerzo cizallante máximo y su posición por debajo de la superficie de contacto, lo que permitirá sugerir el tratamiento térmico de endurecimiento superficial adecuado para cubrir la zona de acción de los esfuerzos cizallantes máximos en los dientes del engranaje. De esta manera se garantiza modelar las mejores condiciones para las cuales no estaría condicionado el desempeño tribológico de dichos elementos, soporten mayores cargas, y se logre incrementar su vida útil con el fin de reducir el costo de mantenimiento que requieren por estar ubicados mar adentro.

Palabras claves: Energía eólica, aerogenerador, engranajes, contacto hertziano.

ABSTRACT

With the rise of wind energy as an alternative to eradicate ecological damage and as a consequence of the development of new wind turbines with greater generating capacity, the need has arisen for the design of new turbines with increased length of the blades and hence the size of the rotor. The larger blades, with a larger lever arm, generate greater mechanical contact stresses, both in the main gear and in the shaft and its bearings. The purpose of this work is to establish a mathematical model to determine the maximum contact stresses that occur in these systems. The contact stresses between the mechanical elements will be determined by the Hertzian contact theory, and by applying these principles, the maximum compressive stress between the main gear teeth of the wind turbine will be known. Then the value of the maximum shear stress and its position below the contact surface can be estimated, which will allow to know the maximum depth, which will be essential for to design the surface hardening heat treatment of the teeth of the main gears. In this way, it is guaranteed to model the best conditions for which the tribological performance of said elements would not be conditioned, withstand greater loads, and to achieve an increase in their useful life in order to reduce the maintenance cost that they require due to being located offshore.

Key words: Wind energy, wind turbine, gears, hertzian contact.

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN.

Durante la evolución del hombre ha quedado demostrado que la energía es fundamental para el desarrollo económico y el bienestar de la sociedad.

La generación de electricidad ha tenido un desarrollo gigantesco y se ha sostenido, mayoritariamente, a través de las centrales termoeléctricas, las cuales llevan a cabo procedimientos convencionales como la quema de hidrocarburos. Las mismas han sido muy extendidas en el mundo económicamente avanzado, y a pesar de mantenerse como generación base, las preocupaciones con respecto a la salud medioambiental y el lograr un desarrollo sostenible a razón de su menor efecto contaminante, conducen a que sean minimizadas.

A partir del siglo XX, por su capacidad de renovación, han cobrado importancia a nivel mundial las fuentes de energía alternativas que se fundamentan en la variedad de fuentes renovables existentes en la naturaleza, como el viento, el agua y el sol.

Entre estas formas de generación de energía, la energía eólica, es una de las que crece de manera marcada a nivel mundial. En 2014, más de 340,000 turbinas de viento estaban operativas produciendo cerca del 4% de la electricidad mundial. La capacidad total pasó los 486 GW con China, Estados Unidos, Alemania, España e Italia como los líderes en instalaciones [1].

La producción de electricidad a partir de la energía eólica se consigue mediante aerogeneradores. Actualmente se han fabricado aerogeneradores de grandes dimensiones, y como otros, son molinos que aprovechan la fuerza del viento para mover sus aspas y transformar la energía cinética en trabajo mecánico por mediación del rotor, para luego transferirla al generador eléctrico y convertirla en electricidad.

El desarrollo de la energía eólica y el aumento de las dimensiones de los aerogeneradores ha provocado que además de estar ubicados en tierra, por sus dimensiones, surja la necesidad de construir parques eólicos marinos, situados en las costas donde el viento es más fuerte y tiene una mayor estabilidad, pero donde los requerimientos para su construcción, instalación y

los costos de mantenimiento son más costosos. Por ello se trata de extender la vida útil y las prestaciones de estos sistemas, así como aumentar su eficiencia y mejorar su rendimiento.

Al incrementar el tamaño de las aspas, el brazo de palanca es mayor por la fuerza del viento ejercida en el extremo de las aspas. Al ser mayor el brazo de palanca, se incrementa la fuerza de contacto entre la base del aspa y el engranaje y balero que las soporta. Este esfuerzo de contacto entre los elementos mecánicos puede ser determinado por la teoría de contacto hertziano, y al aplicar este fundamento, se puede conocer la carga máxima compresil entre el aspa y el balero y entre los dientes de los engranajes. También puede estimarse el valor del esfuerzo cizallante máximo y su posición por debajo de la superficie de contacto.

Por tanto, es necesario conocer esta distancia, la cual será importante para establecer la profundidad máxima que debe abarcar el tratamiento térmico de endurecimiento superficial de los dientes de los engranajes principales, logrando así el buen funcionamiento tribológico del sistema.

Hipótesis

Al incrementar las dimensiones de largo de las aspas de los turbogeneradores, se incrementa la carga de contacto en los engranajes principales, los esfuerzos máximos de contacto hertziano pueden estar localizados en un punto subsuperficial, por lo que un modelo que pueda determinar dicho comportamiento permitirá optimizar el tratamiento térmico por inducción de manera que garantice cubrir la profundidad máxima de dichos esfuerzos.

Objetivo general

Desarrollar un modelo matemático para el cálculo de esfuerzos de contacto tipo Hertzianos, en engranes de alta dimensión en turbogeneradores eólicos.

Objetivos específicos:

1. Revisar los modelos de cálculo contemplados en las normas internacionales de diseño, verificando sus hipótesis de partida.

2. Desarrollar un algoritmo de cálculo basado en el criterio de contacto hertziano.
3. Calcular los esfuerzos máximos de contacto mecánico a diferentes condiciones de carga según las diferentes longitudes de las aspas.
4. Construir mapas de esfuerzos máximos de contacto hertziano a diferentes condiciones de carga y su posición en el cuerpo del engrane.
5. Sugerir las mejores condiciones para el tratamiento térmico de endurecimiento superficial por inducción.

Justificación

Es necesario desarrollar un modelo que permita determinar los esfuerzos máximos de contacto, tanto compresiles como cizallantes, así como su posición subsuperficial. Con esta información, se pueden establecer las condiciones del tratamiento térmico superficial más adecuado para cubrir las zonas de mayor esfuerzo. Lo anterior permitirá establecer en los engranajes de grandes dimensiones condiciones óptimas y específicas para proceder en el proceso de endurecimiento superficial previendo así un buen desempeño tribológico y un incremento en su vida útil, para satisfacer las nuevas demandas. La investigación es conveniente desde el punto de vista científico ya que permitirá obtener las capacidades, conocimientos y habilidades actuales acerca de los métodos de cálculos empleados para determinar los esfuerzos máximos de contacto tipo Hertzianos en engranes de alta dimensión y desde el punto de vista tecnológico se podrá brindar a la industria un camino a seguir para optimizar el tratamiento térmico por inducción en engranajes de alta dimensión y de esta manera aumentar la vida útil de dichos elementos mecánicos, fundamentales en los aerogeneradores en parques marinos.

Marco teórico

En la actualidad existe una inmensa necesidad de explorar fuentes de energía renovables debido a la creciente crisis energética y alta demanda de energía. La energía eólica es una de las fuentes alternativas que está teniendo una gran

capacidad y que se estima tendrá una gran confiabilidad en el futuro. Con el desarrollo de nuevos aerogeneradores, con mayor capacidad de generación, hasta 9.5 MW y mayor eficiencia, el diseño de las nuevas turbinas tiende a aumentar el tamaño de las aspas y, por lo tanto, el tamaño del rotor [1]. Dichos proyectos demandan que los parques eólicos crezcan en extensión territorial. En países pequeños, como muchos de Europa, no hay suficientes campos libres para el crecimiento de los parques y se han visto obligados a la instalación de los parques eólicos en mar adentro, con la ventaja adicional de tener corrientes de aire más fuertes, pero con el inconveniente de que el costo de mantenimiento es mucho mayor y se espera que los componentes tengan una vida útil mayor.

Entre los elementos más sensibles a fallas y propicios a incumplir con esta condición se encuentran los engranajes principales de grandes dimensiones que componen el sistema de dirección y control del viento, también conocido como sistema "pitch". Los engranajes principales son elementos fundamentales en los aerogeneradores y requieren un tratamiento térmico superficial que le brinde mejores propiedades mecánicas.

Al aumentar el tamaño de las aspas en estos diseños, el brazo de palanca es mayor y por tanto se generan mayores esfuerzos de contacto mecánico, tanto en el engranaje principal como en la flecha y sus rodamientos. Dichos esfuerzos son denominados por muchos autores como esfuerzos de contacto hertziano y el hecho de poder ser determinados mediante la modelación, ha sido un tema muy estudiado dirigido a poder predecir de manera fiable los fallos por picaduras, desgaste, fatiga de contacto, así como otras problemáticas relacionadas con la mecánica de contacto en sistemas tales como juntas, rodamientos, engranajes y otros.

Hertz desarrolló su teoría en el año 1882 [2] y sigue siendo la base para el diseño de elementos tribológicos en contactos no conformantes, es decir, donde el área de contacto es muy pequeña con respecto a las dimensiones de los cuerpos. Al tener áreas de contacto muy pequeñas, los esfuerzos de contacto tienden a ser muy elevados y ocasionar deformaciones elasto-plásticas sub y

superficiales. De ahí la importancia de calcular los esfuerzos de contacto en elementos tribológicos con áreas de contacto no conformantes, como es el caso de los engranes en general y de los engranes de alta dimensión para aerogeneradores en particular [2].

Tal es el caso de W. Zeping [3] que se basa en la modelación por elementos finitos, en dos dimensiones, de dos discos elásticos circulares de acero para investigar las características de un sistema de engranajes rectos de evolvente. Los resultados que obtuvieron por la modelación fueron comparados con datos teóricos obtenidos por el modelo de Hertz con el fin de investigar la precisión del modelo empleado. Se enfrentan con la problemática que presentan los problemas de contacto respecto a la no linealidad y para resolverlo emplearon el procedimiento iterativo de Newton-Raphson que trabaja ANSYS [4].

Otro ejemplo es el de J. Carrero [5] y colaboradores que establecieron un modelo semianalítico basado en métodos numéricos para definir el mejor ajuste en el contacto entre el eje del propulsor y la chumacera de un vehículo sumergible. La parte analítica quedó fundamentada por la teoría de Hertz y corroboran sus resultados por modelación por elementos finitos. En sus consideraciones asumen que existen imperfecciones de micras en el mecanizado de las superficies en contacto y para simplificar el modelo desprecian la distribución tangencial de presiones al considerar que la fuerza de fricción es muy pequeña en comparación con las fuerzas de carga normal. Para obtener el mapa tensional aplicaron un método numérico basado en la discretización de una distribución de presiones como superposición de distribuciones triangulares.

Autores como Haidar F y colaboradores [6] también modelaron un engranaje de dientes rectos y lo analizaron usando el método de elementos finitos mediante el simulador ABAQUS, en condiciones estáticas. Esto con el objetivo de detectar las áreas de superficie que están en contacto y para analizar y determinar la tensión de contacto generada. Emplearon la teoría de Hertz y las normas de la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA por sus siglas en inglés) [7], para comprobar numéricamente sus resultados. Como

resultado obtuvieron que el esfuerzo máximo se presenta en el círculo primitivo del diente del engranaje.

Qi Wen y colaboradores [8] evaluaron la tensión de contacto de la superficie del diente de un engranaje recto con alivio de punta mediante un modelo analítico por el método de elementos finitos, que no se aproximó con precisión a una parábola cuadrática, por lo que demuestran que esta condición afecta el esfuerzo máximo, su ubicación y el tamaño del área de contacto, mientras que el modelo de Hertz no puede cuantificar estos efectos.

Lo expuesto anteriormente demuestra que la mayoría de los autores se basan en el modelo de Hertz para fundamentar teóricamente sus investigaciones.

Limitaciones

El presente estudio se basa en las nuevas condiciones de carga en los engranajes de aerogeneradores, debido al incremento en la longitud de las aspas, hasta una dimensión de 80 m. Para el propósito de este trabajo, se considera al aspa como una viga sencilla, sin tomar en cuenta su diseño geométrico final.

CAPÍTULO II. ESTADO DEL ARTE

2.1 Generación de Energía Eléctrica

El desarrollo de la humanidad ha estado vinculado en gran medida con la generación de energía eléctrica, sustentada mayormente por las tecnologías convencionales.

Los años entre la primera y la segunda guerra mundial fueron escenarios del crecimiento de la explotación del petróleo y de su uso. La expansión industrial de la posguerra y la prosperidad se fueron incrementando, teniendo el petróleo como su principal impulsor. Las raíces de la industria de la generación moderna se encuentran a mediados del siglo XIX y en el trabajo de grandes hombres como Faraday que fue capaz de demostrar la relación entre electricidad y magnetismo, por la cual se puede generar electricidad con maquinaria en movimiento [9].

Pero no fue hasta que se desarrolló la primera máquina de vapor que se logró un amplio desarrollo en este sector [10].

Las fuentes de energía más importantes son los hidrocarburos, que juntamente con la energía nuclear conforman las fuentes convencionales de generación; y las fuentes naturales como el sol, el agua y el viento, que han tenido un tremendo desarrollo en los últimos tiempos como posibles fuentes alternativas de generación [11].

2.1.1 Fuentes de energías convencionales.

Se consideran fuentes de energía convencionales aquellos recursos no renovables, combustibles fósiles tales como: el carbón, el gas natural, el petróleo, que han sido tradicionalmente y desde hace mucho, usados para producir energía eléctrica.

Estas fuentes tienen como características negativas su carácter finito, su disponibilidad geográfica limitada, su baja tasa de generación en función de su elevada velocidad de consumo, y la contaminación ambiental asociada a su extracción y conversión en otros tipos de energía [11].

2.1.1.1 Petróleo

El petróleo y sus derivados son por mucho el combustible más empleado. Es el hidrocarburo de origen orgánico que se ha formado a partir de un complejo proceso químico y físico que experimentan los restos fósiles y sedimentos que se encuentran acumulados en las diversas capas de la Tierra.

La generación de electricidad a partir de la quema de petróleo se basa en la transformación de la energía química del combustible en energía térmica, la cual se transforma en energía mecánica en las turbinas de vapor y luego en energía eléctrica en el generador para ser posteriormente distribuida por la red. Su fundamento está dado por los ciclos combinados de potencia en las termoeléctricas [11].

Entre los principales exportadores de petróleo se pueden mencionar los siguientes países: Angola, Argelia, Emiratos Árabes Unidos, Irak, Rusia, Estados Unidos, Brasil, Venezuela, entre otros.

2.1.1.2 El carbón

El carbón es una de las fuentes de generación más antigua. Es un mineral compuesto por varios elementos químicos tales como el hidrógeno, oxígeno, azufre y otros elementos. Fue formado por la descomposición de la vegetación. Las reservas de carbón más importantes están concentradas en Rusia, EU, China y Australia [11].

2.1.1.3 Gas natural

El gas natural es un derivado del petróleo cuyos componentes fundamentales son el metano y en menor medida el etano y propano. A pesar de que en el desarrollo de la industria está limitando por su costo, tiene aplicaciones como combustible para el transporte y consumo doméstico como gas licuado.

El proceso de producción y la transportación de este producto tienen una cierta complejidad y sobre todo un valor económico considerablemente elevado [11].

2.1.1.4 Energía nuclear

La energía nuclear es la que se obtiene a partir de la fisión o la fusión de los átomos que componen un material. En realidad, la que se utiliza es la que se obtiene de la fisión de los átomos del uranio U-235, que es el más útil y empleado.

La ventaja que tiene esta fuente de generación es que producen mucha energía con tan solo una central y no dependen de los combustibles fósiles. Además, es relativamente limpia ya que no contamina directamente la atmósfera, pero tienen el agravante inconveniente de que producen residuos tóxicos y radiactivos que causan serias enfermedades al ser humano y tardan miles de años en degradarse [11].

2.1.2 Fuentes de energía alternativas.

Las energías renovables son aquellas que se obtienen mediante el aprovechamiento de los recursos de la naturaleza, como son el sol, el agua o el viento. Entre ellas se pueden mencionar la energía fotovoltaica o solar, la energía hidroeléctrica, geotérmica, la eólica y la que se obtiene a partir de los biocombustibles, lo cuales representan en la actualidad una fuente potencial de este tipo.

En la actualidad las energías de fuentes renovables son vistas por muchos como el futuro energético para el desarrollo sostenible y el bienestar del medio ambiente, pues se han adelantado a la energía procedente de combustibles fósiles en cuanto a las características que lo favorecen, pero sobre todo en su abaratamiento en el costo de producción y el potencial en cuanto a su aceptación, esto último debido a la rentable investigación que hoy día se desarrolla.

Entre sus principales ventajas se pueden mencionar su gran capacidad de renovación por ser procesos naturales, son prácticamente inagotables por el volumen de la fuente, son seguras, limpias y sustentables [11].

2.1.2.1 Energía fotovoltaica

Este tipo de energía permite convertir directamente la energía solar en energía eléctrica mediante el efecto fotovoltaico, el cual consiste en generar un diferencial de potencial eléctrico para generar una corriente eléctrica. La conversión de la radiación solar en una corriente eléctrica tiene lugar en la celda fotovoltaica, que es un dispositivo formado por una muy delgada lámina de un material semiconductor, frecuentemente silicio. Generalmente, una celda fotovoltaica tiene un tamaño aproximado de 10 por 10 cm, un grosor que puede variar entre los 0.25 y 0.35 mm y una forma generalmente cuadrada, aunque existen rectangulares y circulares. Para la fabricación de celdas, el material actualmente más utilizado por la industria electrónica es el silicio, cuyo proceso de fabricación tiene costos muy altos debido a la alta pureza exigida por esta. Muchas celdas fotovoltaicas disponibles comercialmente utilizan silicio de menor pureza, pero su rendimiento es menor. El silicio se puede “dopar” con ciertos elementos químicos para mejorar su eficiencia. Estos átomos “incrustados” en la red cristalina del silicio como átomos sustituciones, producen una distribución asimétrica de cargas que crean un potencial eléctrico necesario para generar una corriente eléctrica en un circuito externo. Si el átomo de impureza puede perder electrones, se forma una celda de semiconductor donador o tipo n. Si el átomo capta electrones, se forma un semiconductor aceptor o tipo p. El silicio se dopa con diferentes elementos para formar semiconductores tipo n o p, y así formar una celda fotovoltaica. La eficiencia de una celda solar (η) es la proporción de la potencia convertida en energía eléctrica a partir de la luz solar total absorbida por un panel, cuando dicha celda forma un circuito eléctrico. Esta proporción se calcula dividiendo la potencia máxima (P_m), por la luz que llega a la celda o irradiancia (G), bajo condiciones estándar y por el área superficial de la celda solar:

$$\eta = \frac{P_m}{GA} \quad (2.1)$$

Donde P_m la potencia máxima en W; G es la irradiancia en W/m^2 ; y A es el área

en m². Una celda solar típica de 100 cm y de una eficiencia del 12% puede producir una potencia de aproximadamente 1.2 W [11].

2.1.2.2 Energía hidroeléctrica

Las principales características de una central hidroeléctrica, desde el punto de vista de su capacidad de generación de electricidad, son: a) la potencia de su funcionamiento, la cual es función del desnivel existente entre el nivel superior de la toma de agua y el inferior de descarga de este líquido, del caudal que pase por la turbina y de las características de esta y del alternador; b) la energía garantizada, en un lapso determinado, generalmente un año, es función del volumen de agua disponible y de la potencia instalada [11].

La energía de un cuerpo que cae es igual a su peso por la distancia vertical recorrida (altura, h). La energía o fuerza (E) del agua que cae es igual al producto de su masa (m) por la aceleración de gravedad (g) y por la altura (h). Esto corresponde a la energía potencial que posee un cuerpo de masa (m) cuando se eleva a cierta altura:

$$E = m * g \quad (\text{Joules}) \quad (2.2)$$

Puesto que la masa es igual al volumen (V) por la densidad (d), la energía es:

$$E = d * V * g * h \quad (\text{Joules}) \quad (2.3)$$

La densidad del agua es 1000 kg/m³ y la aceleración de la gravedad es 9.8 m/s², por lo tanto, la energía del agua es:

$$E = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * V[m^3] * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right] * h[m] \quad (\text{Joules}) \quad (2.4)$$

Si ambos miembros de la anterior ecuación se dividen por el tiempo (t) en segundos, se tiene que la potencia teórica (P_t) es directamente proporcional al caudal (Q) (volumen de agua por unidad de tiempo) y a la altura de la caída (h):

$$\frac{E}{t} = P_t = 1000 * \frac{V}{t} * 9.8 * h \quad (W) \quad (2.5)$$

$$P_t = Q * 9.8 * h \quad (kW) \quad (2.6)$$

Esta potencia es teórica (P_t) porque no se ha considerado la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería, la turbina y la ineficiencia del generador y las transmisiones; por lo tanto, la potencia real (P_r) será igual a la potencia teórica (P_t) multiplicada por la eficiencia o rendimiento (η):

$$P_r = Q * 9.8 * h * \eta \quad (kW) \quad (2.7)$$

El rendimiento incluye las pérdidas de energía debidas a la fricción y turbulencias del flujo del agua en los canales y tuberías. Estas pérdidas varían mucho de un sistema a otro. En la actualidad la mayoría de los sistemas hidráulicos trabajan con rendimientos que oscilan entre un 75 y un 95% de eficiencia. A estas pérdidas hay que añadir el rendimiento de los sistemas de transformación de la energía hidráulica en energía eléctrica, los cuales tienen un factor de eficiencia de aproximadamente 0.85 [11].

La utilización del potencial hidroeléctrico se realiza en sitios específicos que reúnen las características técnicas, económicas, ambientales y sociales para la construcción y operación de una central hidroeléctrica. Las centrales hidroeléctricas modernas son el resultado de varios años de desarrollo tecnológico. El ser humano ha utilizado la fuerza de las corrientes de agua desde hace siglos. Desde la rueda de madera, que convertía la energía hidráulica en energía mecánica útil, hasta los modernos turbogeneradores que pueden girar a más de 1500 rpm y producen energía eléctrica con muy alto rendimiento. A diferencia de las otras energías renovables, la energía hidroeléctrica constituye una tecnología madura muy bien establecida. A pesar de la gran diversidad de los sistemas hidráulicos empleados en la utilización de dicho potencial, las centrales hidroeléctricas se pueden clasificar en dos grandes tipos: centrales de embalse de agua (presas) y centrales de pasada o de afluentes [11].

Un componente esencial de una central hidroeléctrica es la turbina hidráulica. En cuanto al modo de funcionamiento, las turbinas se pueden clasificar en dos

grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. Las turbinas de acción aprovechan la presión dinámica debida a la velocidad del agua en el momento de su acción en ella. Las turbinas de reacción aprovechan además la presión estática al trabajar en el interior de compartimentos cerrados a presión superior a la atmosférica. La turbina tipo Pelton constituye la turbina de acción más ampliamente utilizada. Este tipo de turbina consiste en un rodete con una serie de álabes ensamblados en su periferia. El chorro de agua, dirigido y regulado por uno o varios inyectores, choca contra los álabes en dirección tangencial al rodete y perpendicular a su eje de giro, generalmente horizontal provocando el movimiento de giro de la turbina. Se emplea para grandes presiones o para caídas de agua de gran altura. Debido al diseño geométrico de los álabes (en forma de cucharas) el agua se desvía sin chocar, transmitiendo toda su energía cinética.

Dentro de las turbinas de reacción una de las más empleadas en las centrales hidroeléctricas es la turbina tipo Francis. Este tipo de turbina puede presentar diferentes arreglos de diseño. El agua es impulsada a los álabes del rodete de manera perpendicular al eje de giro, generalmente vertical, y expulsada axialmente en dirección paralela a dicho eje gracias a la torsión que presentan los álabes. Para orientar el agua hacia el rodete existe un distribuidor de álabes fijos o móviles, y para lograr la componente radial del flujo de agua a la entrada del rodete existe una cámara, que puede ser abierta o cerrada, con forma de espiral. Para mantener la diferencia de presiones necesaria para la correcta operación de la turbina existe un tubo de salida o de aspiración. La turbina Francis se adapta muy bien para distintas alturas o caudales y presenta un rango de operación considerable. Estas turbinas se pueden encontrar en instalaciones con alturas desde 2 y hasta 200 metros. El rendimiento de una turbina Francis depende del porcentaje de caudal de equipamiento, es decir, del caudal máximo que puede enviarse a la turbina. En condiciones óptimas de operación este rendimiento puede ser superior al 90%. Asimismo, es necesario señalar que el rendimiento de las turbinas de reacción aumenta con el tamaño de estas.

Para transformar la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica se utilizan generadores tipo alternador que están compuestos por dos partes fundamentales: el rotor o inductor móvil, encargado de generar un campo magnético variable al ser girado por la turbina, y el estator o inductor fijo, en el que se genera la corriente eléctrica. Los generadores eléctricos de corriente alterna más comúnmente utilizados se clasifican en máquinas síncronas y máquinas asíncronas de inducción. La mayor desventaja de los generadores síncronos es que necesitan una batería de condensadores conectada a la salida, la cual compensa la energía reactiva generada. Para la creación del campo magnético el generador asíncrono debe estar conectado a la red y tomar de ella la corriente. Los generadores síncronos necesitan que se les excite con una corriente continua, que se puede generar internamente (autoexcitación) o con un dínamo auxiliar. En la mayoría de los diseños de centrales hidroeléctricas la velocidad de giro de la turbina es menor que la velocidad a la que debe girar el generador eléctrico. Por este motivo es necesario instalar un multiplicador de la velocidad entre la turbina y el generador. Las centrales hidroeléctricas disponen de diversos dispositivos de regulación, control y protección adecuados al tipo de tecnología empleada y al funcionamiento previsto [11].

2.1.2.3 Energía geotérmica

La energía geotérmica es aquella energía que se obtiene del calor natural interno de la Tierra y que se transmite por conducción térmica hacia la superficie. Al conjunto de técnicas utilizadas para la exploración, evaluación y explotación de la energía térmica interna de la tierra se conoce como geotermia. Una de las aplicaciones de la geotermia es en la producción de energía eléctrica [11].

Existen dos clases de centrales geotermoeléctricas: una es del tipo denominada de vapor y la otra de agua caliente. Las dos dependen de las características del fluido geotérmico, La más simple es el tipo denominado de vapor, en donde el vapor seco obtenido de los pozos se lleva directamente a las turbinas para

producir energía eléctrica. Esto es característico en los campos geotérmicos de vapor seco. Muchas de las plantas geotérmicas existentes en el mundo son de tipo de agua caliente. Para este caso existen los siguientes ciclos de generación geotérmica: las de flash simple, flash doble y de ciclo binario. Las dos primeras se basan en el principio de evaporación súbita (evaporación-flash). Existe un nuevo tipo de centrales cuyo concepto se basa en inyectar agua a presión hasta que alcance una zona geotérmica donde reciba el calor del reservorio térmico para luego extraerla como fluido energizado. Se les denomina centrales de rocas calientes secas.

Las centrales de flash simple son las más utilizadas en la actualidad, poseen costos de operación moderados y permiten un buen aprovechamiento de la energía del fluido que consiste en una mezcla de vapor y agua líquida a alta presión. Están constituidas por un separador o cámara de flash que separa el vapor del agua, una turbina, un generador y un sistema de condensación, En la cámara de flash el fluido proveniente del pozo se despresuriza y se deja a la presión de diseño de la turbina. Este efecto de despresurización ayuda a aumentar la fracción másica de vapor del flujo; desde el separador el vapor se conduce hacia el conjunto turbina y generador. El líquido que queda en la cámara de flash resulta ser una solución salina: salmuera muy concentrada que contiene sales minerales y otros sólidos suspendidos. Tanto la salmuera como el vapor de la turbina se conducen a una torre de enfriamiento. En esta torre el vapor se condensa y la solución enfriada se retira de la torre y se deja en una piscina para su posterior inyección al pozo. En estas plantas existe un mecanismo de control sobre la extracción e inyección de fluidos y sobre la cámara de baja presión que permite vaporizar el fluido que se extrae del yacimiento geotérmico. De este modo se optimiza el intercambio energético con la turbina.

En las centrales de doble flash, se tiene una doble cámara que es similar al de las de flash simple; sin embargo, la eficiencia aumenta considerablemente al incluir dos conjuntos turbina-generador: uno de alta presión y otro de baja presión. En este caso, el fluido proveniente de los pozos se conduce a un

separador inicial donde se extrae el flujo de vapor de alta presión, que se transporta a la turbina correspondiente. El líquido que queda en el separador se extrae y se lleva hacia un segundo separador de menor presión, previo paso por eyectores de vapor que producen evaporación súbita o flash. En el segundo separador se unen ambos flujos y se extrae el vapor para alimentar la turbina de baja presión. Una vez que el vapor ha pasado por las dos turbinas, éste se conduce a un sistema de enfriamiento muy similar al de flash simple, con una torre de enfriamiento para el vapor y el agua y a una pileta de decantación para su posterior inyección [11].

2.1.2.4 Biocombustibles.

Los biocombustibles, como su nombre lo indica, son combustibles de origen biológico que se producen a partir de cultivos agrícolas, que son fuentes renovables de energía. Entre los más ampliamente difundidos se pueden mencionar el biodiesel y el bioetanol. Pueden sustituir parte del consumo en combustibles fósiles tradicionales, como el petróleo o el carbón y con un adecuado tratamiento pueden garantizar un ahorro considerable en las emisiones a la atmósfera, comparando con otros como la gasolina o el gasóleo; además de que podrían generar nuevos y grandes mercados para los productores agrícolas [12].

2.1.2.5 Energía eólica.

Desde tiempos remotos la energía eólica ha sido aprovechada por el hombre y se conoce que su fuente, indirectamente, es la energía del Sol ya que es quien provoca el flujo de aire caliente desde las zonas de alta presión atmosférica a zonas de baja presión [11].

Actualmente, se ha desatado un creciente interés en este tipo de energía, teniendo en cuenta la imperante necesidad de reducir las emisiones a la atmósfera que ocasionan el efecto invernadero producto de la quema de combustibles fósiles, además del elevado precio de éste.

En este contexto la energía eólica desempeña un papel fundamental, al generar una energía limpia, sin emisión de CO₂ y que ya muchos países desarrollados han implementado y proyectado mayor generación de electricidad mediante generadores eólicos, además de ser una de las más baratas y con una larga vida útil.

Tal es así que en el reporte que emitió el Consejo Mundial de Energía Eólica se tiene un aumento de las instalaciones totales, hasta el año 2018 de 9,6% para una potencia instalada de 591 GW (ver Figura 2.1) y un posible crecimiento hasta 800 GW para el año 2021, con la construcción de más torres eólicas en alta mar [13].

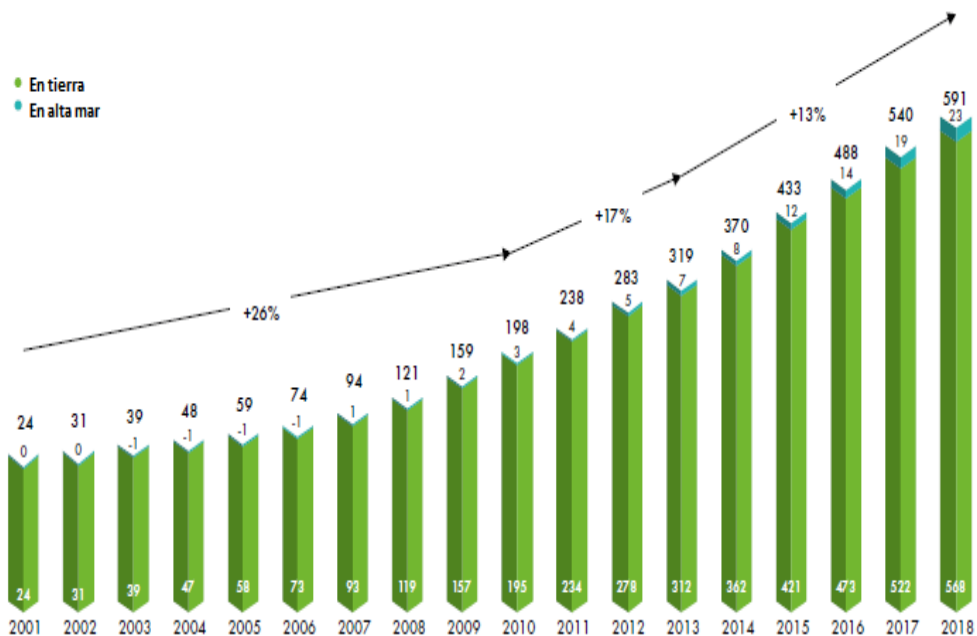


Figura 2.1 Desarrollo histórico de instalaciones totales [13].

La energía eólica se distingue por su posición en tecnologías: onshore que se refiere por su ubicación en zonas terrestres y la offshore que se le atribuye por sus instalaciones en alta mar.

La tecnología eólica en alta mar (offshore) es una tecnología aún con mucho potencial de mejora, sobre todo en costes de producción, que la hacen ser menos competitiva que las instalaciones en tierra (onshore), pero tienen un mejor comportamiento debido a la ausencia de obstáculos que corten el viento

que les llega, consiguiendo de esta manera mayor intensidad y constancia lo que permite una gran estabilidad en cuanto a la generación.

Otro aspecto importante que marca las ventajas es el impacto social, ya que en alta mar no es preocupante el ruido ni lo antiestético que puede verse el entorno. En cuanto a las desventajas se incluyen los elevados costos de construcción, instalaciones y mantenimiento, así como la trasportación.

2.2 Aerogeneradores.

La principal aplicación de la energía eólica en la actualidad es la de obtener energía eléctrica a través de los aerogeneradores. Éstos aprovechan la energía cinética asociada a la velocidad del viento al entrar en contacto con las aspas de la turbina, cuyo perfil aerodinámico induce un par que provoca el movimiento circular del rotor que a su vez está vinculado a un eje, transformando así la energía eólica en energía mecánica. Finalmente, la energía mecánica se transforma en energía eléctrica mediante fuerzas y campos electromagnéticos en el generador [14,15].

Según el uso que se le dará a la energía mecánica, se pueden dividir en dos tipos: los aerogeneradores que utilizan esa energía mecánica para el accionamiento de un generador eléctrico y así generar electricidad, o los aeromotores que utilizan directamente esa energía mecánica para el accionamiento de una máquina.

Hay tres leyes físicas básicas que gobiernan la cantidad de energía aprovechable del viento por un aerogenerador. La primera ley indica que la energía generada por la turbina es proporcional a la velocidad del viento al cuadrado. La segunda ley indica que la energía disponible es directamente proporcional al área barrida de las paletas. La energía es proporcional al cuadrado de la longitud de las paletas. La tercera ley indica que existe una eficacia teórica máxima de los generadores eólicos del 59%. En la práctica, la mayoría de las turbinas de viento son mucho menos eficientes que esto, y se diseñan diversos tipos para obtener la máxima eficacia posible a diversas

velocidades del viento. Los mejores generadores eólicos tienen eficacias del 35% al 40% [16].

Aunque los aerogeneradores funcionan de manera aislada es usual que se instalen en grupos, a una distancia determinada que depende de factores geométricos y del impacto ambiental, formando los conocidos parques eólicos los cuales están sincronizados de una manera tal que facilitan el aporte de la energía eléctrica a la red.

2.2.1 Clasificación.

Los aerogeneradores pueden ser clasificados según su mecanismo de orientación frente al viento, por el número de aspas que lo conforman, ya sea de una, dos o tres aspas que son los más comunes y lo más importante, por la posición de su eje.

Según su forma y en función de la dirección de su eje de rotación se clasifican en dos grandes grupos, verticales y horizontales, aunque se conoce que los segundos son ampliamente predominantes debido entre otros factores, a que alcanzan mayor potencia [17].

2.2.1.1 Aerogeneradores de eje horizontal

Se caracterizan por tener el rotor paralelo al piso al igual que el vector de giro y generalmente cuenta con 3 álabes. Tiene como base una torre de gran altura que le beneficia en captar mayor cantidad de energía del viento, pero que dificulta los procesos de instalación y mantenimientos. Algo muy importante es que deben estar orientados al viento, de no ser así no se obtienen las potencias esperadas, por ello cuentan con sistemas instalados de direccionamiento que les permiten mejorar su rendimiento.

2.2.1.2 Aerogeneradores de eje vertical

Los aerogeneradores de eje vertical como los denominados Darrieus, los Savonius y el Venturi se caracterizan por tener el rotor orientado en dirección perpendicular al suelo, al igual que el vector de giro. Se pueden ubicar a alturas relativamente cortas, en comparación con las de eje horizontal, ya que son capaces de adaptarse en gran medida a las dificultades creadas por turbulencias, lo cual facilita los procesos de mantenimiento. No necesitan ser direccionadas al viento, ya que sus álabes verticales aceptan vientos omnidireccionales y a diferencia de las turbinas de eje horizontal sus niveles de ruido son mucho menores, lo que las hace más amigables para ser instaladas en zonas urbanas. Son menos empleadas que las de eje horizontal debido a que tienen menor eficiencia ya que no aprovechan los vientos fuertes y son de poca producción, y además la poca madurez del mercado de este tipo de generadores genera un coste de inversión elevado por MW instalado.

Se pueden distinguir también por su localización, como onshore y offshore, es decir, instalados en la superficie terrestre e instalados en alta mar.

2.2.2 Componentes fundamentales.

Los componentes fundamentales que forman un aerogenerador son los siguientes: la torre, las aspas, el rotor, la góndola, la caja multiplicadora, el generador, los sistemas de control y otros auxiliares. La figura 2.2 muestra esquemáticamente estos componentes.

Torre

La torre es la base que sustenta todo el conjunto del aerogenerador y lo posiciona a un nivel de altura determinado con respecto al suelo. Es un elemento fundamental ya que debe resistir además de su propio peso el peso del resto de los elementos, las cargas del viento, cargas sísmicas de acuerdo con su ubicación, y las vibraciones provenientes del rotor. A mayor altura de la torre, mayor cantidad de energía podrá obtenerse, ya que el viento tiene mayor intensidad.

En su mayoría se construyen tubulares, de acero estructural y se diseñan con diámetro y espesor creciente hacia la base, lo que le provee mayor rigidez en la base y más flexibilidad en el tramo superior, y al mismo tiempo ahorrar material. La sección tubular facilita el acceso de los operarios por su interior con mayor seguridad hasta la góndola [16].

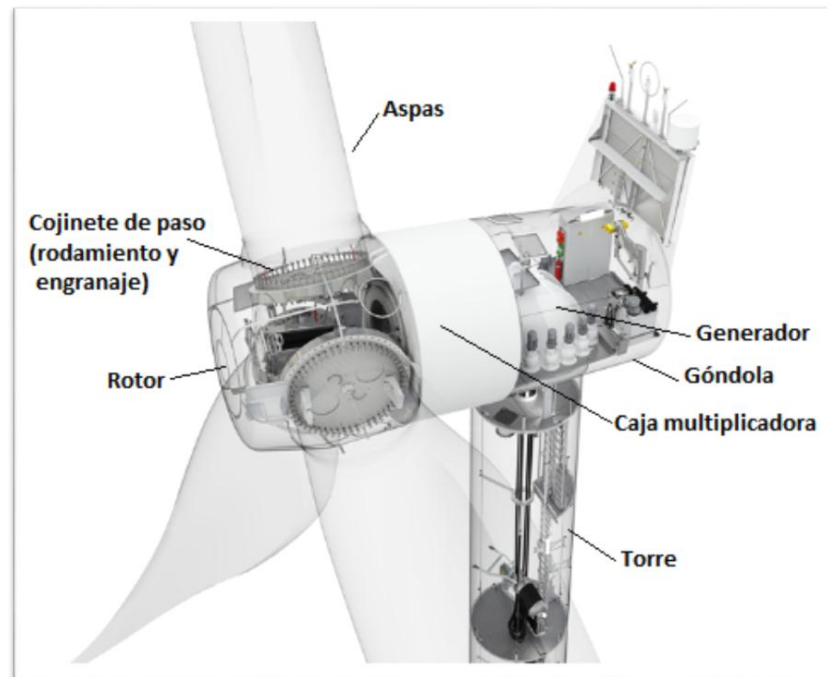


Figura 2.2 Componentes de un turbogenerador eólico [16]

Aspas

Las aspas son el elemento crucial en el aerogenerador, de ellas depende el buen funcionamiento y rendimiento del rotor eólico, ya que mientras mayor sea la superficie barrida por las aspas, mayor será la potencia de este.

Habitualmente se emplean 3 aspas en los diseños, esto se debe a que un número de aspas mayor pudiera mejorar el proceso de arranque del aerogenerador, pero disminuiría su capacidad máxima y rendimiento, de ahí la importancia de establecer un equilibrio óptimo entre número de aspas y el tamaño de estas.

El tamaño de las aspas está limitado por la resistencia y la rigidez del material que la compone. Se construyen, mayormente, de aleaciones de aluminio

reforzadas con fibras de vidrio, lo que contribuye a una baja inercia rotacional. Entre las propiedades fundamentales que debe tener un aspa están: la rigidez, la resistencia para soportar fuertes cargas del viento, resistencia a la fatiga para soportar las cargas cíclicas y tenacidad a la fractura.

Rotor

La principal función del rotor es convertir la energía cinética del viento, captada por las aspas, en energía mecánica por su movimiento rotacional, por lo que mientras mayor sea el área total abarcada por el rotor mayor será la capacidad de generación. Lo conforman el conjunto de aspas y eje principal, unidos mediante el buje. Los rotores pueden ser: de paso variable, que permiten girar sobre si mismas a las aspas, de paso en el que no se pueden girar y de velocidad variable, cuando la velocidad de giro del rotor es variable o constante.

Góndola

La góndola es el compartimiento que contiene, soporta las cargas y protege del medio exterior a todos los elementos mecánicos y eléctricos que componen el aerogenerador, entre ellos, los ejes de baja y alta velocidad, caja multiplicadora, generador y otros.

Caja multiplicadora

La caja multiplicadora está conformada por un sistema de engranajes que se encargan de transmitir la potencia del eje de baja velocidad, acoplado a las aspas y que gira a una velocidad aproximada de 15 a 40 rpm, hasta el eje de alta velocidad acoplado al generador y que gira en un rango de 1200 a 1800 rpm.

Generador

El generador es el agregado que se encarga de transformar la energía mecánica en energía eléctrica. Se compone de un rotor que es la parte móvil que genera un campo magnético variable al girar las aspas, y un estator que es

la parte fija sobre la que se genera la corriente eléctrica inducida. Las turbinas, tradicionalmente, emplean tres tipos principales de generadores siendo éstos los generadores de corriente continua, los de corriente alterna síncronos y los generadores de corriente alterna asíncronos.

Sistema de control

El sistema de control es el encargado del funcionamiento seguro y eficiente del equipo, controla la orientación de la góndola, la posición de las aspas y la potencia total entregada.

Sistema de orientación a la dirección del viento

La mayoría de los aerogeneradores modernos de tamaño medio o grande tienen integrado un sistema pitch, que es el sistema de orientación a la dirección del viento, con un sistema de engranajes principales que permite el control del ángulo de paso de aspa con respecto al eje de rotación que busca el viento de frente. Su adecuado control según los mecanismos del aerogenerador permite conseguir que el viento incida en el ángulo deseado, consiguiendo así una optimización de la energía extraída del viento.

Esta energía debe ser la máxima admitida por el generador eléctrico, dado que si las velocidades fueran muy altas el tiempo de giro aumentaría debido a la variación de la dirección del viento y los esfuerzos adicionales que se generarían conllevarían a la destrucción del aerogenerador, por lo que este sistema constituye un mecanismo de control y protección.

Otra de las funcionalidades de este sistema es su actuar en procesos de arranque y frenado, permitiendo en este último menores cargas aerodinámicas extremas en el apagado. Es un sistema muy costoso y susceptible de fallo [18].

Entre los aspectos comunes que tienen los sistemas pitch, independientemente de su principio de funcionamiento, está la presencia de un cojinete ubicado entre las aspas y el buje del aerogenerador en torno al cual gira la aspa respecto al eje. Estos elementos mecánicos están expuestos a cargas elevadas

tanto cuando las aspas están rotando o cuando se encuentran en estado estacionario.

En el diseño de estos elementos mecánicos se tienen en cuenta entre otros aspectos importantes, el tamaño de las aspas y las cargas a las que va a estar expuesto el aerogenerador según su localidad [17].

El sistema de control de cabeceo es una parte crucial del sistema de turbina eólica ya que la dirección de las aspas de la turbina depende de ello. El control de guiñada es otro controlador esencial en una turbina, se asegura de que el aspa siempre mire directamente al viento. Con el objetivo de la utilización eficiente de la energía eólica y la protección de las aspas, el ajuste del ángulo de las aspas se controla mediante el paso de la turbina eólica.

El rotor estará en un ángulo de cero grados en ausencia del viento en el rango de velocidades nominales. En el caso, si la velocidad del viento es mayor que la potencia nominal, entonces el mecanismo de control de inclinación cambia la incidencia de las aspas para tener el generador de potencia de salida en el rango permitido.

2.3 Contacto Mecánico

La mecánica de contacto se basa en el análisis de las deformaciones que ocurren cuando dos sólidos elásticos o plásticos entran en contacto estático o dinámico. Este fundamento ha sido empleado por muchos autores para evaluar fenómenos como la deformación plástica de materiales dúctiles y la evolución del daño de fractura en las capas de revestimiento, en elementos como rodamientos, juntas y otros [2].

La forma del área de contacto depende de la forma de curvatura de los cuerpos que tienen contacto.

Muchos son los estudios realizados para evaluar el contacto mecánico que se produce en los sistemas de engranajes. La mayoría toman como base la teoría de Hertz que plantea que cuando dos cuerpos con superficies curvas se presionan entre sí, el contacto directo y puntual sobre las superficies cambia a un área de contacto dando como resultado un esfuerzo muy alto [2, 19-21].

Los modelos de propagación de grieta por fatiga superficial han sido elaborados a partir del modelo de Hertz. El cálculo de las tensiones subsuperficiales en un contacto plano entre cilindros está muy tipificado desde el primer trabajo de Hertz cuyas fórmulas se siguen utilizando en la actualidad, y sobre el que han seguido realizando estudios [22]. Tal es el caso de Johnson que generalizó su teoría para contactos hertzianos mediante la resolución de integrales de Cauchy [19].

El contacto hertziano es el utilizado en los modelos de fallo superficial de las normas internacionales ISO y AGMA [23,24]. Se utiliza cuando el área de contacto es pequeña, en comparación con la dimensión de los cuerpos, y tradicionalmente ha servido para estudiar la mayoría de los tipos de contacto que se producen entre sólidos.

Con la teoría de Hertz, se pueden realizar estudios diversos, como la deformación plástica de los materiales dúctiles, la evolución del daño de fractura en las capas de revestimiento, el contacto entre materiales duros y frágiles y la deformación que se produce a través de un contacto esférico.

En ingeniería mecánica es de vital importancia analizar el contacto de las partes de máquinas para el diseño de sistemas mecánicos seguros y eficientes. Por eso, la mecánica del contacto tiene una gran cantidad de aplicaciones a la ingeniería, como son: sistemas de engranajes, ruedas de tren sobre un riel, rodamientos, sistemas de frenos, articulaciones, juntas, entre otras [2,5].

Su creciente interés, sobre todo en el diseño de engranajes, se debe en su mayoría a los problemas de fallas que estos han experimentado, tales como picaduras y desgaste abrasivo, que surgen debido al repetido esfuerzo de contacto o de compresión existente durante los períodos de engranaje y que inician principalmente en una pequeña área de contacto por rodamiento más que por deslizamiento.

La falla sobre la superficie de un diente aún no se ha comprendido por completo y es evidente que el estudio de este problema es mucho más complejo que el análisis de falla por carga flexionante [25].

El análisis de tensión para dientes de engranaje se considera un factor limitante para los diseñadores. El análisis de tensiones se centra en la determinación de las regiones de concentración de esfuerzos donde se puede iniciar una falla o fractura. Para tener en cuenta la fatiga de contacto, es necesario investigar el cambio en la presión de contacto después del cambio en la carga transmitida en la transmisión de engranajes [26-28].

Autores como Glaeser y Shaffer [29] describen la fatiga de contacto como un fenómeno que difiere de la fatiga estructural, flexión y fatiga torsional, en el sentido de que surge de un contacto o estado de estrés hertziano. El contacto se define como una tensión localizada que ocurre cuando dos superficies sólidas, ya sean curvas o de otra geometría, en un movimiento de rodadura, están en contacto bajo la acción de una carga normal. Producto a esto se genera una zona de contacto y en ella surge un esfuerzo de cizallamiento subterráneo que a su vez produce una deformación plástica subsuperficial que se incrementa con la repetición de los ciclos. Finalmente, producto de este fenómeno se inicia una pequeña grieta que se puede propagar hasta alcanzar la superficie del cuerpo y ocasionar una pérdida de material superficial tipo desconchamiento (galling).

Otros autores [2,3, 19-28] especifican que las áreas de contacto hertzianas de los cuerpos que están en contacto son muy pequeñas en relación con sus tamaños totales y al valor de la curvatura en el punto de contacto. Además, hacen alusión a que las fuerzas de fricción se consideran despreciables en la zona de contacto hertziana.

La teoría de Hertz y la norma AGMA [24] son ampliamente utilizadas en el diseño de engranajes para establecer las cargas máximas permisibles. Algunos autores [19-21] se apoyan en la hipótesis de que la carga es uniforme a lo largo de una línea de contacto entre los dientes.

En cuanto al desarrollo de las ecuaciones basadas en el contacto hertziano, que estudian y analizan el mejor ajuste entre superficies cilíndricas, cabe destacar el trabajo de Ciavarella y Decuzzi [30], que dan una buena respuesta a la teoría de Hertz para zonas de contacto pequeñas y grandes holguras.

La mayoría de las investigaciones que estudian la mecánica de contacto emplean como vía de solución rápida la modelación por elementos finitos (MEF) [3,6,27,28,31-37]. El inconveniente principal de dicho método es que su costo computacional es relativamente elevado, especialmente cuando resulta necesario un refinamiento de la malla en la zona de contacto entre los elementos objeto de estudio. Otro de los problemas que pueden surgir son los problemas de convergencia que se dan por la aparición de discontinuidades, que dificultan la reconexión entre los nodos de las superficies en contacto y se complica cuando el área de contacto es muy ancha, es decir, cuando el semiancho de contacto es del orden de magnitud del radio, en que las aproximaciones de Hertz no son válidas en la mayoría de los casos [2,19]. Por este motivo, el presente proyecto se basa en un modelo analítico.

2.3.1 Fenómeno de fatiga superficial en engranes

Para fundamentar el fenómeno de fatiga superficial en un engranaje es necesario conocer que cuando dos dientes se ponen en contacto la distribución de presiones en la superficie, en la región próxima al punto de contacto, crea un estado tensional en la subsuperficie del diente, que depende tanto de la geometría de los dientes en contacto como de las características de la lubricación [19,29].

El esfuerzo máximo cortante producido por esta distribución subsuperficial localiza el origen de la grieta cuando el valor de la tensión de fatiga admisible para los ciclos de carga establecidos es rebasado. Esta grieta, inicialmente naciente, se propaga hasta la superficie con el aumento de los ciclos repetitivos y otras veces se favorece por la inyección a presión de lubricante, hasta provocar el desprendimiento de material [29,38-40].

Es importante conocer que en este fenómeno la rugosidad y la lubricación son factores que influyen en gran medida. Además, la longitud de contacto de un diente puede variar durante el engrane, como en el caso de los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, o también puede permanecer constante

como es el caso de los engranajes cilíndricos de dientes rectos, que es el caso en estudio [41].

2.3.2 Procedimiento de las Normas AGMA e ISO.

Las normas ISO y AGMA [23,24] son ampliamente empleadas en el diseño de elementos mecánicos para predecir el comportamiento del material frente al fenómeno de contacto. Ambas formulan un modelo analítico basado en la distribución de presiones de Hertz para el contacto entre sólidos. En función de los radios de curvatura (ver Figura 2.3) de los perfiles de los dientes y los módulos de elasticidad de los materiales, localizan el punto de máxima presión superficial y su valor, para a partir de ellos determinar el valor crítico de la tensión de cortadura en la subsuperficie y compararlo con la resistencia correspondiente.

La carga normal se supone uniformemente distribuida a lo largo de la línea de contacto, cuya longitud varía a lo largo del engrane, y la resistencia se estima en función de la dureza del material y los ciclos de carga previstos. Para facilitar los cálculos y a la vista de la proporcionalidad entre la tensión de cortadura máxima y la presión superficial en el punto de contacto, dichos valores de la resistencia se dan afectados por un factor de proporcionalidad, para ser comparados directamente con la presión de Hertz en el punto de contacto [42].

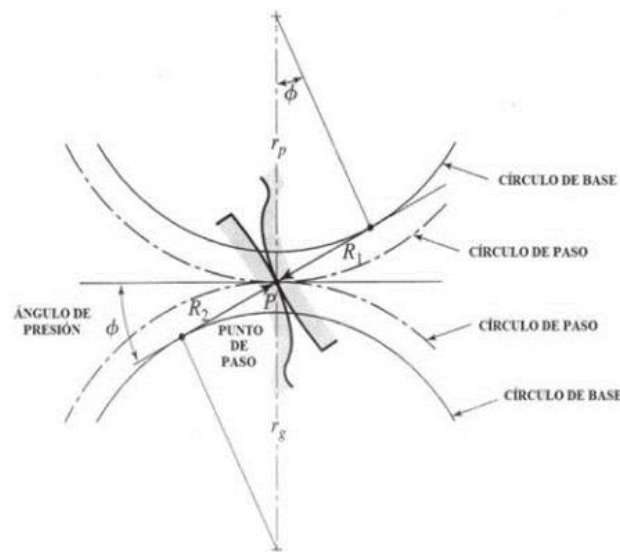


Figura 2.3 Radios de curvatura de las superficies en contacto en el punto de paso [42].

2.3.3 Modelo de Hertz

El contacto entre dos dientes de engranajes ha sido estudiado por muchos investigadores a partir del modelo de Hertz quien inició el estudio de las tensiones registradas entre dos cuerpos basándose en el contacto de dos esferas y también dos cuerpos cilíndricos [19-21].

2.4 Engranajes

El engranaje es un sistema de ruedas, conos o cilindros dentados empleados para transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra [42]. Por lo general, de las dos ruedas dentadas, la mayor se le denomina corona o engrane conducido y a la menor se le denomina piñón o engrane motor. Cuando el sistema lo compone un conjunto de ruedas dentadas se le denomina tren de engranaje.

Es un componente crítico y se puede encontrar en muchas aplicaciones industriales.

2.4.1 Clasificación de los engranajes

Existen varios tipos de engranajes [42-46]. Según como los engranajes interactúen entre sí, se les puede clasificar como:

- a) Engranajes de acción directa: formados por dos o más ruedas que engranan entre sí, directamente una con otra.
- b) Engranajes de acción indirecta: cuando se acciona uno sobre el otro a través de un vínculo intermedio o auxiliar.

Entre los engranajes de acción directa, las categorías centrales son: rectos, helicoidales, cónicos y de tornillo sin engranajes.

En los engranajes rectos al eje de rotación será paralelo a los dientes del engranaje, y se utiliza para transmitir el árbol de rotación a otro. Todos los tipos de engranajes se basan en el engranaje recto, ya que considera la forma más simple [42].

2.4.2 Engranés de grandes dimensiones.

Los engranes de grandes dimensiones son utilizados en la industria de la minería, en los molinos de cilindro; industria siderúrgica, en laminadores y transportadores; en la industria del cemento, en los hornos de Clinker; en la industria de la construcción, maquinaria para carreteras; y en la industria del petróleo. Un uso más reciente es en los generadores eólicos de energía eléctrica [47].

En estos engranes de grandes dimensiones, los requerimientos mecánicos son elevados y tienen a su vez que satisfacer requerimientos estrictos en tolerancia; además las propiedades de resistencia mecánica, resistencia a la fatiga, tenacidad, resistencia al desgaste, entre otras propiedades. Cada día las condiciones de trabajo son más severas y así, se busca incrementar estas propiedades por medio del desarrollo de nuevos materiales, o por la optimización de procesos de manufactura y de tratamientos térmicos [42].

2.4.3 Aceros para engranajes

Una variedad de fundiciones, pulvimetalurgia de materiales, aleaciones no ferrosas y plásticos son utilizados en engranajes, pero los aceros, debido a su alta relación resistencia/peso y costo relativamente bajo, son los materiales de engranajes más utilizados [48].

Entre los aceros tratables térmicamente por temple y revenido, utilizados para engranajes se encuentran los aceros AISI 1040, 1060, 4140 y 4340 y el acero tipo DIN 42CrMo4. Estos aceros también se pueden endurecer de manera efectiva mediante calentamiento por inducción. Entre los aceros de cementación utilizados en engranajes se encuentran 1018, 1524, 4026, 4118, 4320, 4620, 4820, 8620 y 9310 (AMS 6260) [48,49].

La mayoría de los engranajes están hechos de aceros grado maquinaria de baja aleación. En el diseño de engranajes, la selección del material se basa, fundamentalmente, en los requisitos de manufactura y respuesta al tratamiento térmico, y la aplicación que va a tener el mismo, sobre todo las condiciones de

carga a las que estará expuesto en su funcionalidad. De ahí la importancia del control de las propiedades mecánicas, incluida la resistencia a la fatiga.

Engranajes especiales, como los que se emplean en la industria química, específicamente en la farmacéutica y el procesamiento de alimentos, se construyen de aceros inoxidables o aleaciones a base de níquel debido a su resistencia a la corrosión, su capacidad para satisfacer las normas sanitarias, o ambos. Los engranajes destinados a operar a temperaturas elevadas pueden estar hechos de aceros para herramientas o aleaciones de temperatura elevada.

2.4.4 Acero 42CrMo4

El acero tipo DIN 42CrMo4 es un acero ampliamente utilizado en Europa para la fabricación de engranes. Su equivalente en la norma americana es el AISI 4140 y en Norma mexicana es NOM 4140. El acero 42CrMo4, es un acero de baja aleación de la serie cromo-molibdeno, que tiene como características fundamentales una buena resistencia mecánica, alta tenacidad, buena resistencia al impacto y es fácilmente tratable térmicamente para mejorar sus propiedades mecánicas. Como todos los aceros grado maquinaria, están sujetos a presentar deterioro superficial por oxidación, corrosión o por fenómenos tribológicos como desgaste o fatiga superficial [49].

2.4.4.1. Usos y aplicaciones

Este acero se emplea principalmente, en la construcción de elementos mecánicos tales como: ejes, cigüeñales, cilindros de motores, tornillería de alta resistencia grado 8, bielas, rotores, árboles de turbinas a vapor, tuercas y pernos sometidos a exigencias de torsión e impacto.

Es un acero de fácil conformación mecánica por medio de forja, laminación en caliente o en frío, cabeceado, trefilado y es de fácil maquinado. Su disponibilidad es muy amplia en todo tipo de productos laminados en forma de barras, soleras, planchón o lámina. Tiene una amplia aplicación en la industria

automotriz, ferroviaria, minera, petrolera, construcción de maquinaria, metal-mecánica, así como aeroespacial.

Otros de sus usos típicos son la manufactura de recipientes a presión de paredes delgadas, ejes forjados (ejes de motor, ejes de bomba, ejes hidráulicos, etc.), husillos (husillos de torno, husillos de fresado, etc.), collares, abrazaderas, bonete de válvula, tornillos, tuercas, gusanos, pinzas, barras de torsión y elementos de maquinaria en general [49].

2.4.4.2 Propiedades químicas

El acero 42CrMo4 está compuesto, fundamentalmente, por los elementos que se muestran en la tabla 2.1, los cuales le confieren sus propiedades químicas, físicas y mecánicas.

Tabla 2.1 Composición química típica del 42CrMo4 (% en peso) [49].

C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo
0.38-0.43	0.75-1.00	0.15-0.35	0.035máx.	0.04máx.	0.80-1.10	0.15-0.25

2.4.4.3 Propiedades físicas.

La tabla 2.2 muestra las propiedades físicas del acero 42CrMo4, incluyendo coeficiente de expansión térmica, conductividad térmica, calor específico y resistividad eléctrica (26).

Tabla 2.2 Propiedades físicas del 42CrMo4 [49].

Propiedad	Coefficiente de Dilatación Lineal ($10^{-6}/K$)	Coefficiente de conductividad térmica ($W/m \cdot K$)	Calor específico ($J/kg \cdot K$)	Resistividad eléctrica ($\mu\Omega \cdot m$)
Valor	12.3-14.5	33.1-42.7	473-561	0.22-0.65

2.4.4.4 Propiedades mecánicas.

Entre las principales propiedades mecánicas del acero 42CrMo4 se puede mencionar que presenta una alta resistencia y templabilidad, buena tenacidad, pequeña deformación durante el enfriamiento rápido, alta resistencia a la fluencia y resistencia duradera a alta temperatura, ver tabla 2.3.

Tabla 2.3 Propiedades mecánicas del 42CrMo4 en condiciones de tratamiento térmico o trabajo en frío [49].

Acero	Resistencia a la tracción (MPa)	Esfuerzo de fluencia (MPa)	Elongación en 50 mm, %	Reducción en área, %	Dureza (HB)	Condición
42CrMo4	1020	655	17.7	46.8	302	Normalizado a 870 °C
	655	414	25.7	56.9	197	Recocido a 815 °C
	1075	986	15.5	56.9	311	Templado y Revenido a 540 °C

Tabla 2.4 Otras Propiedades mecánicas del acero 42CrMo4 [49].

Propiedad	Relación de Poisson (adim)	Módulo elástico (GPa)	Resistencia al impacto (kJ/m ²)
Valor	0.27-0.30	190-210	54.5

2.5 Tratamiento Térmico por Inducción

El calentamiento por inducción es rápido, preciso, limpio, energéticamente eficiente, controlable y repetible. El endurecimiento por inducción utiliza calor inducido y enfriamiento rápido (temple) para aumentar la dureza y durabilidad del acero. La inducción es un proceso sin contacto que produce rápidamente un calor intenso, localizado y controlable.

Con la inducción, el calentamiento puede estar localizado en sólo aquellas áreas en las que se requieren cambios metalúrgicos. Por ejemplo, los flancos,

las raíces y las puntas de los dientes de engranaje se pueden endurecer selectivamente. La optimización de los parámetros del proceso, como los ciclos de calentamiento, las frecuencias y el diseño de la bobina y el enfriamiento, dan como resultado los mejores resultados posibles.

El endurecimiento por inducción aumenta el rendimiento. Es un proceso extremadamente rápido y repetible que se integra fácilmente en las líneas de producción. Es limpio, seguro y generalmente tiene una huella pequeña. Las piezas de trabajo generalmente se tratan individualmente. Esto garantiza que cada pieza de trabajo separada se endurezca según sus propias especificaciones precisas. Como solo se calienta la parte del componente que se va a endurecer, el endurecimiento por inducción es extremadamente eficiente desde el punto de vista energético. [47,50-52]

2.5.1 Aplicaciones.

El templeado por inducción puede ser realizado en una estación de endurecimiento integrada, o en una o varias estaciones de temple separadas. La inducción se usa para endurecer numerosos componentes tales como: engranajes, cigüeñales, árboles de levas, ejes de transmisión, ejes de salida, barras de torsión, balancines, válvulas, taladros de roca, anillos de giro, pistas internas y externas.

Se emplea ampliamente en la industria automotriz para templear componentes endurecidos en la superficie, como ejes, barras y juntas. El proceso también se utiliza en la industria de tubos y tuberías para templear piezas de trabajo endurecidas. En la industria ferroviaria se emplea en tareas clave en la fabricación y mantenimiento de material rodante y rieles, tales como el precalentamiento y la soldadura de estos. Además, tiene utilidad en la construcción, reparación y mantenimiento de todo tipo de embarcaciones, y en la soldadura de electrodomésticos tales como refrigeradores, lavadoras y otros [47].

2.5.2 Tipos de tratamientos para engranajes.

Los tratamientos que se les practican a los engranajes se dan principalmente en los dientes. Estos procesos de endurecimiento proporcionan valores de dureza superficial de 50 a 64 HRC, los más comunes son:

- a) **Carburizado:** Es uno de los métodos más ampliamente usados para el endurecimiento superficial de los dientes, el engranaje cortado se coloca en un medio carburizante y se calienta, la capa superficial de los dientes del engranaje absorbe el carbono (difusión) y después de una o más horas de mantenerlo a temperatura elevada, el carbono ha penetrado para dar la profundidad de endurecido requerida.
- b) **Nitrurado:** Es un procedimiento de endurecimiento superficial que se aplica a los engranajes de acero aleado. El engranaje a nitrurar recibe un tratamiento de bonificado para darle un endurecimiento promedio. Las zonas que no van a ser nitruradas deben ser cubiertas con placas de cobre u otro material adecuado, después se coloca en el horno de nitruración calentándolo a 1000° F (538°C). El nitrurado se efectúa mediante gas de amoníaco que se descompone en nitrógeno atómico e hidrogeno sobre la superficie del acero. El nitrógeno atómico difunde lentamente en la superficie y se combina con otros elementos, para formar nitruros de extraordinaria dureza.
- c) **Endurecido con flama:** Proporciona un endurecimiento poco profundo, es por medio de una flama oxiacetilénica empleando quemadores especiales. Para obtener un calentamiento uniforme generalmente se hace girar el engranaje en la flama. El engranaje es semiendurecido y los dientes se rebajan y se les da el acabado final después de endurecerlos.
- d) **Endurecimiento por inducción:** El engrane es endurecido superficialmente por medio de corrientes alternas de alta frecuencia. El proceso consiste en enrollar una bobina de inducción alrededor de la pieza, generalmente la pieza es girada dentro de la bobina, en pocos segundos los dientes son llevados por encima de la temperatura crítica, después de este proceso el engranaje es retirado de la bobina y se le da un temple

controlado por medio de un baño de aceite de temple o por medio de rocío, o se le sumerge en un baño agitado. Antes del endurecimiento por inducción el cuerpo del engranaje se trata térmicamente.

CAPÍTULO III. MATERIALES Y MÉTODOS

En este capítulo se expone todo lo referido al procedimiento de la modelación llevado a cabo, así como los modelos conceptual y físico que permitieron fundamentar el algoritmo de cálculo propuesto.

3.1 Metodología de modelación

Diferentes metodologías se han utilizado para calcular el esfuerzo de contacto de las superficies de engranajes, incluso se han desarrollado nuevas herramientas computacionales para lograr este objetivo. La mayoría de los métodos actuales de cálculo de las tensiones de contacto de engranajes utilizan las ecuaciones de Hertz, que se derivaron originalmente para el contacto entre dos cilindros. (6)

En el caso de la presente investigación, para diseñar el algoritmo de cálculo para evaluar los esfuerzos máximos de contacto y lograr el objetivo propuesto, se siguió la metodología de modelación que se muestra en la figura 3.1.

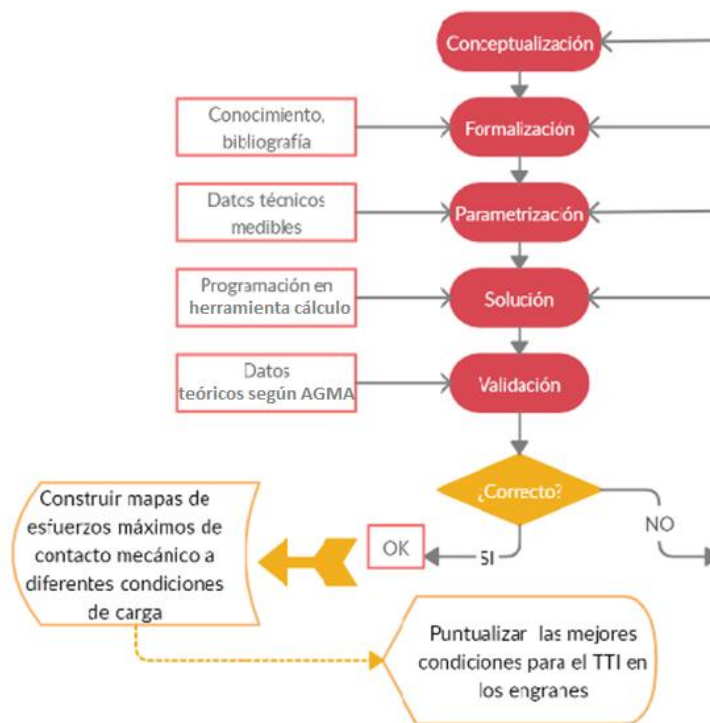


Figura 3.1. Metodología para la obtención del modelo de cálculo.

3.1.1 Conceptualización

En esta etapa se realizó una amplia revisión bibliográfica que permitió entender el proceso a modelar, definir los objetivos del modelo y realizar un modelo conceptual teniendo en cuenta una serie de consideraciones que permitieron simplificarlo. Se analizó la teoría de Hertz que es el fundamento teórico que rige el proceso en estudio

.

3.1.2 Formalización

Se formuló el modelo sobre la base de la Teoría de Hertz para contacto mecánico, analizando y estudiando cada uno de los parámetros de sus ecuaciones constitutivas y teniendo en cuenta una serie de condiciones lógicas

.

3.1.3 Parametrización

Se determinaron todos los parámetros técnicos medibles y las condiciones iniciales se puntualizaron.

3.1.4 Solución

La solución del modelo se llevó a cabo en un ordenador, en Microsoft Excel. Se resolvió el conjunto global de ecuaciones algebraicas simultáneas resultantes con respecto a las variables desconocidas, de manera que el cálculo sucedió de manera más fácil y rápida. Se determinó un valor de carga aplicada considerando longitudes variables con valores de 20, 40, 60 y 80m. Luego, por consecuencia se determinó el esfuerzo máximo compresil y el esfuerzo máximo cizallante para cada caso y finalmente la profundidad en la subsuperficie del engrane, a la cual este último surge y pudiera iniciarse el fenómeno del fallo por esfuerzos cizallantes o por fatiga.

3.1.5 Validación

Los resultados analíticos se validaron con el fin de probar qué tanto el análisis realizado por el método de cálculo teórico, aplicando el criterio de contacto Hertziano, es fiable. Se realizó una comparación entre el método que propone

Johnson [19] y el que propone Norton [55] para evaluar el semiancho de la zona de contacto, determinado los errores absolutos. Para construir los gráficos se empleó el programa computacional OriginPro 9.0.

3.2. Modelo conceptual.

El proceso que se pretende modelar es el proceso de transmisión de movimiento dado en el sistema de engranajes principales producto del contacto entre el piñón y el engrane, en un aerogenerador de grandes dimensiones.

Para una mejor descripción, existe entre los dientes una fuerza normal a los perfiles en el punto de contacto producida por el empuje del diente perteneciente al engrane conductor o motriz sobre el engranaje conducido, y una fuerza de fricción entre los flancos debido a la fricción dinámica y el deslizamiento relativo de los flancos. En el caso que se presenta esta última se considera despreciable. Ambas fuerzas se asumen distribuidas a lo largo del diente [53].

Sobre esta base y la teoría de la mecánica de contacto se construye el modelo conceptual que se muestra en la figura 3.2 teniendo en cuenta, fundamentalmente, las variables de entrada y salida que definen el modelo, y pensando en consideraciones que permitirán su simplificación.

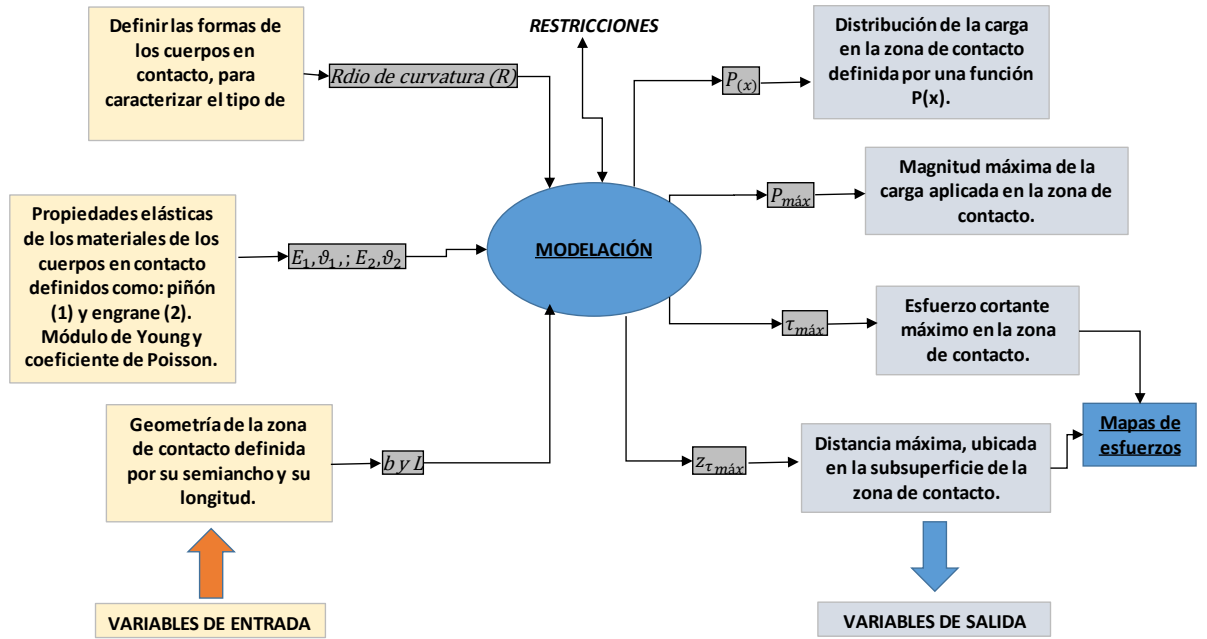


Figura 3.2. Modelo conceptual

Una vez estudiado el modelo conceptual y todas las variables se definen entre los objetivos principales del modelo los siguientes:

1. Obtener la distribución de presión asociada a la zona de contacto.
2. Determinar los esfuerzos máximos y su posición en el engrane

3.3 Modelo físico.

A lo largo de este trabajo, se propone un modelo de cálculo por método analítico que se basan en el modelo físico de una transmisión de engranajes cilíndricos para ejes paralelos, como el que se muestra en la figura 2.3. Hertz [54] estableció que cuando dos cilindros en contacto con diámetros d_1 y d_2 y de longitud L se presionan con una fuerza F se obtiene un área de contacto en forma de un rectángulo de ancho $2b$ y de longitud L y la distribución de la presión es semielíptica tal como se muestra en la Figura 3.3. Muchos autores coinciden en que el modelo de Hertz es una muy buena aproximación para determinar los esfuerzos de contacto actuantes en los flancos de los dientes del engranaje, y por tanto es el que se aplica en el caso de estudio [19-21].

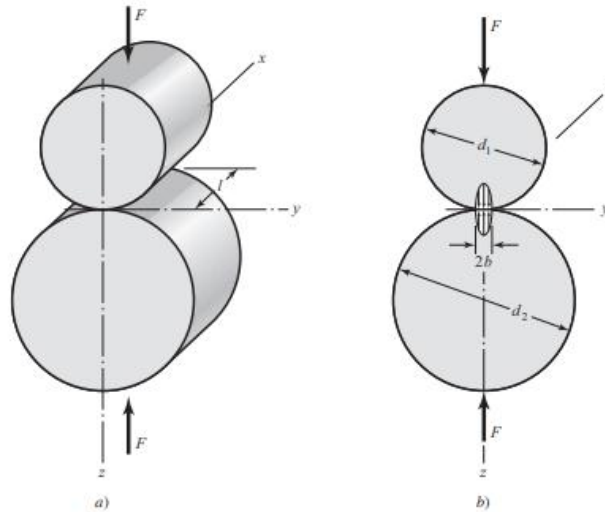


Figura 3.3. a) y b) Modelo físico representativo del contacto entre dos cilindros circulares rectos [19].

3.4 Hipótesis y consideraciones.

El modelo analítico para el cálculo de los esfuerzos de contacto que se desarrolló tiene como base las siguientes hipótesis:

1. Engranajes rectos de acero 42CrMo4
2. Se realizará un análisis estático.
3. Las cargas aplicadas sobre los cuerpos producen en la zona de contacto sólo deformaciones elásticas.
4. Las cargas normales se distribuyen uniformemente a lo largo de la línea de contacto.
5. Los materiales de los cuerpos en contacto son homogéneos e isotrópicos.
6. El radio de la superficie de contacto es muy pequeño en comparación con el radio de curvatura de los cuerpos.
7. La superficie de contacto entre los cuerpos es lo suficientemente lisa para que no existan tensiones tangenciales (no fricción)
8. Se consideran no lubricados

Se considera trabajar con este diseño de engranajes ya que es la geometría más sencilla a partir de la cual es muy fácil extrapolar el diseño a cualquier otro tipo de engranaje, lo que en este caso facilita además los cálculos. Igualmente considerar el caso en estudio bidimensional, ya que tomando como referencia

las 3 dimensiones sería necesario aplicar métodos numéricos para poder solucionarlo.

La velocidad del engrane lo suficientemente grande y la rugosidad lo suficientemente pequeña, ya que de este modo se puede desprejar la influencia de la fricción. Si se considera la presencia de un lubricante y la rugosidad se pueden introducir notables distorsiones que arrojarían una distribución de presiones diferentes al perfil de presiones hertzianas, lo que va totalmente en desacuerdo con el planteamiento del proyecto.

Los materiales de los cuerpos en contacto son homogéneos e isótropos lo que respecta a que sus propiedades serán constantes en cualquier punto en una misma dirección y a su vez tendrán iguales propiedades en cualquier plano que pase por un punto específico.

Se asume que serán deformaciones elásticas que siguen la ley de Hook, es decir, la relación entre las tensiones y las deformaciones es lineal, y además la línea de contacto es constante a lo largo del engrane.

Tal y como plantea Johnson [14], se considera que el semiancho b es mucho menor que el radio R de los cuerpos en contacto, lo que permite desprejar los efectos de la fricción que se da por los microdesplazamientos que tienen lugar durante el tiempo de carga, y más aún se desprejan los que ocurren en la dirección tangencial, es decir, los puntos de contacto solo se desplazan en dirección perpendicular a la superficie plana. Cabe destacar que en un caso real la fuerza de fricción si está presente y tiene un valor variable, según las características de los materiales o de las capas de lubricación.

3.5 Parámetros

Los esfuerzos introducidos en el punto de contacto entre dos superficies dependen en gran medida de la geometría de las superficies en contacto y de las propiedades del material, así como de la carga normal aplicada. Los parámetros se muestran en las tablas 3.1 y 3.2, mostrando los datos correspondientes al piñón con el subíndice número 1 y para el engrane el número 2.

Tabla 3.1. Propiedades del material de los elementos del sistema

Parámetro	UM	Piñón (1)	Engrane (2)
Material		42CrMo4	
Coefficiente de Poisson (ν)		0.3	
Módulo de Young (E)	GPa	210	

Tabla 3.2. Parámetros geométricos de los elementos del sistema.

Parámetro	UM	Piñón (1)	Engrane (2)
Radio de curvatura (R)	m	0,24	0,24
Ángulo de presión	grad	20	20
Ancho del diente	m	0,8	0,8

3.6 Formalización del modelo

Cuando dos cilindros se ponen en contacto se genera una distribución de presión con geometría semielíptica de semiancho b y su huella es rectangular con área $A=2b*L$, como se presenta en la figura 3.4. En el centro de la semielipse se alcanza la presión máxima por contacto $P_{m\acute{a}x}$ y en los extremos b y $-b$, es igual a cero. [55]

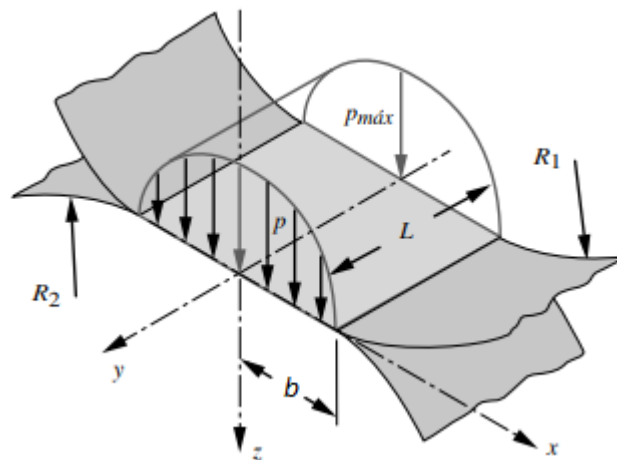


Figura 3.4 Prisma elipsoidal de distribución de la presión, para contacto cilíndrico.

Bajo el supuesto de que la fuerza de fricción es muy pequeña comparada con la fuerza normal en la zona de contacto de modo que se puede despreciar la distribución tangencial, es decir, se suponen las restricciones de contorno iniciales establecidas por Johnson [19], la ecuación que rige el contacto mecánico se puede expresar en términos de una integral de función de presión:

$$F = 2L \int_{-b}^b P(x) dx \quad (3.1)$$

donde el semiancho de la zona de contacto, considerando a F por unidad de longitud, se define como:

$$b = \sqrt{\frac{4FR}{\pi E^*}} \quad (3.2)$$

Norton [55] propone la ecuación que define el semiancho de contacto como:

$$b = \sqrt{\frac{2FM_1 + M_2}{\pi L B}} \quad (3.3)$$

La carga aplicada F sobre la zona de contacto entre dos cilindros es equivalente al área de la mitad del prisma y se define por la ecuación:

$$F = \frac{1}{2} \pi b L P_{m\acute{a}x} \quad (3.4)$$

Por lo que la presión máxima se define como:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi b L} \quad (3.5)$$

3.6.1 Determinación de las variables medibles

Para determinar las variables medibles se definen las constantes M_1 y M_2 del piñón y el engrane, respectivamente, para relacionar las propiedades elásticas y se obtiene que:

$$M_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad (3.6)$$

$$M_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.7)$$

La constante B para relacionar los radios de curvatura, se define como:

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.8)$$

3.7 Definición del algoritmo de cálculo.

Sobre la base del modelo físico definido y del análisis profundo de las expresiones expuestas, quedó definido el algoritmo o modelo de cálculo (figura 3.2) para evaluar los esfuerzos máximos de contacto. Se tuvieron en cuenta todas las consideraciones y restricciones que proponen K.L. Johnson [19] y otros autores [20,21,43,45].

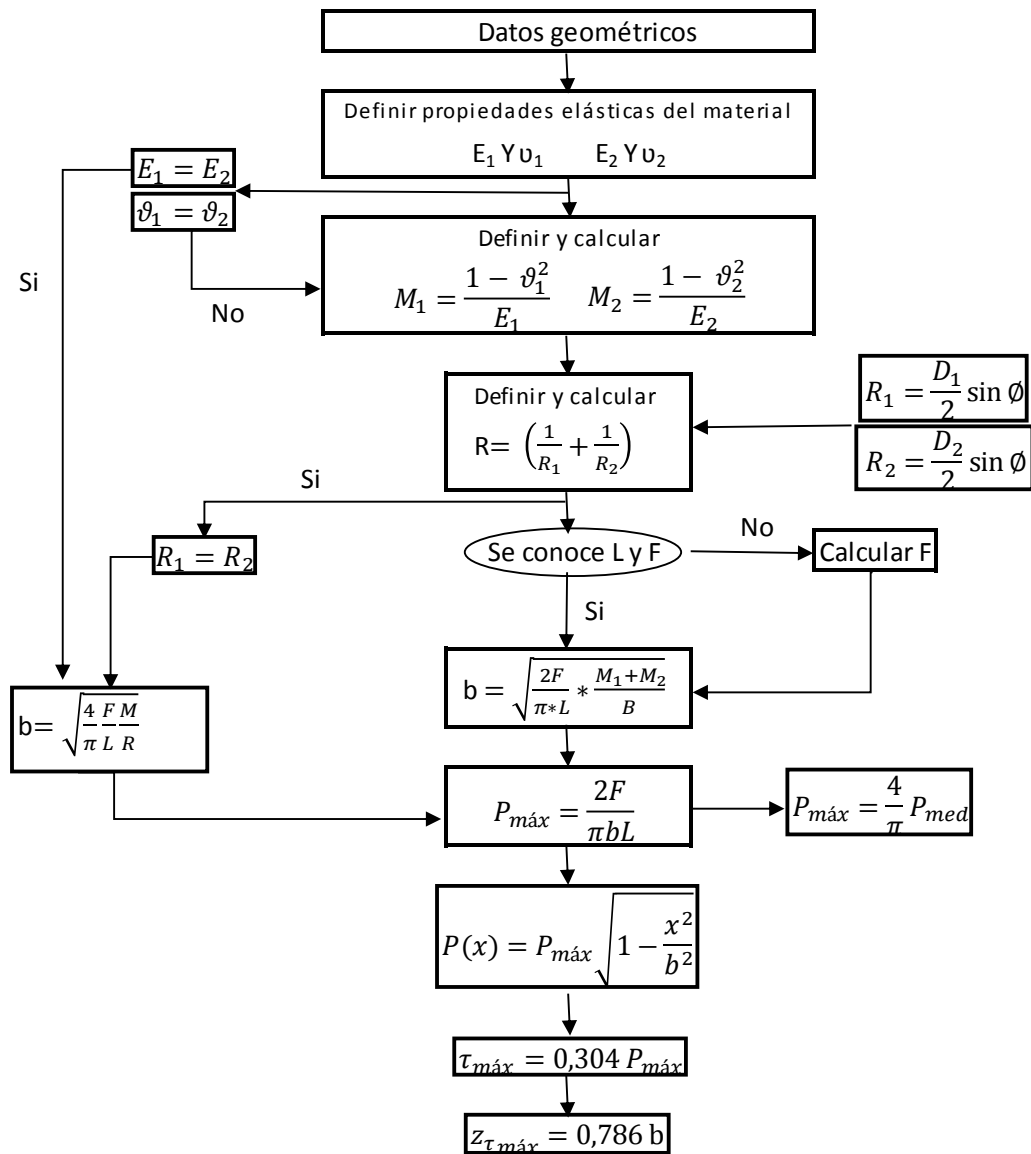


Figura 3.5 Algoritmo de cálculo

CAPÍTULO IV. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan todos los resultados obtenidos, así como la discusión de estos para mayor entendimiento del trabajo realizado.

4.1 Resolución del algoritmo de cálculo

Inicialmente se definieron las constantes que relacionan las propiedades del material y la geometría de la zona de contacto. En el caso del presente estudio, dado que tanto el piñón como el engrane son del mismo material, se considera $M_1=M_2=8.33 \cdot 10^{-12} \text{ Pa}^{-2}$ y $R_1=R_2= 0.24 \text{ m}$ (ver Ec. 3.3, 3.4 y 3.5).

Las longitudes de las aspas L_1 toman valores desde 5 hasta 80 m y se evalúa su incidencia en los esfuerzos de contacto cuando la fuerza motriz del aire contra las aspas F_{ma} se consideran desde 200 N y hasta 1000 N, según el diseño experimental propuesto a partir de la información proporcionada por una importante empresa fabricante de engranes de alta dimensión [53]. Por último, la longitud o ancho del engrane que coincide con la longitud del cilindro L es de 0.8 m y la longitud L_2 de la corona es de 0.3 m

Las unidades que se manejan son las siguientes

- ✓ Longitudes: metros (m)
- ✓ Fuerzas: Newton (N)
- ✓ Esfuerzos: (N/m²)

4.2 Cálculo de la fuerza normal que incide en la zona de contacto.

Para determinar la fuerza que incide en la zona de contacto fue necesario considerar el aspa como una viga rectangular, sin considerar la geometría aerodinámica de la misma con el fin de simplificar el modelo. Se conoce como dato que el aerogenerador trabaja bajo ciertas condiciones: genera una potencia de 9.5 MW, el rotor de baja gira a una velocidad de 30 rpm y el viento incide en las aspas con una velocidad de 100 km/h [53].

En la condición de trabajo deberá siempre existir un equilibrio dinámico entre el elemento motriz (hélice) y el elemento resistente (torque electrodinámico o freno), o sea $M_{ma}=M_{rg}$.

El torque resistente del generador, uno de los componentes del par, es debido al efecto de la reacción de inducido o armadura del generador que produce una fuerza electromagnética generada por la interacción del campo en el entrehierro y la corriente del estator. Esta fuerza electromagnética es tangente a la superficie del rotor y es la que produce el torque resistente o efecto de freno del rotor del generador.

Con el apoyo de los Anexos 1 y 2 y a partir de los datos brindados [53], se procedió a calcular la magnitud de la fuerza F_{rg} , equivalente a la carga normal aplicada, mediante la ecuación 4.3:

$$M_{ma} = M_{rg} \tag{4.1}$$

$$F_{ma} * L_1 = F_{rg} * L_2 \tag{4.2}$$

$$F_{rg} = \frac{F_{ma} * L_1}{L_2} \tag{4.3}$$

De esta manera se obtiene para cada valor de longitud de aspa un valor de carga aplicada y los resultados se reflejan en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Valores de carga para cada valor de longitud propuesto.

L₁(m)	F_{ma} (N)	F_{rg} (N)
5	200	3333.3
10	300	10000
20	400	26666.7
30	500	50000
40	600	80000
50	700	116666.7
60	800	160000
70	900	210000
80	1000	266666.7

Al graficar los valores de la tabla 4.1, tal como se muestra en la figura 4.1, se puede observar como a medida que aumenta la longitud del aspa, aumenta la carga normal que incide sobre el sistema de engranaje. Esto se debe a que al incrementar el tamaño de las aspas la fuerza del viento tiene mayor incidencia en el extremo de las mismas, lo que aumenta el brazo de palanca y por tanto se incrementa la fuerza normal que incide en el sistema de engranaje.

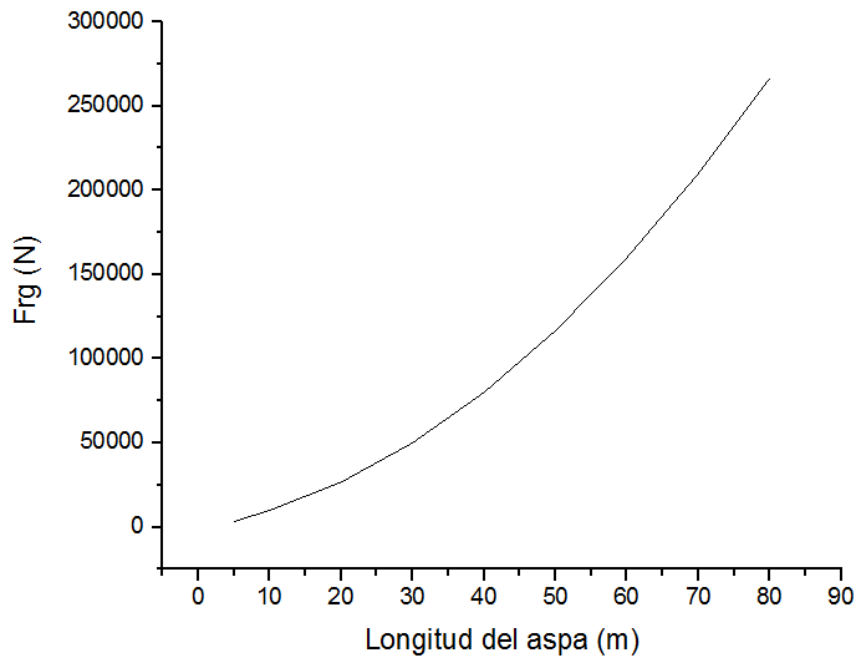


Figura 4.1 Gráfico de carga normal vs longitud del aspa.

4.2.1 Cálculo de la fuerza nominal que incide en la zona de contacto.

Para establecer un punto crítico de diseño se determinó la fuerza nominal F_{RG} considerando el valor crítico que pudiera tener la longitud del aspa, 80 m. Para ello se partió de las siguientes ecuaciones:

$$P = M * \omega \quad (4.4)$$

Donde:

$$\omega = 2\pi * \eta \quad (4.5)$$

Sustituyendo y despejando las ecuaciones (4.4) y (4.5) se obtiene que:

$$M = \frac{P}{2\pi * \eta} = 3025477.7 \text{ Nm} \quad (4.6)$$

Como el momento M es igual a la fuerza por el brazo de palanca:

$$M = F_{MA} * L_1 \quad (4.7)$$

se obtiene que el valor de la fuerza nominal F_{MA} es de 37818.5 N y aplicando la ecuación (4.3) se obtiene que el valor de F_{RG} nominal es de 10084925.7 N.

4.3 Cálculo de esfuerzos máximos de contacto hertzianos y su posición en la subsuperficie del engrane.

Siguiendo el algoritmo se calcularon el semiancho de la zona de contacto y los esfuerzos compresiles y cizallantes, además de la profundidad a la que este último se encuentra en la subsuperficie del engrane, obteniéndose los valores que se muestran en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 Valores de semiancho de la zona de contacto y esfuerzos compresiles y cizallantes, para cada longitud de aspa propuesta.

b (10⁻³ m)	P_{máx} (Pa)	T_{máx} (Pa)	Z_{máx} (10⁻³ m)
0.20	13554831.76	4120668,85	0.15
0.34	23477657,29	7137207,82	0.27
0.55	38338853,82	11655011,56	0.44
0.76	52497637,66	15959281,85	0.60
0.96	66404842,71	20187072,18	0.75
1.16	80191466,13	24378205,70	0.91
1.36	93910629,17	28548831,27	1.07
1.55	107588141,69	32706795,07	1.22
1.75	121238100,94	36856382,69	1.38
10.77	745574610,17	226654681,49	8.46

Los últimos valores tabulados son correspondientes a la longitud de aspa de 80m y a los valores de F_{MA} y F_{RG} nominales, arrojando para un semiancho de $10.77 \times 10^{-3}m$, una presión máxima de 745 MPa. El esfuerzo máximo cizallante de 226 MPa se tiene a la profundidad $8.46 \times 10^{-3}m$ en la subsuperficie del engrane.

La distribución de presiones que se obtiene a partir de esta información queda reflejada en el grafico que se presenta en la figura 4.2.

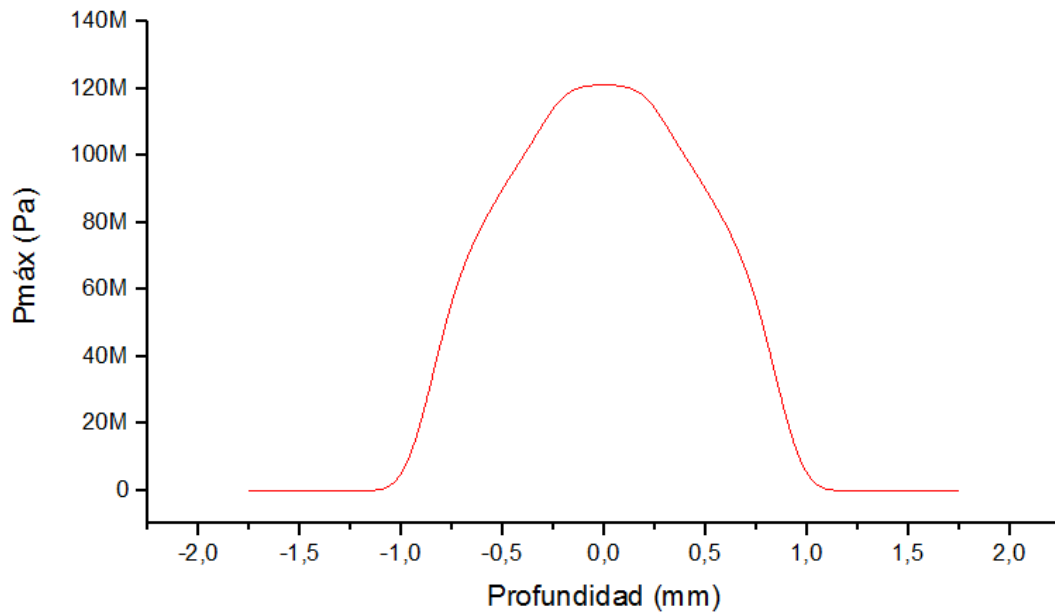


Figura 4.2 Gráfico de distribución de presiones

Como se muestra el gráfico de la figura 4.2, se obtiene una curva de distribución de presiones semielíptica tal y como lo plantea Hertz [19,54]. En las zonas donde los valores de b son tan bajos no se aprecia una distribución de presiones diferentes debido a que no existe contacto mecánico en esa zona.

Ahora bien, teniendo en cuenta que la resistencia a la fluencia para el acero 42CrMo4 es de 655 MPa en condiciones de normalizado y 986 MPa templado, se puede decir que el esfuerzo máximo compresil de 121 MPa, obtenido para el caso de una longitud de aspa de 80m y una carga normal aplicada de 266666.7N, está muy por debajo de los valores antes mencionados (ver figura

4.3). Eso quiere decir que la transición de la deformación elástica a plástica no corre riesgo de ser abrupta, es decir, aunque haya un incremento correspondiente en el esfuerzo máximo de contacto el material será capaz de resistir.

En el caso crítico de una presión de contacto compresil máxima de 745 MPa que corresponde al valor nominal del esfuerzo máximo obtenido para una longitud de aspa de 80m, ésta sobrepasa el esfuerzo de cedencia del material tratado por normalizado, pero aun así se encuentra por debajo del valor que se reporta para cuando el material es tratado por temple y revenido.

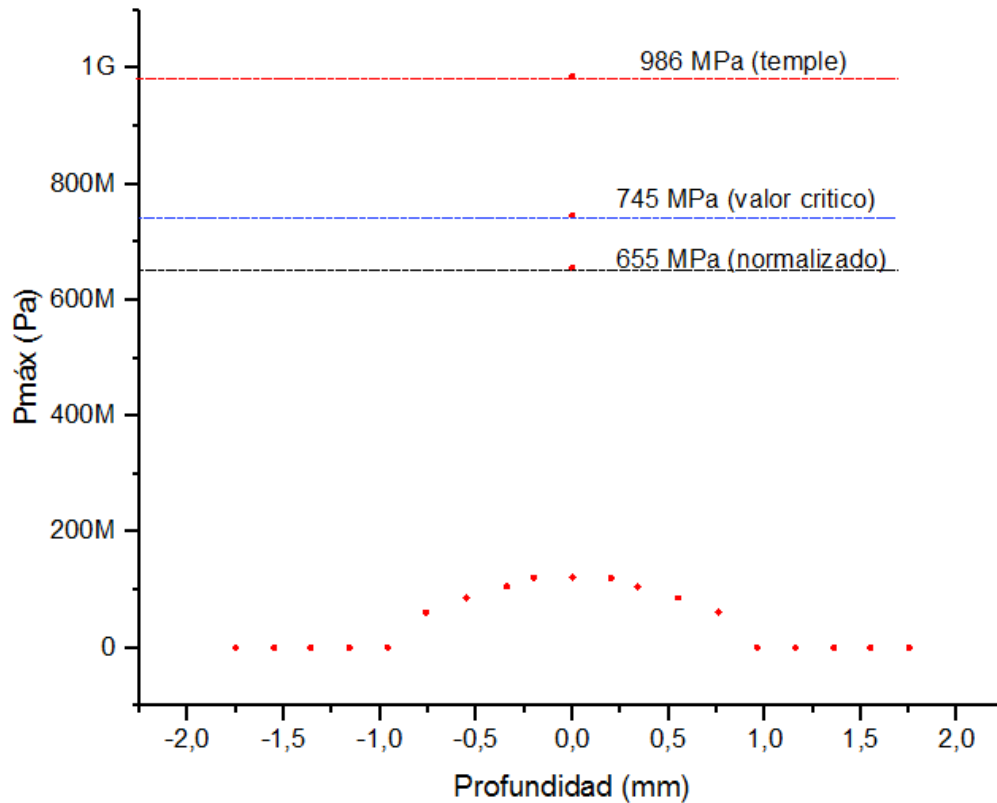


Figura 4.3 Gráfico de distribución de presiones

4.4 Validación del modelo.

En una primera instancia para verificar el modelo se determinaron los esfuerzos máximos de contacto y la profundidad por la variante que propone Johnson [19] por la ecuación (3.2) y la que propone Norton [55] con la ecuación (3.3). La

tabla 4.3 muestra los resultados obtenidos para el semiancho de la zona de contacto y la profundidad, y los errores absolutos.

Tabla 4.3 Valores de semiancho de la zona de contacto y profundidad, para cada longitud de aspa propuesta.

b (10⁻³ m)		Error absoluto (10⁻³ m)	z_{máx} (10⁻³ m)		Error absoluto (10⁻³ m)
Johnson	Norton		Johnson	Norton	
0.20	0.22	0.02	0.15	0.17	0.02
0.34	0.38	0.04	0.27	0.30	0.03
0.55	0.62	0.07	0.44	0.49	0.05
0.76	0.85	0,9	0.60	0.67	0.07
0.96	1.07	0.11	0.75	0.84	0.09
1.16	1.30	0.14	0.91	1.02	0.11
1.36	1.52	0.16	1.07	1.19	0.13
1.55	1.74	0.18	1.22	1.37	0.14
1.75	1.96	0.21	1.38	1.54	0.16
10.77	12.04	1.27	8.46	9.46	1.00

Las pequeñas diferencias que existen entre un método y el otro, las cuales están en un rango de 10%, pueden deberse en primer lugar a que, en los problemas de contacto, la región real de contacto entre las superficies no se conoce con exactitud. Dependiendo de las cargas, los materiales y las condiciones de contorno, junto con otros factores, las superficies pueden entrar y salir de contacto entre sí de una manera, en gran medida, impredecible. En segundo lugar, la mayoría de los problemas de contacto necesitan tener en cuenta la fricción y la acción de un agente lubricante para mayor exactitud del modelo.

CONCLUSIONES

- ✓ Se revisaron los modelos de cálculo contemplados en las normas internacionales de diseño ISO-6336 y AGMA-2001-D04, y se verificaron sus hipótesis de partida encontrando que entre ambas existe una inconsistencia en cuanto a la definición del punto crítico de contacto, problemática fundamental en el contacto mecánico.
- ✓ Se desarrolló un modelo matemático basado en un algoritmo de cálculo fundamentado en la teoría de Contacto Mecánico de superficies no conformantes o tipo Hertziano que permite calcular de manera rápida los esfuerzos máximos de contacto, tanto compresiles como tangenciales.
- ✓ El modelo permite calcular la posición del plano donde actúan los esfuerzos cizallantes máximos en la zona subsuperficial de la zona de contacto de los dientes de los engranes.
- ✓ La comprobación del modelo aquí presentado puede tener una confiabilidad arriba del 90%. Las diferencias encontradas entre los dos métodos analizados están en un orden de 10%.
- ✓ Con los resultados obtenidos, se puede retroalimentar los procesos de manufactura de los engranes de alta dimensión para definir el espesor crítico de endurecimiento superficial a fin de que los esfuerzos máximos siempre estén dentro de la zona endurecida.
- ✓ Con el desarrollo de este proyecto se beneficia la colaboración universidad-industria en áreas prioritarias de desarrollo tanto nacional como internacional. Así mismo, se genera recurso humano altamente especializado.

RECOMENDACIONES PARA ESTUDIOS A FUTURO.

- ✓ Con el continuo desarrollo de aerogeneradores de mayor capacidad y mayores dimensiones, se recomienda continuar con estos estudios, considerando longitudes de aspa de mayor longitud, velocidades del viento mayores e incluir factor geométrico aerodinámico de las aspas.
- ✓ Considerar la fricción para futuros trabajos aun sabiendo lo difícil que resulta el modelado al tenerla en cuenta.
- ✓ Tener en cuenta la acción de un agente lubricante y de la rugosidad, que son factores importantes que influyen considerablemente en la definición de los esfuerzos de contacto mecánico.

Referencias

- [1] Global Wind Energy Council (GWEC). Wind in numbers. En: <https://gwec.net/global-figures/wind-in-numbers/> y <https://gwec.net/wpcontent/uploads/2019/04/GWEC-Global-Wind-Report-2018.pdf>. Consultados el día 01-01-2020.
- [2] A. Pérez-Unzueta. Notas del Curso de TRIBOLOGÍA. Posgrado FIME UANL, México. 2019.
- [3] W. Zeping “Stresses and deformations in involute spur gears by finite element method”, Thesis for the Degree of Master of Science, Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan, October 2004.
- [4] ANSYS. Structural Analysis Software. En: <https://www.ansys.com/products/structures>. Consultado el día 02-01-2020.
- [5] J. Carrero Blanco, M. Estrems y H.T. Sánchez, “Método semianlítico para la mecánica del contacto entre el eje y la chumacera en un vehículo sumergible”, Departamento de Ingeniería de Materiales y Fabricación. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, Universidad Politécnica de Cartagena, Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería 2016;32(4):240–25, 2015.
- [6] Haidar F. AL-Qrimli, y otros. “Times Three Dimensional Spur Gear Static Contact Investigations Using Finite Element Method”. Published by Canadian Center of Science and Education, Modern Applied Science; Vol. 10, No. 5; 2016, ISSN 1913-1844 E-ISSN 1913-1852, April 2016.
- [7] American gear Manufacturers Association (AGMA). Gears. En <https://www.agma.org/standards/> Consultado el día 03-01-2020.
- [8] Q. Wen, Q. Du and Z. Xiaochen. An analytical method for calculating the tooth surface contact stress of spur gears with tip relief. International Journal of Mechanical Science. 151. IJMECSCI (2018), 11, 007.
- [9] G. Enríquez-Harper. “Tecnologías de generación de energía eléctrica”. Edit. LIMUSA. México, 2009. pp 13-19.
- [10] L.T.C. Rolt. The Steam Engine of Thomas Newcomen. Ashbourne, U.K. 1997.
- [11] J.C. Vega de Kuyper y S. Ramírez. Fuentes de Energía, Renovables y No Renovables. Edit. Alfaomega. México 2018.
- [12] C. Álvarez Maciel. Biocombustibles: desarrollo histórico-tecnológico. Economía Informa. Núm. 359 (julio-agosto 2009). México.
- [13] Global Wind Energy Council (GWEC). Buenas perspectivas para la energía eólica: 800 GW en 2021 según GWEC. En: <https://gwec.net/buenas->

perspectivas-para-la-energia-eolica-800-gw-en-2021-segun-gwec/. Consultado el 03-01-2020.

[14] M. Ginsberg. Harness It. Renewable Energy Technologies and Project Development Models Transforming the Grid. BEP Press. USA, 2019

[15] S. Bhattacharya. Design of Foundations for Offshore Wind Turbines. Ed. John Wiley & Sons. USA, 2019.

[16] Textos Científicos.com. TURBINAS EÓLICAS. En: <https://www.textoscientificos.com/energia/turbinas>. Consultado el día 04-01-2020.

[17] S. Matthiesen and M. Schacknies. Wind Turbines—Components and Design Basics. ENERCON. France, 2009.

[18] J. Legerén. Tesis. Diseño de Sistema Pitch pasiva para aerogeneradores en entornos urbanos. Universidad Politécnica de Madrid, España, Julio 2014.

[19] K.L.Johnson. Contact Mechanics. University of Cambridge Press. U.K. 1985.

[20] J.Halling. Principles of Tribology, Ed. Macmillan Education, LTD. UK. 1978,

[21] I. Hutchings and P. Shipway. Tribology. Friction and Wear of Engineering Materials. 2nd Edit. Butterworth-Heinemann. U.K., 2017.

[22] J.C.Suárez, F. Salazar, I.F.Nava. Análisis de esfuerzo de contacto en engranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computadora”. Científica, vol. 16, núm. 1, enero-marzo, 2012, Instituto Politécnico Nacional Distrito Federal, México. pp. 25-32.

[23] International Organization for Standardization (ISO). Standard ISO 6336-5:2016: Calculation of load capacity of spur and helical gears. Suiza, 2016.

[24] American Gear Manufacturers Association (AGMA). Standards D04. Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. USA, 2001.

[25] C.M.Rodríguez, F.E.González, G.A.Tarnowskia, H.Bordóna, M. R.Rosenbergerc y C. E. Schvezovc. Análisis de esfuerzos durante el contacto mecánico de materiales elásticos. ANALES de la Sociedad Física Argentina (AFA). AFA, Vol. 27. Nr.4, Enero 2017 (pp. 127-133).

[26] N.Mendoza-Cerón y M.Rodríguez-Castillo. Diseño de un rotor eólico tipo Darrieus helicoidal. Revista de Ingeniería Mecánica, Junio 2017 Vol. 1 No.2, 34-41, Instituto Tecnológico de Pachuca, México.

[27] S. J. Carro, S. F. Flores, y N. I. Flores. Análisis comparativo de diseño bajo normas AGMA y por Método del Elemento Finito para engranes rectos. Coloquio Internacional de Investigación Multidisciplinario CIM-2011, Orizaba, Ver. México. 2011.

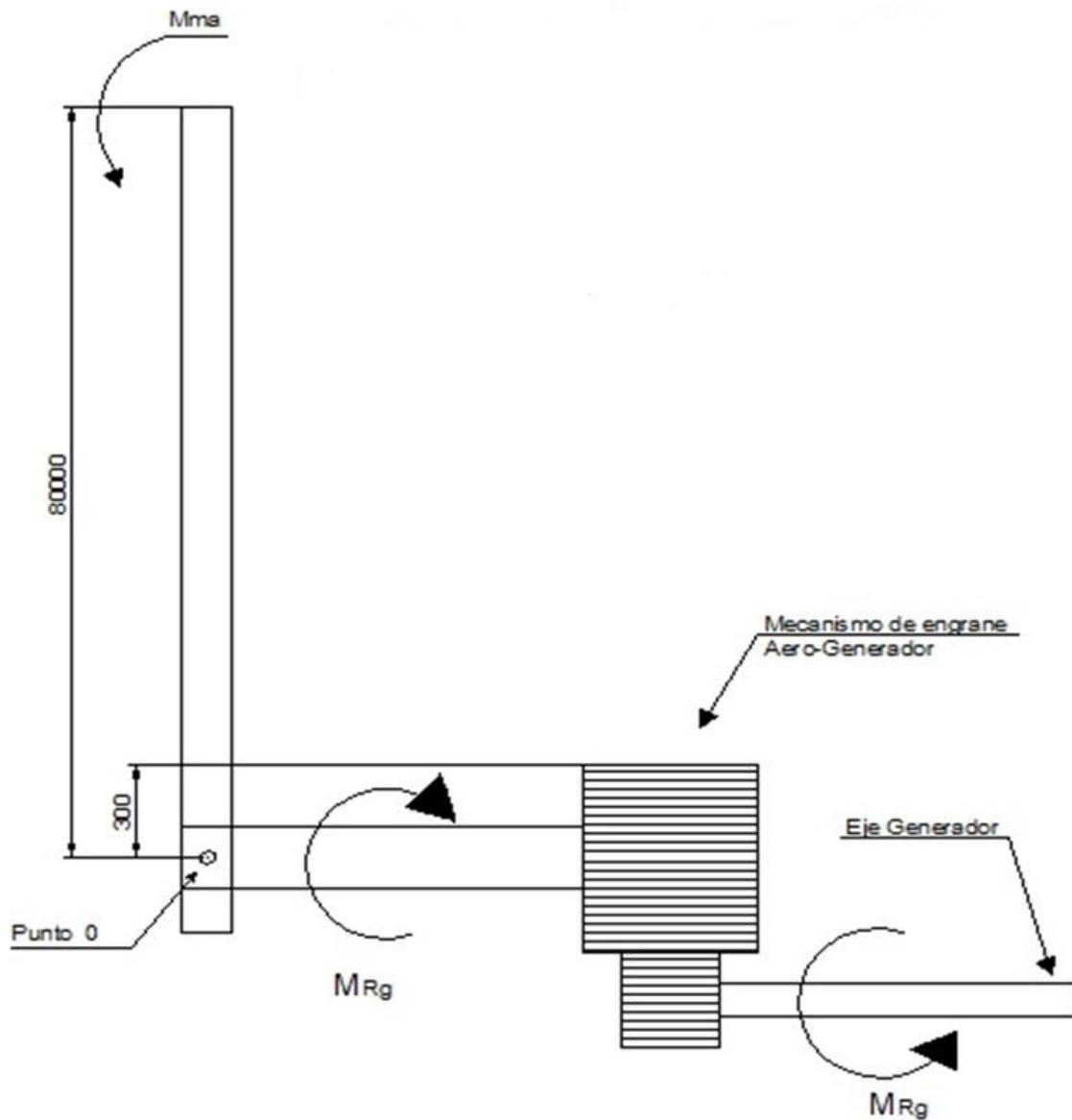
[28] I. Atanasovska, V. Nikolić-Stanojlović, D. Dimitrijević, D. Momcilović, Finite element model for stress analysis and nonlinear contact analysis of helical gears. Scientific Technical Review Vol. LVIX (2009). Serbia. (pp61–68).

- [29] W.A. Glaeser and S.J. Shaffer. Contact Fatigue. En: ASM Handbook, Volume 19: Fatigue and Fracture. ASM International. USA, 1996, (pp 331-336).
- [30] M.Ciavarella and P.Decuzzi. The state of stress induced by the plane frictionless cylindrical contact. I. The case of elastic similarity. International Journal of Solids and Structures Vol. 38. June 2001 (pp 4507-4523).
- [31] L.L.Hurtado. Modelamiento teórico y modelamiento empírico de procesos, una síntesis. Universidad Autónoma de Colombia, Ciencia y Técnica Año XII, No. 31, agosto de 2006
- [32] M.Slogén. Contact Mechanics in Gears. A Computer-Aided Approach for Analyzing Contacts in Spur and Helical Gears. M.Sc.Thesis. Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2013
- [33] D. Mingardi. Numerical Models for Induction Hardening of Gears. M.Sc. Course in Electrical Eng. Sup.: Prof. F. Dughiero, Università Degli Studi di Padova, Department of Industrial Engineering, 2013.
- [34] C.M.Rodriguez, F.E.Gonzalez et.al. Stress analysis during the mechanical contact of elastic materials. ANALES de la Sociedad Física Argentina (AFA). AFA, Vol. 27. Nr.4, Enero 2017 (pp. 127-133).
- [35] M.E.Amestoy. Modelo de cálculo a presión superficial de engranajes cilíndricos de perfil de evolvente. Tesis Doctoral, Universidad de Murcia, Cartagena, España, 1998.
- [36] V.I.Medvedev, et.al. Mathematical model and algorithm for contact stress analysis of gears with multi-pair contact. Mechanism and Machine Theory. Elsevier Vol. 86, abril 2015.
- [37] I.González-Pérez, J.L.Iserte and A.Fuentes. Implementation of Hertz theory and validation of a finite element model for stress analysis of gear drives with localized bearing contact. Mechanism and Machine Theory. Elsevier. Vol. 46, june 2011 (pp765-783).
- [38] E.Olsson, A.Olander and M.Öberg. Fatigue of gears in the finite life regime. Experiments and probabilistic modelling. Engineering Failure Analysis. Volume 62, April 2016, (pp 276-286).
- [39] R. Errichello. Gear Bending Fatigue Failure and Bending Life Analysis. En: Encyclopedia of Tribology. 2013 Edition. Editors: Q.J.Wang and Y.W.Chung. Springer. U.K. 2013.
- [40] G.González-Rey. Estimating gear fatigue life. Gear Solutions. Vol. 7. 2006. (pp. 82-88).
- [41] Arisbeth Sias-Chacon. Fundamental Study on Mechanical Properties of High Strength Steels Processed by Quenching and Partitioning. En: Berichte aus dem Institut für Eisenhüttenkunde Vol. 1. Ed. Shaker, RWTH Aachen Institut für Eisenhüttenkunde. Germany, 2017.

- [42] T.T. Krenzer and J.W. Coniglio. Gear Manufacture. In: ASM Handbook, Vol 16 Machining. ASM International. USA 2005, Chapter 6, pp 129-137, 330-355.
- [43] E. J. Shigley, y C. R. Mischke, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ª ed., McGrawHill, México, 2002.
- [44] A.C.Ugural, Mechanical Design An Integrated Approach, International Edition, McGrawHill, New York, USA, 2004.
- [45] E. Buckingham, Analytical Mechanics of Gears, McGrawHill, New York, USA, 1949.
- [46] American Gear Manufacturers Association. Norma AGMA 1012-F90, Gear Nomenclature, Definitions of Terms with Symbols, Virginia, USA, 1990.
- [47] EFD. Engranés de Gran Dimensión. Temple de anillos grandes y engranajes. Una guía sobre los beneficios del calentamiento por inducción. En www.efd-induction.com. Consultada el 16 de marzo 2020
- [48] J.R. Davis & Associates, Gear Materials, Properties, and Manufacture, ASM, USA, 2005, chapter 5, pp 98-104.
- [49] AISI. Propiedades, químicas, físicas y mecánicas del AISI 4140. <http://www.acerosespeciales.net/aisi4140.html> y <https://www.materialmundial.com/sae-aisi-acero-4140-ficha-tecnica-propiedades/> Consultadas 15 de marzo 2020.
- [50] Arisbeth Sias-Chacon. Desarrollo de propiedades mecánicas de un nuevo acero Ni-Cr para la fabricación de anillos para componentes mecánicos. Tesis de Maestría. FIME UANL, abril 2013.
- [51] V. Rudnev. Induction Hardening of Gears and Critical Component. GEARTECHNOLOGY, September/October 2008.
- [52] V. Rudnev, et.al. Induction heating helps put wind turbines in high gear. Heat Treating Progress. September 2009.
- [53] Arisbeth Sias-Chacon. Comunicación privada. Noviembre 2019.
- [54] H. Hertz. Über die Berührung fester Elastischer Körper". Gessamelte Werke, vol. 1, Leipzig, Germany, 1985.
- [55] Norton. Solution Manual for Machine Design. 4th Edit. USA.

ANEXOS

Anexo 1. Vista lateral esquemática del aerogenerador



F_{ma} : Fuerza motriz del aire contra la paleta

M_{ma} : Momento motriz (torque motriz producido por la F_{ma})

M_{Rg} : Momento resistente del generador (freno electrodinámico)

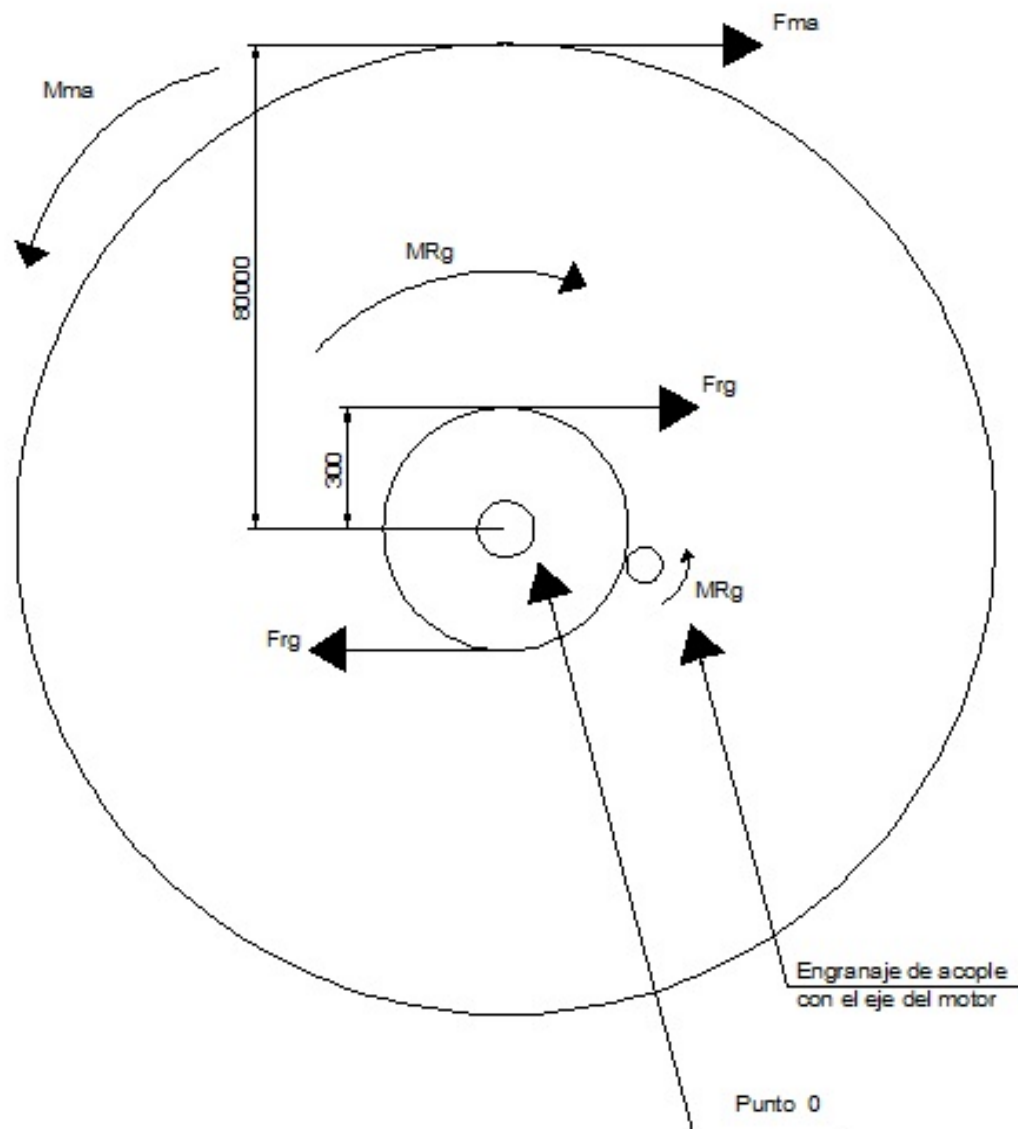
F_{Rg} : Fuerza electromecánica de reacción de inducido de parte del generador

80000: Radio de las aspas 80 mts.

300: Radio del engranaje amplificador 0.3 mts.

Todas las medidas mostradas son en milímetros (mm)

Anexo 2. Vista frontal esquemática del aerogenerador



F_{ma} : Fuerza motriz del aire contra la paleta

M_{ma} : Momento motriz (torque motriz producido por la F_{ma})

M_{Rg} : Momento resistente del generador (freno electrodinámico)

F_{Rg} : Fuerza electromecánica de reacción de inducido de parte del generador

80000: Radio de las aspas 80 mts.

300: Radio del engranaje amplificador 0.3 mts.

Todas las medidas mostradas son en milímetros (mm)