



**UNIVERSIDAD MICHOACANA  
DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO**



**FACULTAD DE INGENIERÍA  
MECÁNICA**

**DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO**

**“DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y  
REGULACIÓN DE UN AEROGENERADOR DE  
BAJA POTENCIA.”**

**TESIS**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN  
INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:**

**ING. JORGE OMAR GARCÍA RIVERA**

**ASESOR:**

**DR. JUAN FELIPE SORIANO PEÑA**

**COASESOR:**

**DR. VICTOR LÓPEZ GARZA**

**MORELIA MICHOACÁN, FEBRERO 2012**

## ÍNDICE GENERAL.

<b>NOMENCLATURA.</b>	<b>v</b>
<b>OBJETIVOS.</b>	<b>viii</b>
Objetivo General.	viii
Objetivos específicos.	viii
<b>ANÁLISIS DEL PROBLEMA.</b>	<b>ix</b>
<b>JUSTIFICACIÓN.</b>	<b>x</b>
<b>HIPÓTESIS.</b>	<b>xi</b>
<b>Capítulo 1. ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE</b>	<b>12</b>
1.1. INTRODUCCIÓN	12
1.2. ANTECEDENTES	14
1.2.1. SISTEMA MÉCANICO DE TRANSMISIÓN.	14
1.2.2. CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	15
1.2.3. DISEÑOS REALIZADOS	19
1.2.4. ESTUDIOS REALIZADOS.	23
1.2.5. DISEÑOS DESARROLLADOS EN MÉXICO.	26
1.2.5.1. Instituto de Investigaciones Eléctricas.	26
1.2.5.2. Tecnológico de Monterrey.	28
1.2.5.3. Turbinas eólicas Avispa y Colibrí.	29
1.3. CONCLUSIONES PARCIALES	31
<b>Capítulo 2. DISEÑO DE VARIANTES</b>	<b>32</b>
2.1. INTRODUCCIÓN.	32
2.2. DISEÑO CONCEPTUAL.	32
2.2.1. CONJUNTO DE TRANSMISIÓN.	32
2.2.1.1. Sistema de Transmisión variable.	33
2.2.1.2. Engranaje de dientes rectos o helicoidales.	33
2.2.1.3. Mecanismo Planetario o epicycloidal.	34
2.2.2. CONJUNTO REGULADOR.	34

2.2.3.	REPRESENTACIÓN DE LOS ESQUEMAS _____	34
2.2.4.	ESQUEMA SELECCIONADO. _____	36
2.2.5.	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL FUNCIONAMIENTO DE LA CONFIGURACIÓN HEBG. _____	39
2.3.	CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA LOS ESQUEMAS SELECCIONADOS. _____	39
2.3.1.	CONCEPTOS PREVIOS SOBRE ENERGÍA EÓLICA _____	39
2.3.1.1.	Aerogeneradores de baja potencia comerciales. _____	40
2.3.2.	CÁLCULO DE LA POTENCIA. _____	42
2.3.3.	CÁLCULO DE LA CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DE LOS ESQUEMAS SELECCIONADOS (PRIMERA FASE). _____	43
2.3.3.1.	Restricciones iniciales del diseño. _____	45
2.3.3.2.	Configuración HBEG _____	46
2.3.3.2.1.	Variante 1. Introduciendo los valores promedios. _____	46
2.3.3.2.2.	Variante 2. Nueva relación de engranaje. _____	48
2.3.3.2.3.	Variante 3. Incrementando $\lambda$ y $\omega$ , de acuerdo a $\omega = \lambda V/r$ . _____	49
2.3.3.2.4.	Variante 4. Reduciendo el diámetro de la polea motriz ( $D_{pm}$ ) de acuerdo a $VL = \omega r$ . _____	50
2.3.3.2.5.	Variante 5. Nuevo valor para $D_r$ de acuerdo a $\omega = \lambda V/r$ . _____	51
2.3.3.2.6.	Variante 6. Introduciendo valores promedios. _____	53
2.3.3.3.	Configuración HEBG. _____	56
2.3.3.4.	Configuración HBEG. _____	59
2.4.	CONCLUSIONES PARCIALES. _____	61

### **Capítulo 3. DISEÑO DE LA VARIANTE SELECCIONADA. \_\_\_\_\_ 62**

3.1.	INTRODUCCIÓN. _____	62
3.2.	DISEÑO DEL DETALLE. _____	62
3.2.1.	CONSTRUCCIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES ASIMÉTRICOS EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE DIENTES. _____	62
3.2.1.1.	Fórmulas para el trazado. _____	63
3.2.1.2.	Trazado del perfil de evolvente. _____	65
3.2.1.3.	Análisis MEF para el sistema de engranajes. _____	70
3.2.2.	DISEÑO DE LOS EJES DE TRANSMISIÓN. _____	73
3.2.2.1.	Modelado 3D de los ejes de transmisión. _____	75

3.2.2.2. Análisis MEF para las flechas de transmisión. _____	78
3.2.3. SELECCIÓN DEL LIMITADOR DE PAR. _____	82
3.2.4. SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE. _____	84
3.2.5. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS. _____	86
Selección de soportes y obturaciones. _____	95
3.2.6. SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN VARIABLE. _____	97
<b>CONCLUSIONES</b> _____	<b>100</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b> _____	<b>101</b>
<b>APÉNDICE O ANEXOS.</b> _____	<b>4-i</b>
A.1. TABLAS DE CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS _____	4-i
A.2. RESULTADOS MEF EJE 1. _____	4-xiv
A.3. RESULTADOS MEF EJE 2. _____	4-xxi
A.4. RESULTADOS MEF EJE 3 _____	4-xxvii
A.5. RESULTADOS MEF EJE 4. _____	4-xxxiii

## NOMENCLATURA.

$\alpha_{ma}$	Ángulo mayor.
$\alpha_{me}$	Ángulo menor.
$\alpha e_{ma}$	Ángulo exterior (por la cara de mayor ángulo).
$\alpha e_{me}$	Ángulo exterior (por la cara de menor ángulo).
$\alpha e_{nma}$	Ángulo mayor en una rueda normal.
$\alpha e_{nme}$	Ángulo menor en una rueda normal.
$\alpha_{cma}$	
$\alpha_{cme}$	
$\Delta_y$	Coefficiente de recorte relativo de los dientes.
$\rho$	Densidad del aire al nivel del mar (1.225 Kg/m <sup>3</sup> ).
$\lambda$	Velocidad específica de la turbina.
$\Theta$	
$\tau$	Esfuerzo cortante
$\sigma$	Esfuerzo permisible
$\sigma_y$	Esfuerzo de fluencia.
$\omega$	Velocidad angular (rad/s, rpm).
$\omega_{e1}$	Velocidad angular del engrane asimétrico 1, (rad/s).
$\omega_{e2}$	Velocidad angular del engrane asimétrico 2, (rad/s).
$\omega_g$	Velocidad angular requerida en el generador, (rpm).
$\omega_{p1}$	Velocidad angular del piñón asimétrico 1, (rad/s).
$\omega_{p2}$	Velocidad angular del piñón asimétrico 1, (rad/s).
$\omega_{pc}$	Velocidad angular de la polea conducida, (rad/s).
$\omega_{pm}$	Velocidad angular de la polea motriz, (rad/s).
$\omega_r$	Velocidad angular del rotor de la turbina.
$\omega_1$	Velocidad angular del engrane 1 o motriz, (rad/s, rpm).
$\omega_2$	Velocidad angular del engrane 2 o conducido (rad/s, rpm).
$a_{w_x}$	Distancia entre centros.
$a_1$	Factor de ajuste de la vida, por fiabilidad.
$a_2$	Factor de ajuste de la vida por el material.
$a_3$	Factor de ajuste de la vida por las condiciones de funcionamiento.
$a_1$	Factor de ajuste de la vida por fiabilidad.
$a_{SKF}$	Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría de la vida.
$A_v$	Área perpendicular a la dirección del viento (m <sup>2</sup> ).
$c$	Coefficiente de holgura.
$C_d$	Capacidad de carga dinámica, en N.
$C_p$	Coefficiente de potencia.
$d_p$	Diámetro de paso.
$db_{me}$	Diámetro Básico del ángulo menor.
$db_{ma}$	Diámetro básico del ángulo mayor
$da$	Diámetro exterior.
$df$	Diámetro interior.

$D, d$	Diámetro (m).
$D_r$	Diámetro del rotor.
$D_{e1}$	Diámetro del engrane asimétrico 1.
$D_{e2}$	Diámetro del engrane asimétrico 2.
$D_{p1}$	Diámetro del piñón asimétrico 1.
$D_{p2}$	Diámetro del piñón asimétrico 2.
$D_{pc}$	Diámetro de la polea conducida.
$D_1$	Diámetro del engrane 1 o motriz, (m).
$D_2$	Diámetro del engrane 2 o conducido, (m).
$F$	Fuerza (N).
$F_{e1}$	Fuerza Tangencial en la cara del engrane asimétrico 1, (N).
$F_{e2}$	Fuerza Tangencial en la cara del engrane asimétrico 2, (N).
$F_{pm}$	Fuerza Tangencial de la polea motriz, (N).
$h_a$	Coefficiente de altura del diente.
$L_{10}$	Vida nominal del rodamiento, en millones de revoluciones.
$L_{10h}$	Vida nominal, en horas de servicio.
$L_{na}$	Vida nominal ajustada, en millones de revoluciones
$L_{naa}$	Vida nominal ajustada según la nueva teoría de la vida, en millones de revoluciones.
$m$	Módulo.
$n$	Factor de seguridad.
$N$	Número de dientes del engrane en cuestión.
$p$	Exponente de la fórmula de la vida.
$P$	Potencia mecánica (W).
$P_D$	Potencia disponible del viento (W).
$P_e$	Carga dinámica equivalente, en N.
$P_E$	Potencia extraída por el rotor de la turbina o hélice del aerogenerador.
$r$	Radio (m).
$r_0$	
$r_{e1}$	Radio del engrane asimétrico 1, (m).
$r_{e2}$	Radio del engrane asimétrico 2, (m).
$r_{pm}$	Radio de la polea motriz, (m).
$r_r$	Radio del rotor de la turbina (m).
$R$	Relación de Transmisión.
$R_e$	Relación de transmisión del engranaje asimétrico.
$R_p$	Relación de transmisión de las poleas.
$S_p$	Espesor del diente por la circunferencia de paso.
$S_a$	Espesor del diente por la circunferencia exterior.
$T$	Par motor, torque (Nm).
$T_{pc}$	Par motor generado en la polea conducida, (Nm).
$V$	Velocidad lineal (m/s).
$V_{Le1}$	Velocidad lineal del diente del engrane asimétrico 1.
$V_{Le2}$	Velocidad lineal del diente del engrane asimétrico 1.
$V_{Lpm}$	Velocidad lineal de la polea motriz.

$V_v$	Velocidad del viento no perturbada (m/s).
$X_1$	Factor de corrección para la corona.
$X_2$	Factor de corrección para el piñón.
$Z$	Número de dientes del engrane.
$Z_1, Z_e$	Número de dientes del engrane 1 o motriz.
$Z_2, Z_p$	Número de dientes del engrane 2 o conducido.

## **OBJETIVOS.**

### **Objetivo General.**

Diseñar un sistema para la transmisión y regulación del movimiento para un aerogenerador de baja potencia, a partir del estado del arte actual en dicha producción a nivel mundial, empleando ruedas de dientes asimétricos en el mecanismo de engrane.

### **Objetivos específicos.**

1. Realizar una búsqueda bibliográfica del estado actual del conocimiento en el diseño y construcción de sistemas transmisión y regulación de velocidad en los aerogeneradores.
2. Diseñar un sistema que garantice la transmisión del movimiento del aerogenerador y su regulación para evitar sobrecargas de fuerzas y velocidades en el mismo.
3. Confeccionar un manual de usuario donde se especifique todo lo concerniente al funcionamiento, explotación y mantenimientos del aerogenerador diseñado.

## **ANÁLISIS DEL PROBLEMA.**

Para atender las demandas de un consumo eléctrico de 2.5 kW-h a través de un sistema de generación eólico, se requiere de una turbina que sea capaz de generar dicha cantidad de energía sin presentar las fluctuaciones debidas a la rotación de la hélice debidas por los cambios en la velocidad del viento, en otras palabras, la generación de la energía eléctrica deberá de ser constante.

Para conseguir tal objetivo se propuso diseñar un mecanismo de transmisión con el cual el aerogenerador sea capaz de entregar la misma velocidad de rotación en la flecha del generador, sin importar la velocidad de rotación de la flecha de la hélice. Esta velocidad estará definida por la velocidad del viento que para este caso se sabe oscilará desde los 3 m/s hasta los 28 m/s, las cuales provocarán velocidades de giro en la hélice de 30 rpm hasta 450 rpm en el generador.

El mecanismo además de su función primordial de transmisión de potencia, realizará tareas adicionales como la de la regulación de la velocidad y de las sobrecargas excesivas que se puedan presentar para rachas de viento superiores a las deseadas. Contará también con un dispositivo orientador, que realizará la tarea de posicionar a la totalidad del mecanismo en la dirección en que exista mayor incidencia del viento, para así aprovechar la mayor cantidad de energía posible.

Para que el diseño sea innovador estará conformado por engranajes asimétricos, que podrán estar acoplados a elementos de transmisión variables y a mecanismos de acción centrífuga, debido a que es deseable que todos los elementos sean mecánicos y que estén disponibles en el mercado nacional.

## **JUSTIFICACIÓN.**

Hoy en día los aerogeneradores de baja potencia son mayormente máquinas integradas con un generador acoplado directamente a la hélice del aerogenerador, sin un mecanismo de por medio. Esto repercute en un aprovechamiento de la energía limitado para cierto rango de la velocidad del viento. Una menor proporción de estas máquinas, hacen uso de una caja de engranes multiplicadora, que incrementa la velocidad de giro en el generador eléctrico.

En ambos sistemas, el movimiento de giro entregado al generador varía al mismo tiempo que lo hace la velocidad del viento, ello deriva en que la energía eléctrica generada presenta también fluctuaciones. Para compensar esto, los fabricantes de aerogeneradores de baja potencia han recurrido a diversas técnicas de regulación, un ejemplo son los sistemas mecánicos de inclinación y oscilación del rotor.

El empleo de una transmisión variable en este tipo de máquinas permitiría un mejor aprovechamiento de la energía proporcionada por el viento, puesto que el generador operaría a una velocidad de giro constante para una gama más amplia de velocidades de viento.

Actualmente, en México todas las etapas del desarrollo de esta tecnología se encuentra en manos extranjeras, desde el diseño hasta la construcción de los modernos aerogeneradores. Son muy pocas las instituciones que se dedican a la investigación en este ámbito, tal es el caso del Instituto de Investigaciones Eléctricas, que ha sido la única institución que por veinte años ha mantenido una ruta en el desarrollo de sistemas conversores de energía eólica, además ha desarrollado anemocinemógrafos electrónicos, sistemas de prueba y adquisición de datos, un túnel de viento con un sistema de adquisición de datos en tiempo real, un laboratorio móvil de meteorología eólica, un taller móvil y la Estación Experimental de El Gavillero, en el estado de Hidalgo.

Otras instituciones han incursionado en el desarrollo de sistemas conversores de energía eólica, como la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma del Estado de México, que desarrolló el Ehecatl de 1 kW; el Instituto de Ingeniería de la UNAM junto con el Centro de Investigaciones Biológicas de Baja California Sur, que desarrollaron otro prototipo de 1 kW, las Facultades de Ingeniería de la Universidad Veracruzana y de la Universidad de Zacatecas, han realizado como trabajo de tesis, prototipos de pequeños aerogeneradores, usando alternadores automotrices.

Con este trabajo se pretende que la Universidad Michoacana, mediante la Facultad de Ingeniería Mecánica, sea también una institución que a través de sus investigaciones enriquezca el estado del arte actual y a su vez deje precedentes para que México sea también un país autosuficiente en materia de potencia eólica.

## **HIPÓTESIS.**

Es posible diseñar un sistema que permita la transmisión del movimiento de la hélice al generador con su respectiva regulación para evitar sobrecargas de fuerzas y velocidades en el aerogenerador de baja potencia, empleando recursos disponibles en el mercado nacional.

## CAPÍTULO 1. ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE

### 1.1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se hace una breve descripción, de manera general, de cómo se integra el sistema de transmisión de un aerogenerador, de las posibles configuraciones que pueda adoptar, y de algunos de los diseños e investigaciones que se han realizado. Se expone también brevemente como ha sido en los últimos años el desarrollo de las investigaciones en materia de energía eólica de baja potencia en nuestro país.

En la actualidad, la energía eólica es utilizada principalmente para producir energía eléctrica mediante aerogeneradores. Según la Asociación Argentina de Energía Eólica (AAEE) los principales países productores de este tipo de energía durante el año 2009 y principios del 2010 son, Estados Unidos de Norteamérica, con una capacidad instalada de 32919 MW , Alemania con 25030 MW , China con 20000 MW y España con 18263 MW , mientras que México ocupa el lugar número 23 con 443 MW , tal y como se muestra en la Tabla 1.1.

**Tabla 1.1.** Capacidad de energía eólica instalada mundialmente por países. (Fuente: AAEE)

Capacidad total de energía eólica instalada (fin de año y últimas estimaciones) <sup>8</sup>						
Posición	País	Capacidad (MW)				
		2009 <sup>9</sup>	2008 <sup>10</sup>	2006 <sup>11</sup>	2005	2004
1	USA	32.919	25.170	11.603	9.149	6.725
2	Alemania	25.030	23.903	20.622	18.428	16.628
3	China	20.000	12.210	2.405	1.260	764
4	España	(13%) 18.263 <sup>12</sup>	16.754	11.730	10.028	8.504
5	India	10.742	9.654	6.270	4.430	3.000
6	Francia	4.655	3.404	1.567	757	386
7	Italia	4.547	3.736	2.123	1.717	1.265
8	Reino Unido	4.015	3.241	1.963	1.353	888
9	Dinamarca	(20%) 3.384	3.180	3.136	3.128	3.124
10	Portugal	(15%) 3.374	2.862	1.716	1.022	522
11	Canada	3.301				
12	Países Bajos	2.220				
13	Japón	1.980				
14	Australia	1.494				
15	Grecia	1.062				
16	Suecia	1.021				
17	Irlanda	1.002				
18	Austria	995				
19	Turquía	635				
20	Brasil	634				
	Total mundial	140.951	120.791	73.904	58.982	47.671

A finales de 2008, la capacidad mundial de los generadores eólicos fue de 121188 MW, de los cuales 27261 MW fueron agregados ese mismo año, que representan un crecimiento del 29%. Todas las turbinas eólicas instaladas alrededor del mundo, generan por año 260 TWh, equivalentes a más del 1.5% del consumo global de electricidad [1]. Para ese mismo año México contaba con una capacidad eólica instalada de 170 MW, que se dividía en [2]:

- 85 MW en los proyectos La Venta I y La Venta II operados por la CFE en el Istmo de Tehuantepec.
- 80 MW en el proyecto de autoabastecimiento Parques Ecológicos de México, que entró gradualmente en operación desde enero del 2009.
- 0.6 MW en una turbina de la CFE en Guerrero Negro, Baja California Sur.
- 2 MW en pequeños aerogeneradores en sitios aislados de la red.
- 3 MW en pequeñas aerobombas (turbinas eólicas que impulsan bombas hidráulicas) [1].

Estados Unidos de Norteamérica, Alemania, China, España, e India han realizado las mayores inversiones en generación de energía eólica. Dinamarca es la más destacada en cuanto a fabricación y utilización de turbinas eólicas, con el compromiso realizado en los años 1970 de llegar a obtener la mitad de la producción de energía del país mediante el viento. Actualmente genera más del 20% de su electricidad mediante aerogeneradores, mayor porcentaje que cualquier otro país, y es el noveno en producción total de energía eólica, a pesar de ser el país número 56 en cuanto a consumo eléctrico [3].

Para el año 2010 la WWE (WorldWindEnergy) estima una capacidad mundial instalada de 190000 MW, mientras que para el año 2020 estima una capacidad de más de 1500 TW, tal como se aprecia en la Figura 1.1.



Figura 1.1. Capacidad anual instalada mundialmente y su estimación para el 2010. (Fuente: WWE)

## **1.2. ANTECEDENTES**

### **1.2.1. SISTEMA MÉCANICO DE TRANSMISIÓN.**

Un aerogenerador es una máquina que convierte la energía cinética del viento en energía mecánica. Las turbinas de viento utilizan una caja de cambios, junto con un generador, para transformar la energía mecánica en electricidad. Diferentes tipos de transmisiones son utilizadas para convertir las bajas revoluciones de las palas en altas revoluciones en el generador.

Grandes aerogeneradores comerciales hacen uso de cajas de cambios cada vez más rápidas y reducidas en peso, y por consiguiente, en su costo. En algunos sistemas existen varias cajas de engranajes, conectadas cada una a un generador. Los materiales utilizados en su construcción son aleaciones de calidad superior de aluminio, de acero inoxidable o fundición, que permiten a la transmisión de la turbina trabajar con una mejor eficiencia.

El sistema mecánico de la transmisión o tren de potencia lo constituyen todos los elementos y componentes de la turbina que transmiten por mecánico al eje de giro. Según esta definición, el sistema mecánico de la transmisión, en una aeroturbina de eje horizontal, lo componen al menos el rotor eólico y el generador eléctrico. Cuando la velocidad de giro de la turbina se corresponde con la velocidad de giro del generador, es necesario incluir una caja multiplicadora.

El cuerpo de baja velocidad de este elemento se acopla al rotor eólico a través del eje primario o eje lento y el cuerpo de alta velocidad al generador eléctrico mediante el eje secundario o eje rápido. Además, en el tren de potencia se incluyen los apoyos del sistema de giro con la estructura de la góndola y el freno mecánico, cuya función puede ser la regulación de la velocidad, bloquear la turbina en operaciones de mantenimiento y eventualmente contribuir a paradas de emergencia.

Las funciones del tren de potencia no se limitan a transmitir la potencia mecánica con el mayor rendimiento posible, sino que sus componentes deben estar diseñados para soportar los esfuerzos de empuje transmitidos por el rotor eólico. Por otra parte, un buen diseño del tren de potencia debe garantizar que todos sus elementos sean de fácil montaje y sustitución en caso de avería [4].

Los tipos de engranajes más utilizados en las transmisiones para turbinas eólicas son las cajas con engranajes:

- Rectos,
- Planetarios,
- Helicoidales, y
- Tipo sinfín.

Las transmisiones con engranajes planetarios son las más utilizadas para las turbinas de viento de gran potencia debido a su flexibilidad en el diseño. Estas cajas de cambio tienen una mejor eficiencia operativa. Por esta razón son más aptas que las transmisiones helicoidales, de engranajes rectos y de tipo sinfín [5]. En el caso de las turbinas eólicas de baja potencia, generalmente no se usa transmisión, ya que el rotor está conectado directamente al generador. Sin embargo si poseen sistemas de regulación, como el sistema de reducción de ángulo de paso fijo, mediante el cual se reduce el área de captación al girar el rotor lateralmente fuera del viento; o bien, el sistema de control pasivo por inclinación en el cual el rotor gira hacia arriba o hacia abajo [6].

### 1.2.2. CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

La configuración del sistema de transmisión en las turbinas de eje horizontal está condicionada por la posición del rotor eólico. Este elemento se encuentra situado en la parte superior de la torre a una altura que debe ser en cualquier caso superior a la mitad del diámetro de la turbina. La configuración más habitual del tren de potencia consiste en ubicar todos los elementos que lo componen dentro de la góndola y alineados según el eje de giro detrás del rotor eólico. Sin embargo, históricamente se han realizado diseños del tren de potencia donde parte de sus componentes se han ubicado fuera de la góndola. A continuación se indican las ventajas e inconvenientes de cada uno de estos diseños.

*Diseño Estándar.* Es el diseño más habitual del tren de potencia, y consiste en ubicar la caja multiplicadora y el generador eléctrico detrás del rotor eólico y dentro la góndola. Otros componentes auxiliares como los motores de orientación o el grupo hidráulico se ubican también en la góndola. La principal ventaja de esta configuración es que se puede considerar como la más compacta posible. Sin embargo, presenta algunos inconvenientes: en primer lugar, el peso total del tren de potencia se concentra en la parte superior de la torre lo que condiciona de forma definitiva el diseño estructural de toda la turbina. Por otra parte, los aspectos relativos a accesibilidad y mantenimiento de componentes se hacen más complejos.

- *Generador de eje vertical en la zona superior de la torre.* Con esta disposición, se consigue reducir peso en la góndola utilizando un generador eléctrico de eje vertical en la zona superior de la torre, evitándose el problema de retorcimiento de los cables de potencia durante los procesos de orientación. Sin embargo las desventajas de esta configuración son numerosas, ya que es necesario utilizar una caja multiplicadora más compleja con engranajes cónicos. Además, el par que opone el generador presenta una componente vertical que puede afectar al rotor durante paradas de emergencia. El prototipo germano-sueco AEOLUS II mostrado en la Figura 1.2, presenta esta disposición del tren de potencia [4].



**Figura 1.2.** Turbina AEOLUS II con generador de eje vertical.

- *Generador en la base de la torre.* Para solucionar el problema de peso excesivo en la góndola los componentes del tren de potencia se ubican en la base de la torre. Esta opción implica que el eje lento de la caja multiplicadora debe tener una longitud similar a la altura de la torre. Una alternativa a este diseño es mantener la caja multiplicadora en la góndola y el generador en la parte inferior de la torre. En cualquier caso, la excesiva longitud de algunos de los ejes de acoplamiento origina problemas de vibraciones en los escasos prototipos de estas características.
- *Generador directamente acoplado.* Los diseños basados en generadores multipolares directamente acoplados al rotor eólico que no utilizan multiplicadora son hoy día una de las opciones más utilizadas en los sistemas eólicos de producción de energía eléctrica. Los primeros diseños comerciales basados en este concepto son del fabricante alemán ENERCON en sus modelos E-33, E-44 y E53, E70 y E82.

Este tipo de diseño se basa en utilizar generadores sincrónicos de excitación independiente con un número elevado de polos y gobernados mediante un convertidor electrónico que desacopla la frecuencia de funcionamiento del generador con la frecuencia de la red. En la actualidad, otros fabricantes como Lagerwey, Mtorres, Joumont, WindFormer, Multihidrid, utilizan este tipo de sistemas, ver Figura 1.3. La desventaja fundamental que presenta esta máquina es su elevado peso y su diseño poco convencional [4].

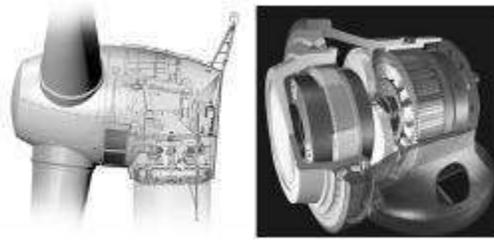


Figura 1.3. Tubina Multihíbrida M5000.

En la Figura 1.4 se muestran diferentes configuraciones del sistema de transmisión para una turbina eólica de alta potencia:

1. Configuración estándar.
2. Generador de eje vertical en la zona superior de torre.
3. Generador y caja multiplicadora en la zona superior de la torre.
4. Generador en la base de la torre y caja multiplicadora en la zona superior de la torre.
5. Generador en la base de la torre y dos cajas multiplicadoras separadas.
6. Generador directamente acoplado al rotor eólico.

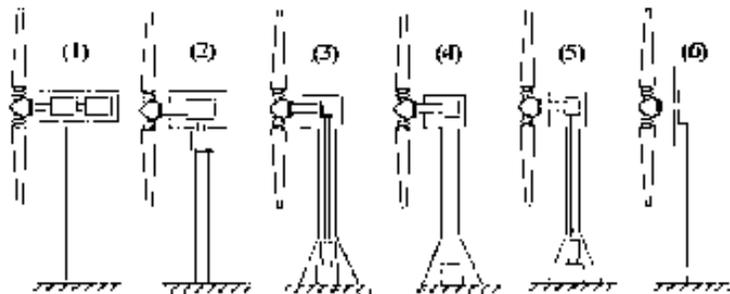
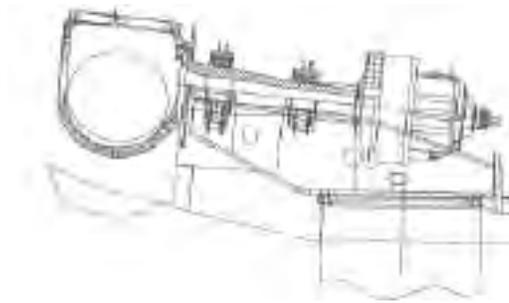


Figura 1.4. Diferentes configuraciones del tren de potencia.

En lo referente al rotor, este también puede presentar algunas variaciones entre los diferentes modelos de turbinas eólicas. A continuación se describen las siguientes configuraciones.

- *Eje del rotor con apoyos separados.* En este tipo de diseño el eje del rotor se monta sobre dos cojinetes unidos a una estructura o bancada solidaria a la torre mediante apoyos longitudinales y transversales, como se muestra en la Figura 1.5. Todas las cargas del rotor se transmiten a la torre a través de este elemento. Con esta disposición la caja multiplicadora no soporta ninguna carga excepto el par transmitido por el eje de rotación. La ventaja fundamental de este diseño es que emplea cojinetes y cajas multiplicadoras convencionales, sin embargo, presenta el inconveniente de ser una configuración demasiado pesada.

Una alternativa a este diseño es integrar el cojinete posterior en la estructura de la caja multiplicadora. Con esta variante la distancia entre cojinetes se reduce, lo que implica una reducción en las cargas transmitidas a la bancada de unión con la torre. En esta configuración el multiplicador de velocidad se monta con dos apoyos adicionales sobre la bancada, de tal forma que el tren de potencia se apoya sobre tres puntos de suspensión. La ventaja fundamental de esta configuración es que se reduce notablemente el peso de la bancada y mejora su montaje en la góndola [4].



**Figura 1.5.**Eje de rotor con apoyos separados. Turbina v-66.

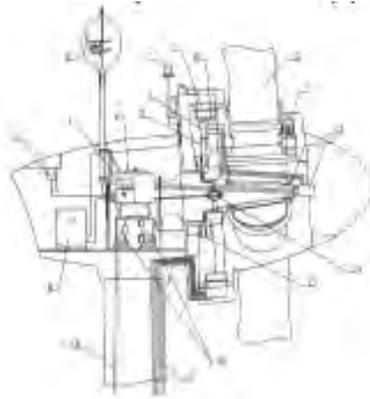
- *Eje del rotor integrado en la caja multiplicadora.* En este diseño el rotor eólico se apoya completamente sobre la estructura de la caja multiplicadora. El diseño de este tipo de cajas multiplicadoras deja de ser convencional y se emplea exclusivamente, en aplicaciones de energía eólica, Figura 1.6. El coste de este componente evidentemente se incrementa, sin embargo este tipo de cajas de multiplicación se justifica si se produce en serie. Este diseño debe garantizar que las cargas que recibe su estructura no afectan a la función de transmisión. La bancada de unión de la transmisión con la torre se reduce significativamente con esta opción de diseño. En algunos casos, la carcasa de la caja multiplicadora hace las funciones de bancada y a través de ella se transmiten las cargas del rotor eólico a la torre.



**Figura 1.6.**Eje de rotor integrado en la caja multiplicadora. Zond 750.

- *Eje del rotor conectado a un soporte fijo.* En las configuraciones anteriores el eje del rotor está sometido a momentos flectores muy acentuados que implican diseños muy robustos de todos los componentes del tren de potencia. Para evitar este problema, en algunos diseños, el rotor se une a un eje con soporte fijo conectado a la torre a través de una brida cuya función es absorber los momentos flectores transmitidos por el rotor [4]

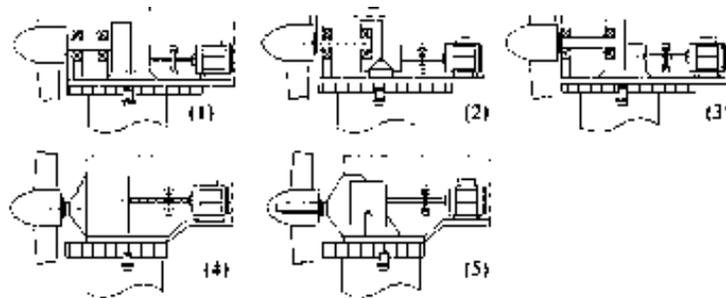
eólico. Este diseño ha sido adoptado en algunos diseños como el ENERCON E-40, mostrado en la Figura 1.7, y el BONUS 500 kW.



**Figura 1.7.** Eje de rotor conectado a un soporte fijo. E-40.

Existen numerosas variantes sobre los conceptos básicos indicados anteriormente, en concreto algunos diseños tienen el cojinete frontal de apoyo del eje del rotor integrado en la estructura de la góndola. En la Figura 1.8 se muestra un esquema de todas estas posibles configuraciones:

1. Eje principal con cojinetes separados.
2. Cojinete posterior integrado en la caja multiplicadora.
3. Cojinete principal en la góndola y cojinete posterior integrado en la caja multiplicadora.
4. Cojinete principal integrado en la caja multiplicadora.
5. Cojinete principal apoyado sobre eje hueco.

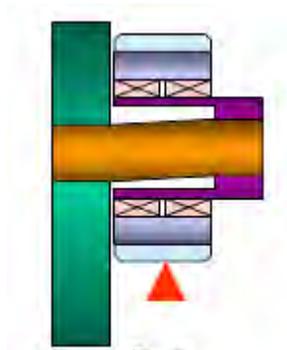


**Figura 1.8.** Esquema de apoyos del tren de potencia en aeroturbinas.

### 1.2.3. DISEÑOS REALIZADOS

En el año de 1964 el ingeniero y diseñador de transmisiones RayHicks [7] desarrolló un nuevo método de distribuir la carga entre las ruedas planetarias de una caja de cambios epicicloidal, mediante el uso de un “perno flexible”, mostrado en la Figura 1.9, que se ha aplicado a una gran variedad de cajas de cambios industriales y aeroespaciales marinas a partir de 1964. Al inicio de los años ochenta se construyó una turbina eólica experimental de 3 MW en Orkney, la LS1, que empleaba este tipo de transmisión.

Con el empleo del perno flexible se logra un intercambio equitativo de carga entre las ruedas planetarias, de esta manera se solventa la mala distribución de carga debido a los posibles errores de manufactura.



**Figura 1.9.** Flexión ocurrida en el perno durante la aplicación de la carga.

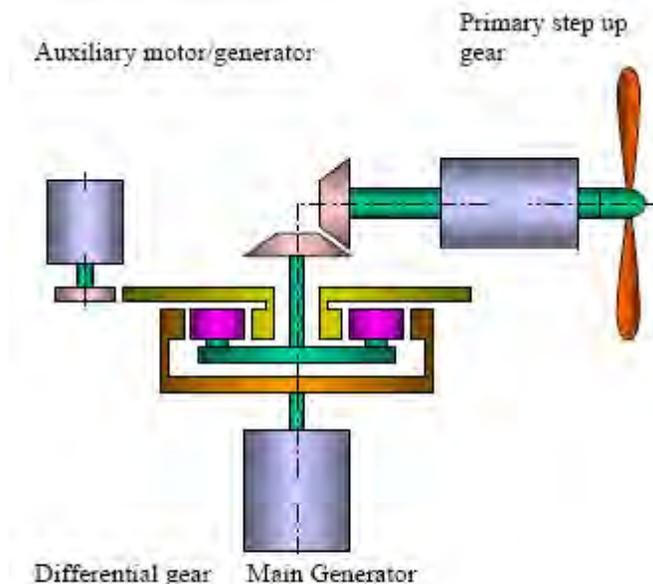
Uno de los principales beneficios que se tienen en este sistema planetario, es que la deflexión del perno permite una distribución uniforme de la carga a través de la superficie de los dientes de los engranes. Esto conlleva a su vez a una distribución equitativa de la carga en los rodamientos planetarios, el elemento más crítico de un engranaje epicicloidal. Como se muestra en la Figura 1.10, al contar con siete planetas y no con tres, que es la configuración típica de un sistema convencional con pernos rígidos, la capacidad de par se incrementa en un factor de 2,33 [8].



**Figura 1.10.** Ensamble típico de un sistema planetario epicicloidal múltiple de alta velocidad de la compañía Hicks.

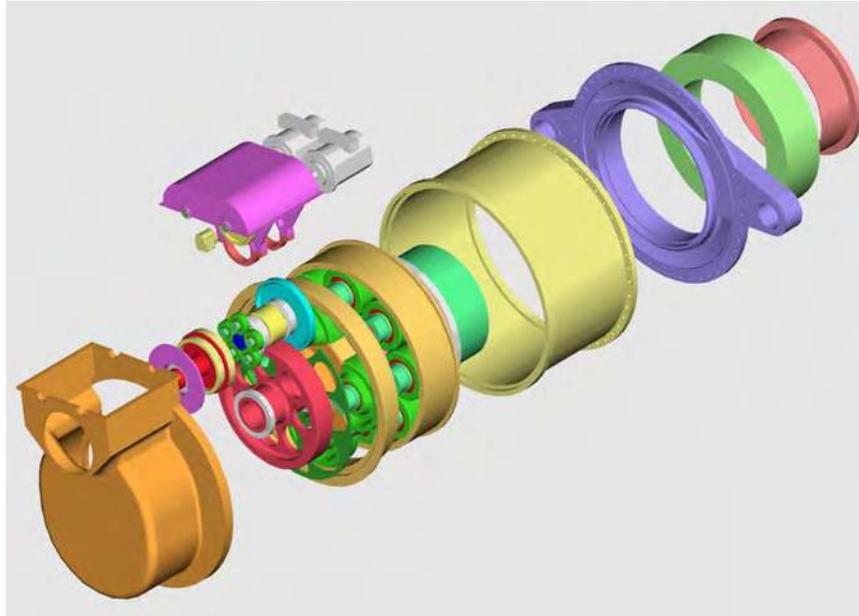
En una turbina de viento, la fuente de energía es una variable no controlada, factor que representa un problema importante para el sistema de engranajes y otros componentes de transmisión de potencia, debido a que la velocidad instantánea del viento produce un par torsional instantáneo que acelerará el rotor del generador. Las cargas dinámicas generadas a través del sistema de transmisión, debidas a las fluctuaciones de velocidad, son un importante factor que contribuye a la creación de fallas prematuras en la caja de engranajes.

Para minimizar este efecto la máquina LS1 emplea también un engranaje diferencial de alta velocidad conectado a un generador auxiliar de par constante y a un generador síncrono principal. Una descripción esquemática del sistema se muestra en la Figura 1.11 [8].



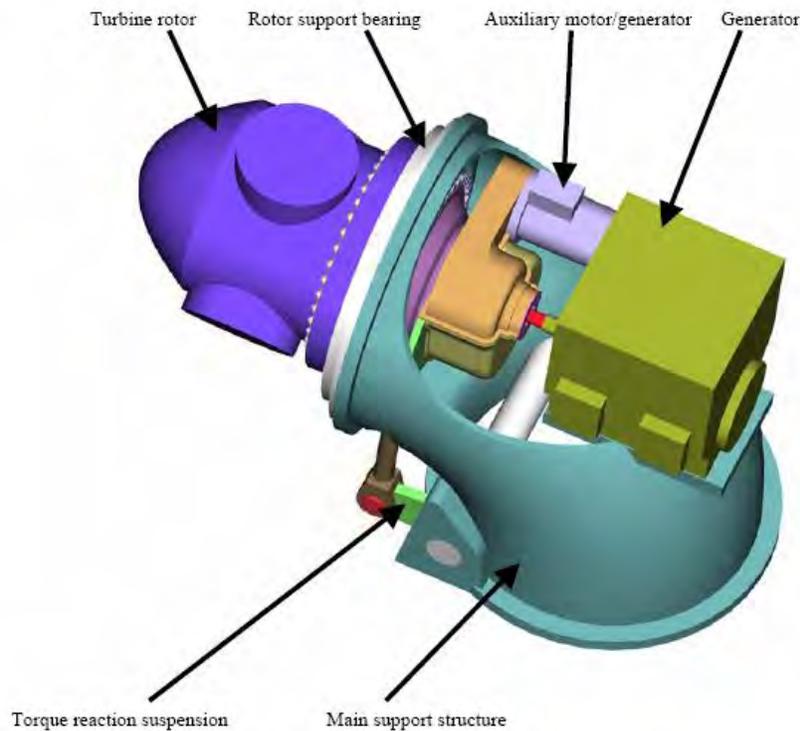
**Figura 1.11.** Esquema del diferencial de control de carga del sistema LS1.

El ensamble de una caja de engranes LS1 conformada por un sistema planetario de perno flexible y un diferencial de alta velocidad, puede ser configurado para adoptar la disposición de montaje clásica de doble rodamiento en el eje del rotor de la turbina de viento. Un ejemplo de esta transmisión se ilustra en la Figura 1.12 [8].



**Figura 1.12.** *Caja de engranes adecuada para una instalación clásica del eje de la turbina.*

Otro ejemplo de la aplicación de la caja de engranes LS1, es en una transmisión protegida contra sobrecargas generadas por velocidad instantánea del viento, además de una protección adicional para las fluctuaciones del par torsional, como lo muestra la Figura 1.13 [8].



**Figura 1.13.** Transmisión con protección contra las fluctuaciones de velocidad y par torsional.

#### 1.2.4. ESTUDIOS REALIZADOS.

Se sabe que durante su operación, los componentes de la transmisión de las turbinas de viento son sometidos a un amplio espectro de cargas dinámicas. El elevado número de ciclos de carga y los rangos de funcionamiento durante el ciclo de vida de la turbina hace que las condiciones de fatiga sean particularmente importantes. Esto tiene que ser considerado al momento de definir los parámetros de diseño.

Uno de los componentes de la turbina de viento que está sujeto a cargas de flexión y torsión es el eje de transmisión. Durante una sola revolución de la flecha, se generan esfuerzos de tensión y compresión en su superficie. De esta manera, una grieta por fatiga puede iniciarse en cualquier punto de la periferia del eje que finalmente conducirá a su fractura.

Para determinar las causas que originan estas fallas se han llevado a cabo varios análisis, como por ejemplo el efectuado por N. Ghareeb del Instituto de Mecánica General (IAM), de la Universidad de Tecnología Aachen, en el cual se realizó un breve análisis de fatiga del eje roto de la caja de cambios de un aerogenerador, con el fin de determinar las características que resultaron en la fractura [9].

Mediante una investigación de fatiga de la superficie de fractura hecha con la ayuda de técnicas relativamente sencillas, y mediante un simple análisis de 3-D FEM efectuado en del eje, se obtuvo una idea de cómo la fractura por fatiga comenzó a propagarse a lo largo del eje.

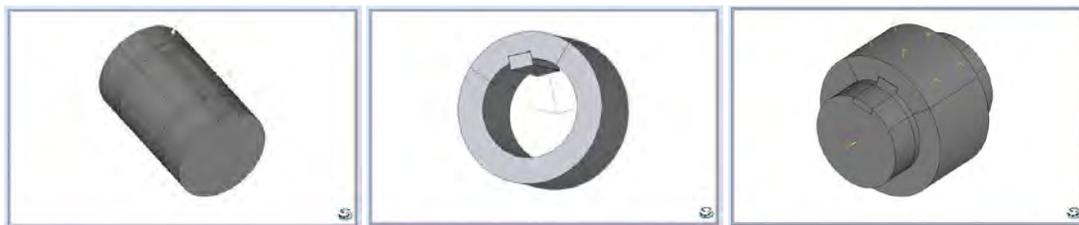
En la Figura 1.14 se muestra bajo el microscopio el eje roto en la caja de cambios de la turbina eólica de 660 kW. Las marcas en la superficie indican daños por fatiga. Incluso muestran que las grietas de fatiga comenzaron a los lados de la ranura del cuñero, y no en sus esquinas. Después de su iniciación, se puede observar que las grietas se han propagado a lo largo de la sección transversal del eje hasta que se fracturó. Las mismas marcas indican que el eje no estaba rotando continuamente y por lo tanto la fractura de fatiga se ha desarrollado en un tiempo muy largo.



**Figura 1.14.** Flecha rota en la etapa intermedia de la caja de cambios de un aerogenerador.

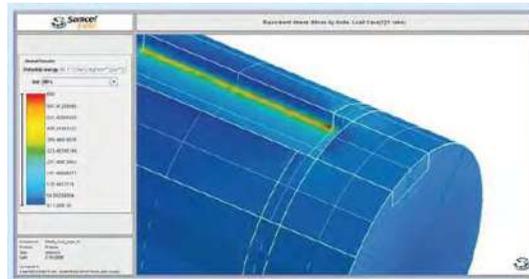
Se observa además que la superficie, donde se produjo la fractura, está cubierta por una capa de oxidación que se formó debido a la apertura y cierre de las grietas, mientras que el eje giraba. Esto se debe a la carga cíclica. Por último, la superficie inferior del cuñero se observó deformada. Esto significa, que la cuña se movía a lo largo de la ranura y esto ha dado lugar a la iniciación de las grietas.

Para poner a prueba lo anterior un simple análisis 3D de elementos finitos se llevó a cabo. Se modeló una parte del eje incluido el chavetero, Figura 1.15. Se modelaron también la cuña y el engranaje y se les aplicaron las condiciones de frontera respectivas.



**Figura 1.15.** Modelos generados en el programa FEM.

La simulación se realizó utilizando el programa FEM SAMCEF de SAMTECH, y los resultados de los esfuerzos analizados se observan en la Figura 1.16 [9].



**Figura 1.16.** Resultados FEM de los esfuerzos.

Basándose en los resultados del análisis, se observó que la tensión máxima ha superado el límite de elasticidad en algunas de las regiones del eje. Esto podría ilustrar la razón por la que el eje se fracturó [9].

## **1.2.5. DISEÑOS DESARROLLADOS EN MÉXICO.**

### **1.2.5.1. Instituto de Investigaciones Eléctricas.**

A partir de las diversas experiencias internacionales de operación de grandes conjuntos de aerogeneradores modernos, constituyendo centrales eoloelectricas, de 1980 a 1995 se evolucionó de la máquina de 50 kW a la de 0.5 MW, estando actualmente en proceso de introducción las unidades de 2 MW y 3 MW, las que se consideran el tope para este tipo de arquitectura y tecnologías actuales de grandes aerogeneradores.

En México, el desarrollo de la tecnología de conversión de energía eólica a electricidad, se inició con un programa de aprovechamiento de la energía eólica en el Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE) en febrero de 1977, cuando la Gerencia General de Operación de Comisión Federal de Electricidad (CFE), le cedió la Estación Experimental Eoloelectrica de El Gavillero, en las cercanías de Huichapan, Hidalgo, donde se pretendía energizar el ejido ya electrificado y con servicio, a partir de una microcentral eólica, integrada por dos aerogeneradores australianos Dunlite de 2 kW cada uno, un banco de baterías, y un inversor de 6 kW para alimentar la red de distribución del poblado. El inversor, construido por personal de CFE, fallaba arriba de los dos kilowatts de demanda por problemas de calidad de componentes, por lo que físicamente no pudo realizarse el experimento, sin embargo, estando instrumentado el sitio, se tenían los promedios horarios de velocidad del viento y conociéndose las características de respuesta de los aerogeneradores era posible estimar numéricamente la energía que podría suministrarse al ejido. El régimen de vientos del lugar producía exceso de energía en verano y déficit en invierno para el consumo normal del poblado.

La Estación Experimental de El Gavillero se habilitó como centro de prueba de pequeños aerogeneradores y en ella se construyó además un simulador de pozo de agua para la prueba y caracterización de Aerobombas. La Estación estuvo en operación hasta 1996 en que fue desmantelada [10].

El IIE desarrolló y probó en El Gavillero, los siguientes prototipos de aerogeneradores:

1. En 1978, un aerogenerador de 1.5 kW, con rotor horizontal de tres aspas de lámina de Aluminio, que tenían control centrífugo del ángulo de ataque para regular la potencia entregada. En este prototipo las pruebas de caracterización resultaron satisfactorias y las expectativas de diseño también. A pesar de ello, estando parado, frenado y con las aspas amarradas a la torre, un remolino de viento lo impactó, arrancándole y destruyéndole dos aspas. Exámenes posteriores evidenciaron un error en los procedimientos de soldadura en atmósfera inerte, en el soporte rotatorio del mango del aspa. Dicho prototipo no fue reconstruido al evidenciarse problemas de suministro de componentes y materiales, así como del control de calidad en los procesos de fabricación.

2. De 1981 a 1983, se trabajó en el diseño y desarrollo del Fénix, un aerogenerador de 2 kW de eje horizontal y tres aspas fijas de lámina de hierro y control de cola plegable.
3. De 1981 a 1985, se trabajó en la construcción del Albatros I el mayor aerogenerador desarrollado en México, de 10 kW de potencia eléctrica, eje horizontal, con un generador de imanes permanentes de 28 polos y rotor de tres aspas de estructura de Aluminio y forradas de tela de dacrón de alta resistencia, con un diámetro de 11 metros, fue concebido para accionar una bomba eléctrica convencional, sumergida o vertical, de 7.5 a 10 HP, mediante corriente trifásica a 220 V y frecuencia de 40 a 80 ciclos/s, dependiendo de la velocidad del viento. Se desarrollaron dos versiones, la aerobomba mecánica, con mecanismo de carrera variable, para optimizar el aprovechamiento de la energía eólica en bombas de émbolo, y la eléctrica, trabajando en régimen de velocidad variable en la bomba, con el mismo fin, mejorar la eficiencia.

Este desarrollo se inició con el apoyo económico y asesoría de VITA (Volunteers in Technical Assistance) organización no lucrativa de divulgación técnica de los Estados Unidos para países en vías de desarrollo, que recibió financiamiento de la Fundación General Electric para este proyecto. Este financiamiento en periodo de devaluaciones permitió habilitar un taller móvil y la construcción de un Túnel de Viento en la sede del IIE en Temixco, Morelos.

Durante la fase de pruebas de la versión eléctrica del Albatros I en El Gavillero, vientos enrachados provocaron la fractura de la estructura de aluminio de un aspavela, partiéndose a la mitad. La estructura del aspavela falló por errores en el proceso de soldadura al recalentar el larguero principal y degradar sus características de resistencia a la tracción, fracturándose con el esfuerzo. El dacrón importado, de alto costo y las dificultades constructivas de la estructura de la aspavela, llevó a reconsiderar el diseño del rotor.

4. El Albatros II, fue un proyecto que se desarrolló entre los años de 1986 y 1987, y consistía en un aerogenerador de 10 kW, de eje horizontal, y tres aspas semirígidas de fibra de vidrio superdelgada, en lugar de las de tela de alta resistencia, alto costo y de importación. Las aspas contaban con un mecanismo de torsión, mediante el cual se variaban las características aerodinámicas de la misma, a la vez que se controlaba y limitaba la potencia transferida al rotor. Este aerogenerador, más esbelto y sencillo, funcionaba bien en sus primeras pruebas operacionales. Antes de ser instrumentado para su caracterización, estando parado y frenado, lo impactó un gran remolino [9] que levantó, al menos 30 cm, el conjunto del bastidor y el rotor de más de 600 kg. Esto ocasionó su separación del mecanismo de tornamesa, que en la cúspide de la torre de 18 m permitía la orientación del conjunto para darle la cara al viento cuando estaba en operación. La caída fue catastrófica, ya que el conjunto del rotor, de tres aspas y 11 m de diámetro, con largueros de aluminio, fue totalmente destruido.

5. De 1992 a 1995 se trabajó nuevamente en el Fénix, que sometido a pruebas y mejoras, evolucionó para originar la segunda versión del Fénix, esta vez compuesto por tres aspas de fibra de vidrio de alta eficiencia aerodinámica, generador trifásico de imanes permanentes y sistema de control a base de timón de cola plegable, sistema que limita la potencia y lo inhabilita para condiciones de vientos extremos. Es capaz de proporcionar 250 kWh por mes, lo que permitiría energizar una vivienda rural con todos los servicios eléctricos usados responsablemente. Este aerogenerador es también objeto de trámites de patentes y su transferencia a la industria está disponible.
6. De 1990 a 1995, se trabajó en el diseño de un pequeño aerogenerador denominado La Avispa, con una potencia de 300 W, eje horizontal, tres aspas de fibra de vidrio y control por timón de cola plegable. Este aerogenerador utilizaba un alternador de automóvil, sin embargo, sería capaz de producir hasta 500 W, con un generador de imanes permanentes producido industrialmente. El Avispa resume la experiencia de más de una década diseñando, construyendo y probando aerogeneradores. Desde su diseño se consideraron tres criterios básicos, su confiabilidad y su reproducibilidad industrial a bajo costo. Este aerogenerador es objeto de patentes en trámite, por soluciones novedosas en los mecanismos de control y ensamble.
7. También se desarrolló una aerobomba mecánica, denominada "Itia", de eje horizontal, 5 aspas metálicas, con potencia del orden de 1/4 de hp, que bombeaba agua de pozos de hasta 50 m de profundidad. Este sistema, probado también en El Gavillero, en el simulador de pozos, fue objeto de una patente para el IIE, y aunque se concedió licencia para su fabricación y comercialización, la carencia de un mecanismo de financiamiento de riesgo compartido, la dificultad para la creación de la red de distribución y servicios, como la falta de financiamiento a los usuarios potenciales, impidió su diseminación. [10]

#### **1.2.5.2. Tecnológico de Monterrey.**

En materia de energía para la autosuficiencia de las comunidades rurales, El Instituto para el Desarrollo Social Sostenible (IDeSS) del Tecnológico de Monterrey diseñó y construyó un aerogenerador que proporciona hasta 400 W de potencia en beneficio de las familias del campo que carecen de tendido eléctrico.

Los componentes principales de dicho diseño se muestran en la Figura 1.17, y son:

1. Poste Principal.
2. Platos de imanes permanentes.
3. Aspas.
4. Veleta.
5. Estator.
6. Dispositivos mecánicos de seguridad.
7. Rotor.

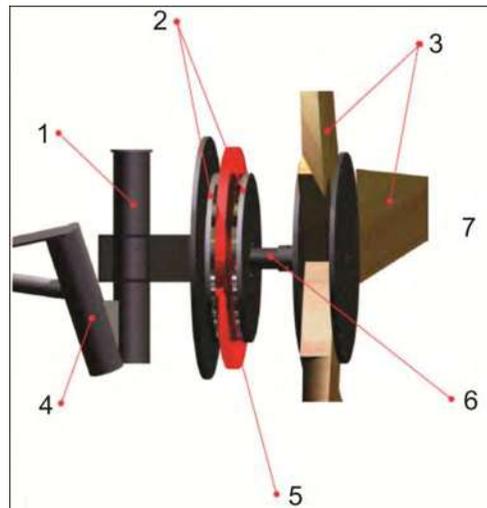


Figura 1.17. Partes que integran el aerogenerador del IDESS.

Este generador eólico tiene como características que es de bajo costo, fácil de mantener reparar y operar, proporciona potencia eléctrica suficiente para un hogar de una comunidad rural y tiene alta confiabilidad y resistencia al desgaste operativo. Sin embargo, cabe mencionar que en su diseño no se menciona la incorporación de un sistema de transmisión acoplado al rotor [11].

### 1.2.5.3. Turbinas eólicas Avispa y Colibrí.

Es importante mencionar que en México existe producción a nivel industrial de aerogeneradores de baja potencia, tal es el caso de las turbinas eólicas “Avispa” y “Colibrí”. El primero de ellos fue desarrollado en el Instituto de Investigaciones Eléctricas, mientras que el segundo es fabricado por la empresa Potencia Industrial que se especializa en el diseño y fabricación de motores eléctricos, generadores y sistemas de energía eléctrica [12].

El aerogenerador Avispa es un sistema conversor de eje horizontal con orientación viento arriba, tres aspas de paso fijo con diámetro de 1.8 m, velocidad variable, con una velocidad de diseño de 11.5 m/s y una potencia nominal de 500 W. Está provisto de un sistema de orientación y control de velocidad basado en un timón de cola lateral con veleta articulada y cuenta con dispositivos para el frenado manual/automático del rotor, a través de un abatimiento lateral del timón de orientación o el frenado dinámico del generador. Está provisto de mecanismos que, actuando sobre el sistema de orientación, protegen al sistema en condiciones de vibración excesiva, sobrevelocidad angular del rotor y/o sobrevelocidad de viento [13].

Este aerogenerador es una de las pocas máquinas eléctricas de baja potencia que cuenta con una transmisión con una relación 1:2.5 y un alternador trifásico de tipo automotriz. En la Figura 1.18, se puede apreciar una fotografía de este aerogenerador. Cabe señalar que la transmisión que incorpora es solo multiplicadora, no variable.



**Figura 1.18.** *Aerogenerador Avispa. 500 W de potencia.*

Por su parte, el aerogenerador Colibrí es una máquina de eje horizontal, con rotor de tres aspas y un generador de transmisión directa sin engranajes ni correas, un control de sobre-velocidad del viento mediante desvío automático del rotor y un frenado dinámico, diseñado para generar 5 o 10 kW de potencia mediante un generador trifásico de imanes permanentes que a diferencia de su similar, es este último el que varía su poder y frecuencia de acuerdo a la velocidad del viento. En la Figura 1.19 puede apreciarse dicha máquina eólica [12].



**Figura 1.19.** *Aerogenerador Colibrí de 5 y 10 kW de potencia.*

### **1.3. CONCLUSIONES PARCIALES**

Hacer una investigación detallada del estado del arte en materia de aerogeneradores es una tarea que exige jornadas prolongadas de estudio, ya que para conocer las particularidades de los sistemas eólicos sería necesario consultar a todos o a la mayoría de los fabricantes de aerogeneradores de toda la gama de potencias.

Durante la investigación realizada se consultaron varios textos electrónicos, como artículos, revistas publicadas por organismos internacionales como el Instituto Alemán de Energías Eólicas (DEWI)", la Asociación Americana de Energía Eólica (AWEA)", libros de texto, etc., alusivos todos ellos a sistemas de generación eólica. Sin embargo es bueno mencionar, que la mayoría de este material hace referencia a sistemas de alta potencia, y un pequeño porcentaje expone detalles del sistema de transmisión empleado. Por esta razón, en este capítulo sólo se expuso parte del material, que en su mayoría hace mención a este tipo de sistemas, además se presentó solo la información que se consideró necesaria, para dar un panorama general, acerca de investigaciones realizadas, de algunas de las tecnologías y sistemas de transmisión empleados, así como del panorama nacional en este rubro.

## **CAPÍTULO 2. DISEÑO DE VARIANTES**

### **2.1. INTRODUCCIÓN.**

Como en todo proceso de diseño, en este capítulo se expone la fase inicial en la cual se generan los bocetos que ayudan a definir la mejor opción para el sistema de transmisión que se desea diseñar. Sin embargo, el desarrollo de esta transmisión se tiene que definir en base una fuente de potencia variable que es el viento, cuya obtención obedece a una serie de formulaciones y estudios ya establecidos que sustentan que su aprovechamiento está limitado a cierto porcentaje. Por esta razón, en este capítulo inicial, no se puede recurrir únicamente a las ecuaciones de diseño de máquinas ya conocidas, es necesario aplicar las formulaciones en materia de energía eólica que se concatenen con las ya mencionadas.

Para indagar un poco más acerca del fenómeno, se realizó un estudio significativo de los aerogeneradores comerciales de potencias similares y de sus parámetros eólicos principales (potencia disponible, potencia extraída, velocidad de rotación, coeficiente de velocidad, etc.) que sirviera de base para definir el comportamiento de la transmisión buscada. Para lograrlo las ecuaciones que corresponden a dichos parámetros se llevaron a una hoja de cálculo junto con las ecuaciones del diseño de máquinas con la finalidad de encontrar una configuración satisfactoria de los parámetros geométricos que den origen a la selección y diseño de cada componente de la transmisión.

### **2.2. DISEÑO CONCEPTUAL.**

Como lo propone French [14] es necesario generar esquemas o bocetos en los cuales se combinen la ciencia de la ingeniería, el conocimiento práctico y los aspectos comerciales. Cada uno de los esquemas representará una alternativa diferente y con características particulares.

El diseño de un sistema de transmisión, regulación y orientación para un aerogenerador de baja potencia puede dar origen a la generación de varios esquemas, cada uno de los cuales será una propuesta que ofrecerá una solución distinta al problema. En general diferirán entre ellos de acuerdo a la configuración, cantidad y tipo de los elementos mecánicos empleados en dicho sistema. A continuación se presenta una breve descripción de cada uno de los conjuntos mencionados:

#### **2.2.1. CONJUNTO DE TRANSMISIÓN.**

Conjunto mecánico cuya función es la de transmitir el movimiento rotatorio y la potencia desde la flecha motriz (hélice o turbina) hasta la flecha conducida (generador). Estaría integrado por varios sistemas:

### 2.2.1.1. Sistema de Transmisión variable.

Componente mecánico que tiene la función de transmitir movimiento y potencia de forma continua y con una amplia gama de relaciones. Puede ser de varios tipos:

- Por conos
- Por discos
- Por poleas variadoras.

*Ventajas:*

- La ventaja principal de toda transmisión variable, es que permite un amplio número de relaciones de transmisión – podría decirse que infinitas – dentro de sus límites establecidos.
- La transmisión variable mediante poleas variadoras tienen una alta eficiencia, dado que presentan poco deslizamiento, y tienen un bajo costo.
- Se pueden obtener relaciones de hasta 16:1, dependiendo su montaje.

*Desventajas.*

- Los sistemas de transmisión variable por medio de conos tienen una transmisión limitada de potencia hasta 10 hp y relaciones de transmisión de hasta 4:1.
- Las transmisiones que emplean discos perpendiculares, son capaces de transmitir hasta 20 hp, con relaciones de hasta 10:1.
- Ambos sistemas son poco eficientes, debido a que están sometidos a cierta cantidad de deslizamiento [15].
- Estas transmisiones necesitan sistemas de empujes entre las ruedas en contacto de cierta complicación y las fuerzas que generan producen pérdidas considerables.

### 2.2.1.2. Engranaje de dientes rectos o helicoidales.

Conjunto de engranes acoplados entre sí destinados a transmitir el movimiento y la potencia desde un eje motriz hasta uno conducido. De acuerdo a las necesidades del sistema podrían ser de dientes rectos o helicoidales.

*Ventajas:*

- Son los más sencillos, en cuanto a construcción y diseño.
- Su construcción es económica.
- Son muy eficientes.
- Alta compacidad.

*Desventajas:*

- Proporcionan relaciones de transmisión pequeñas.
- Velocidades periféricas permisibles relativamente bajas (hasta 8 m/s).
- Cuando su construcción no es precisa genera altas cargas dinámicas durante su funcionamiento.

### **2.2.1.3. Mecanismo Planetario o epicicloidal.**

Acoplamiento de engranes cuyo dimensionamiento y configuración permite el manejo de relaciones más grandes en un espacio menor y permite la realización de cambios de relaciones automáticas.

*Ventajas:*

- Permiten una mayor relación de transmisión en espacios pequeños.
- Son eficientes.
- Proporcionan más de una relación de transmisión, y pueden actuar como mecanismos variadores

*Desventajas:*

- Su diseño es más complejo.
- Su construcción es costosa.
- Requieren de un control muy preciso en su geometría y montaje o ensamble.

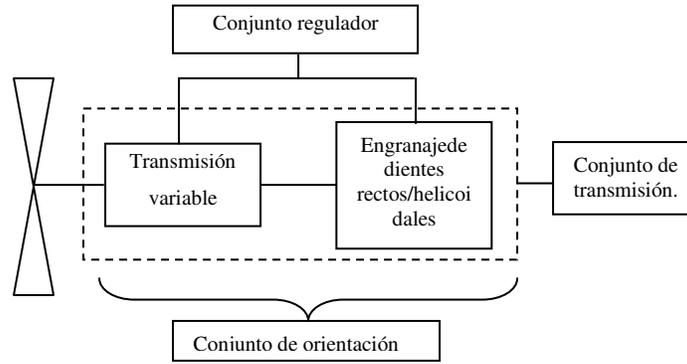
### **2.2.2. CONJUNTO REGULADOR.**

Conjunto de elementos mecánicos destinados a regular la velocidad de rotación. Podría estar integrado por una transmisión variable, mecanismos de actuación centrífuga, un conjunto planetario de engranes, o bien, la combinación de ellos.

### **2.2.3. REPRESENTACIÓN DE LOS ESQUEMAS**

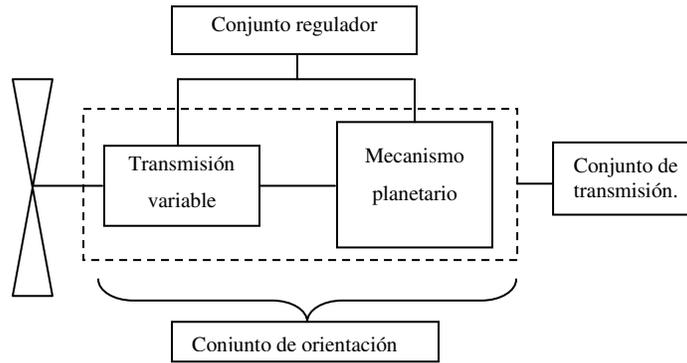
A continuación se presentan los esquemas generados con las posibles configuraciones de los conjuntos y sus elementos mecánicos, así como una breve descripción de ellos. La característica que los hace diferentes entre sí, es la configuración del conjunto de transmisión, pues es este sistema el que podría presentar diferentes configuraciones. El mecanismo regulador y el mecanismo de orientación serían los mismos para cada uno de ellos.

*Esquema 1:* Mostrado en la Figura 2.1, es la configuración más sencilla, conformado por una transmisión variable conectada a una etapa de engranajes rectos o helicoidales. Al contar únicamente con una transmisión variable y una etapa de engranajes, la relación de transmisión sería pequeña.



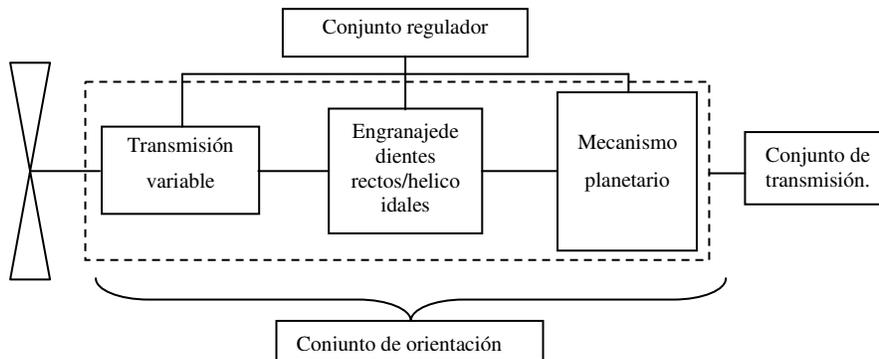
**Figura 2.1. Esquema 1.**

*Esquema 2.* Esta configuración se integraría por una transmisión variable y una etapa de engranajes planetarios, que en conjunto brindarían una relación de transmisión mediana. Ver Figura 2.2.



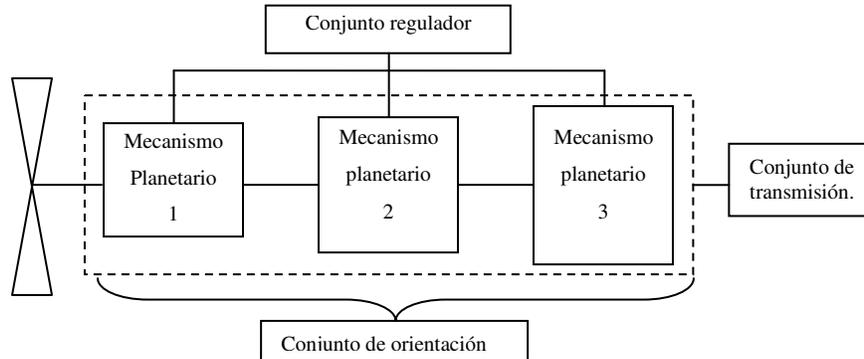
**Figura 2.2. Esquema 2.**

*Esquema 3.* En esta configuración se acoplarían una transmisión variable, una etapa de engranajes planetarios y una etapa de engranajes rectos o helicoidales. Los tres sistemas brindarían una relación de transmisión mayor a la del esquema 2. Esto se puede apreciar en la Figura 2.3.



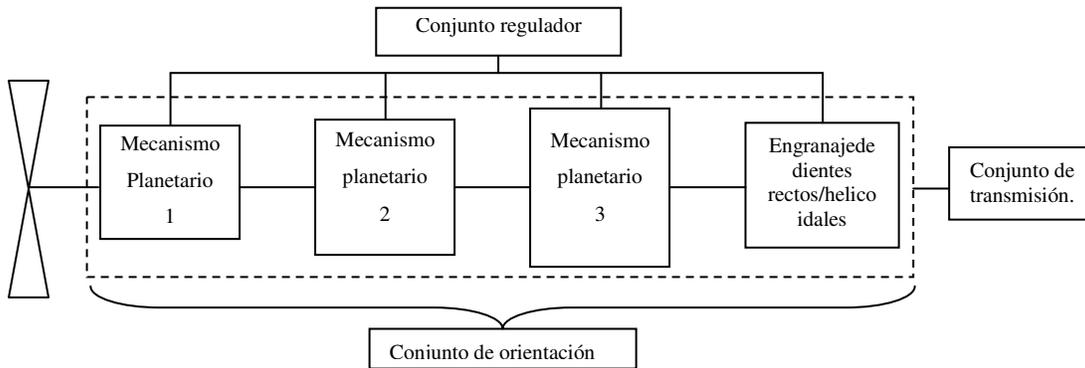
**Figura 2.3. Esquema 3.**

*Esquema 4.* Con esta configuración se podrían acoplar una, dos o hasta tres etapas de engranajes planetarios, de acuerdo a la relación de transmisión buscada, entendiendo que a mayor número de etapas acopladas, mayor la relación de transmisión. Ver Figura 2.4.



**Figura 2.4.** Esquema 4.

*Esquema 5.* Con esta configuración se podrían acoplar una, dos o hasta tres etapas de engranajes planetarios, al igual que en el esquema anterior, con la diferencia de una etapa de engranajes rectos o helicoidales, acoplada a las anteriores con el objeto de brindar una máxima relación de transmisión. Este esquema se muestra en la Figura 2.5.



**Figura 2.5.** Esquema 5.

#### 2.2.4. ESQUEMA SELECCIONADO.

De los esquemas propuestos, el seleccionado para este trabajo es el esquema número 1, ya que es el sistema con menor número de elementos mecánicos, que se traduce en un menor peso. El tipo de transmisión variable, será una transmisión de poleas y correa variadoras, debido a que su uso es más comercial y sus precios son económicos, y al emplear una banda como elemento de transmisión, el peso se reduce significativamente, comparada con

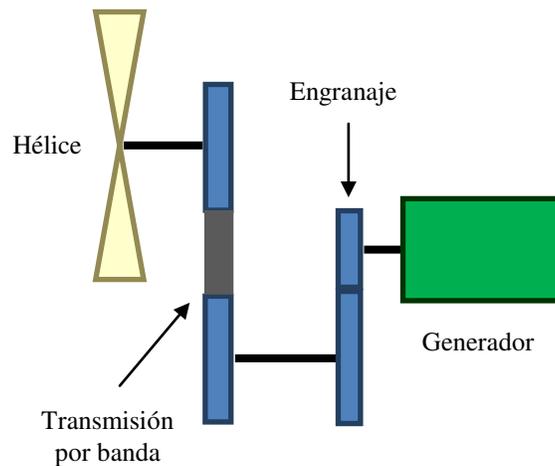
la transmisiones variables de conos y discos, mismas que hoy en día ya no son muy comerciales.

Se descartan aquellos esquemas que en su configuración cuentan con una o más etapas de engranajes epicicloidales, debido a que su diseño es muy complejo para las condiciones con que se cuenta para la construcción de pequeños aerogeneradores de bajas potencias.

Para la variante seleccionada se proponen tres formas constructivas o nuevas variantes como se expresa a continuación:

### 1. Configuración HBEG.

En esta configuración, ilustrada en la Figura 2.6, la disposición de los elementos mecánicos, a partir de la entrada de potencia, es: hélice, transmisión de banda, engranaje y generador.



**Figura 2.6.** Configuración HBEG.

### 2. Configuración HEBG.

En esta configuración, ilustrada en la Figura 2.7, la disposición de los elementos mecánicos, a partir de la entrada de potencia, es: hélice, engranaje, transmisión de banda y generador.

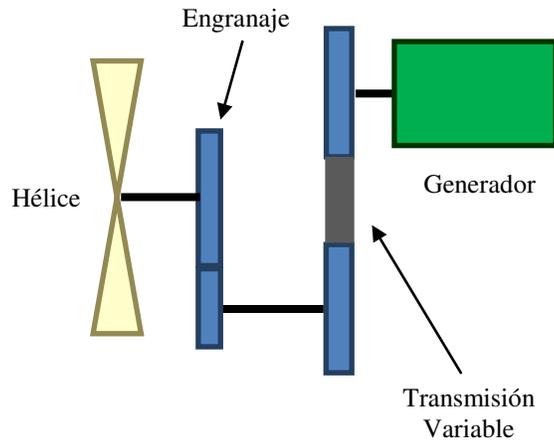


Figura 2.7. Configuración HEBG.

### 3. Configuración HEBEG.

En esta configuración, ilustrada en la Figura 2.8, la disposición de los elementos mecánicos, a partir de la entrada de potencia, es: hélice, engranaje 1, transmisión de banda, engranaje 2 y generador.

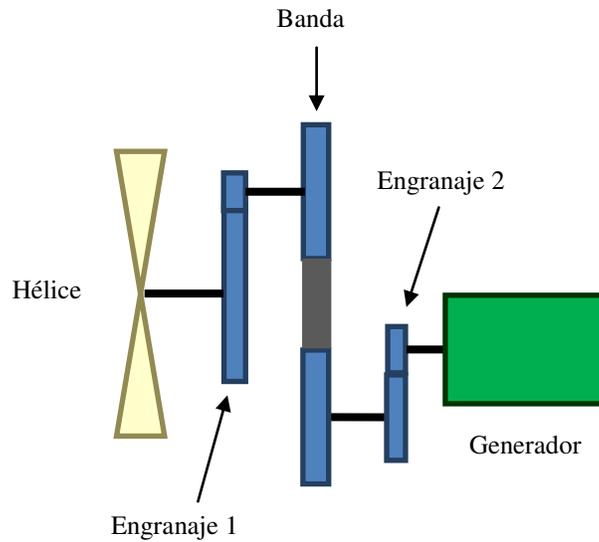


Figura 2.8. Configuración HEBEG.

Después de ponderar las variantes anteriores, se decidió tomar la que posee la transmisión por correas cerca del generador (configuración HEBG), con el propósito principal de eliminar el paso de las cargas dinámicas del sistema motor hacia el generador, considerando que la banda o correa es capaz de asimilar tales efectos dinámicos.

### **2.2.5. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL FUNCIONAMIENTO DE LA CONFIGURACIÓN HEBG.**

De acuerdo con esta configuración el funcionamiento del sistema sería como se describe en los siguientes puntos:

- La entrada de potencia y movimiento es desde un conjunto de un eje, que soporta a la turbina mediante un acoplamiento, y un par de rodamientos apareados montados en dicho eje.
- Del eje anterior, el movimiento pasa a un limitador de par que protege al sistema de velocidades de giro elevadas, mediante la conexión y desconexión de los ejes acoplados.
- El limitador de par, a su vez, accionaría a una caja de engranes de dos etapas de dientes asimétricos, que con sus respectivos ejes y rodamientos, multiplica la velocidad de giro proporcionada desde la turbina.
- Posteriormente, el movimiento de giro ya multiplicado, pasa hasta un sistema de poleas variadoras. La rotación entra por la polea motriz que acciona a la polea conducida por medio de una correa o banda. La regulación de este sistema es gracias a un regulador de Watt acoplado directamente a la polea motriz, que a una velocidad de rotación mayor desplaza axialmente a uno de los discos de dicha polea, permitiendo así una mayor separación entre los discos y por consecuencia una relación de transmisión distinta.
- Finalmente, la polea conducida hace girar a un eje el cual se conectaría al generador seleccionado.

### **2.3. CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA LOS ESQUEMAS SELECCIONADOS.**

#### **2.3.1. CONCEPTOS PREVIOS SOBRE ENERGÍA EÓLICA**

El principal componente de una turbina eólica es el convertidor de energía (hélice o turbina) el cual transforma la energía cinética contenida en el movimiento del viento, en energía mecánica [16]. La ecuación que expresa la potencia que puede extraerse de una masa de viento con cierta velocidad a través de un área perpendicular a ella es [6]:

$$P_D = \frac{1}{2} \rho V_v^3 A_v \quad (2.1)$$

Sin embargo, según Betz [16] la máxima potencia que puede ser extraída por una turbina eólica, está dada por la ecuación:

$$P_E = \frac{16}{27} \left( \frac{1}{2} \rho V_v^3 A_v \right) \quad (2.2)$$

La ecuación (2.2) se puede escribir también como:

$$P_E = 0.593 P_D \tag{2.3}$$

De la ecuación anterior 0.593 representa el máximo coeficiente de potencia, definido por la relación que existe entre la potencia disponible por el viento, y la potencia que puede ser extraída por la turbina, y cuyo valor refleja su rendimiento. En otras palabras:

$$C_p = \frac{P_E}{P_D} \tag{2.4}$$

Otro parámetro de importancia es la velocidad específica  $\lambda$  que relaciona la velocidad lineal en la punta de los álabes del rotor y la velocidad no perturbada del viento, o sea:

$$\lambda = \frac{\omega_r r_r}{V_v} \tag{2.5}$$

Tanto la velocidad específica ( $\lambda$ ) como el coeficiente de potencia ( $C_p$ ), son parámetros específicos de cada turbina que dependen del tipo de álabes empleado, y resultan necesarios para el diseño de la transmisión, pues son los parámetros que permiten relacionar la velocidad del viento con la rotación de la turbina y la cantidad de potencia extraída, respectivamente. Para el caso de estudio presente, los valores para estos parámetros son:  $\lambda=7$  y  $C_p=0.48$ , correspondientes a una turbina eólica de tres álabes [a], tipo de rotor empleado en la muchas de las turbinas de hoy en día.

### 2.3.1.1. Aerogeneradores de baja potencia comerciales.

Hoy en día existen en el mercado un gran número de fabricantes de aerogeneradores de baja potencia (menor a los 100 kW, tal como se aprecia en la Tabla 1.1, [17]), de los cuales la gran mayoría son extranjeros, y los nacionales son muy escasos.

**Tabla 2.1.** Clasificación de los aerogeneradores para producción eléctrica en función de su potencia, de acuerdo a la IDAE.

Denominación	kW	Utilización
Muy baja <sup>1</sup>	< 1	Embarcaciones, sistemas de comunicación, refugios de montaña, iluminación, etc.
	1-10	Granjas, viviendas aisladas (sistemas EO-FV), bombeo, etc.
Baja	10-100	Comunidades de vecinos, PYME's (sistemas mixtos EO-Diesel), drenaje, tratamientos de aguas, etc.
Media	100-1 000	Parques eólicos (terreno complejo)
Alta	1 000-10 000	Parques eólicos (terreno llano, mar adentro)
Muy alta	> 10 000	En fase de investigación y desarrollo, requieren nuevos diseños y materiales no convencionales. No antes del año 2010

En un estudio llevado a cabo, se muestran los diversos fabricantes de diferentes países, de aerogeneradores de potencias similares a los 2500 W, dado que es la potencia para la cual se diseñará la transmisión. Se recabaron datos como la potencia nominal (potencia extraída), velocidad nominal del viento, diámetro del rotor, velocidad angular nominal a la cual opera el rotor. Mediante las ecuaciones (2.1), (2.4) y (2.5) se determinaron, en los casos en que se tenía la información requerida, la potencia disponible, el coeficiente de potencia y la velocidad específica de los aerogeneradores localizados, datos mostrados en la Tabla 2.2.

**Tabla 2.2.** *Parámetros de aerogeneradores comerciales de potencia cercana a los 2.5 kW.*

FABRICANTE	MODELO	$P_{extraída}$	$V_{nom. Viento}$	$\phi_{rotor}$	$V_{nom. Rotor}$	$P_{disponible}$	$C_p$	$\lambda$	País
SouthWest WindPower	<i>AirX</i>	400	12.5	1.15		1.22	0.33		E.U.A.
	<i>Wisper 200</i>	1000	11.6	2.7		5.36	0.19		
	<i>Wisper 500</i>	3000	10.5	4.5		11.05	0.27		
	<i>Skystream 3.7</i>	2400	13	3.72		14.33	0.17		
AWS	<i>Genie 1500</i>	1500	12	3.7	300 <small>aprox</small>	11.15	0.14		India
	<i>Genie 2000</i>	2000	12	3.35	300	9.14	0.22		
Evance	<i>Evance R9000</i>	5000	12	5.5	200	24.63	0.2	4.8	Inglaterra
Fortis	<i>Fortis Passaat</i>	1400	16	3.12	450 <small>aprox</small>	18.79	0.08		Países Bajos
	<i>Fortis Montana</i>	5000	17	5	300 <small>aprox</small>	57.88	0.1		
NovaWind	<i>NovaWind-6</i>	6000	10.6	6	100 <small>aprox</small>	20.21	0.3		Desconocido
IIE	<i>Avispa</i>	500	11.5	1.8	454	2.322	0.22	3.72	México
<b>Potencia Industrial</b>	<i>Colibrí - 5 kW</i>	5000			160 - 250				México
	<i>Colibrí - 10 kW</i>	10000			160 - 250				
Bornay	<i>Bornay 1500</i>	1500	12	2.86	700	6.67	0.23	8.74	España
	<i>Bornay 3000</i>	3000	12	4	500	13.03	0.23	8.73	
Bergey	<i>Bergey XL1</i>	1000	11	2.5		3.92	0.26		E.U.A.
Aerocraft	<i>AC 1002</i>	1000	9	2.4	300 <small>aprox</small>	1.98	0.51	4.19	E.U.A.
AWP	<i>AWP 3.7</i>	1500	12	3.7	300 <small>aprox</small>	11.15	0.14	4.8	Desconocido
Hummer WindPower	<i>H3.8-2000</i>	2000	9	3.8	450	4.96	0.4	9.95	E.U.A.
	<i>H4.6-3000</i>	3000	10	4.8	265	10.86	0.28	6.66	E.U.A.
Dongguan Wind Power	<i>3000W</i>	3000	12.5	4.5		18.64	0.16		China
Heyde Windtechnik	<i>Antaris 2.5KS</i>	2500	11	3		5.645	0.44		Alemania
	<i>2.5 KS LV</i>	2500	11	3		5.645	0.44		
	<i>3.5 KS</i>	3500	11	3.5		7.683	0.46		
	<i>3.5 KS-LV</i>	3500	11	3.5		7.683	0.46		
Landmark Power Concepts	<i>3000 Neo</i>	3000	12	3.7		11.15	0.27		Alemania
Solar-Wind-Team GmbH	<i>Winplex 2500</i>	2500	12	3.2		8.338	0.3		Alemania
S&W Energiesysteme	<i>S&amp;W 3.0</i>	3000	11.9	3.56		10.6	0.3		Alemania
Taos Wind Energy	<i>Taos 2000</i>	2000	12	2.8		6.384	0.31		China
TechnoSpin	<i>PowerSpin TSW 2000</i>	2000	12	3		7.329	0.27		E.U.A.
	<i>ComSpin TSW 2000</i>	2000	12	3		7.329	0.27		
	<i>PowerSpin TSW 2200</i>	2200	11	3.5		7.683	0.29		
	<i>ComSpin TSW 2200</i>	2200	11	3.5		7.683	0.29		
Unitron Energy	<i>UE 15plus</i>	1800	10.5	3.4		6.306	0.29		India
	<i>UE 33</i>	3300	10.5	4.65		11.8	0.28		
Nueva Energía	<i>2 kW</i>	2000	9	3.2	400	3.518	0.57	7.45	España
	<i>3 kW</i>	3000	10	4.5	220	9.543	0.31	5.18	
Tairui	<i>TR4.5-3000W</i>	3000	10	4.5	220	9.543	0.31	5.18	China
Partzsch Electromotoren	<i>Pawicon 2500</i>	2500	11	3.5	420	7.683	0.33	7	Alemania
Betriebsführung Eisenschmidt	<i>EW Elisa 2.5</i>	2500	11	3.6	420	7.197	0.31	7.2	Alemania

Igualmente, se realizó una búsqueda para aerogeneradores cuyo diámetro de rotor oscila alrededor de los 8.5 m y se determinaron, en los casos en que fue posible, las mismas variables, tal como se muestra en la Tabla 2.3.

**Tabla 2.3.** Parámetros de aerogeneradores comerciales con diámetros que oscilan alrededor de 8.5 m.

FABRICANTE	MODELO	P <sub>extraída</sub>	V <sub>nom. Viento</sub>	Ø <sub>rotor</sub>	V <sub>nom. Rotor</sub>	P <sub>disponible</sub>	C <sub>p</sub>	λ	País
Solar Innova	SI-EE-H-20KW	20000	10	9	180	38.17	0.52	8.48	España
Nueva Energía	20 kW	20000	12	10	90	81.43	0.25	3.93	España
Shangai UOU New Energy	H8.0-10000W	10000	10	8	180	30.16	0.33	7.54	China
	H9.0-20000W	20000	10	9	120	38.17	0.52	5.66	
Gazelle Wind Turbine	20kW	20000	13	11	106	125.3	0.16	4.7	Inglaterra
Solar und Windenengiesysteme	S&W 20.0	20000	11.25	8.9	80	53.15	0.38	3.31	Alemania
Hummer WindPower	20 kW	20000	11.5	9	180	58.05	0.35	7.38	EUA
Coemi	G-3 20kW	20000	12	15	65	183.2	0.11	4.25	Inglatera
Tairui	TR10.0-20kW	20000	12	10	90	81.43	0.25	3.93	China
Cyclone WindGenerators	14.5 kW	14500	12	8	150	52.12	0.28	5.24	Canada
Uni Energy	UniWind 10	10000	10	8	180	30.16	0.33	7.54	Alemania
Step EnergySystems	Step V2	15000	11	8.4	100	44.26	0.34	4	Austria

### 2.3.2. CÁLCULO DE LA POTENCIA.

Se sabe que la ecuación para determinar la potencia de un sistema mecánico compuesto de elementos rotativos alrededor de un eje, en función del torque transmitido y de la velocidad angular a la que está girando, es:

$$P = T\omega \tag{2.6}$$

La potencia también se puede determinar a través de la velocidad lineal a la que se desplaza un objeto y de la fuerza con que se desplaza, tal como sucede como en los elementos sometidos bajo la acción de fuerzas de contacto, representado por la ecuación siguiente:

$$P = FV \tag{2.7}$$

El par motor representado en la ecuación (2.8), se puede obtener a partir de la ecuación (2.6), mientras que el torque se calcula mediante la ecuación (2.9), como se puede ver a continuación:

$$T = \frac{P}{\omega} \tag{2.8}$$

$$T = Fr \tag{2.9}$$

La velocidad de giro a la cual se mueve un elemento rotatorio se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{V}{r} \quad (2.10)$$

A partir de la ecuación anterior, se puede conocer la velocidad lineal en función de la velocidad de giro y del radio de un elemento de transmisión, también es posible conocer el radio de un elemento giratorio en función de sus velocidades angular y lineal, tal como se muestra en las siguientes ecuaciones.

$$r = \frac{V}{\omega} \quad (2.11)$$

$$V = \omega r \quad (2.12)$$

Para conocer la relación de transmisión que existe entre elementos rotatorios, conducidos y motrices, se tiene la siguiente ecuación:

$$R = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (2.13)$$

Haciendo una combinación de las ecuaciones (2.6) a (2.13), se obtienen las relaciones necesarias para determinar los diámetros, la potencia, velocidad de rotación y el par motor de los elementos que integran una transmisión.

### **2.3.3. CÁLCULO DE LA CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DE LOS ESQUEMAS SELECCIONADOS (PRIMERA FASE).**

En esta primera fase, se hace un estudio del comportamiento geométrico general del sistema con el fin de determinar la configuración de los elementos de la transmisión para cada uno de los esquemas seleccionados (configuraciones HBEG, HEBG y HEBEG) tomando como punto de partida los valores promedio obtenidos en el estudio realizado presente en la sección 2.3.1.1 para generadores con potencias similares a los 2.5 kW, que es la potencia deseada. Cabe mencionar que al inicio de los cálculos en las distintas variantes de esta primera fase, se supone una potencia constante, mientras que en algunas de las otras variantes se calcula a partir de la potencia extraída, de forma tal que exista una mejor comprensión, y pueda establecerse la diferencia entre un mecanismo motor que trabaja con una potencia constante, y un mecanismo que entrega una potencia variable, que es el caso de estudio. Las variables por calcular son las siguientes:

- Velocidad de rotación de generador.
- Velocidad específica de la turbina.
- Diámetro del rotor.
- Velocidad del viento.
- Coeficiente de potencia.
- Densidad del viento.

- Relación de transmisión del (los) engranaje (s).
- Diámetros de los engranes y poleas conducidos.
- Relación de transmisión de las poleas.

Con las variables mencionadas se podrán calcular los siguientes parámetros mecánicos:

- Potencia disponible del viento.
- Potencia extraída por la turbina.
- Velocidad angulares del rotor, engranes y poleas.
- Fuerzas tangenciales en engranes y poleas.
- Velocidad lineal de la correa de transmisión y engranes.
- Velocidad angular de la polea motriz y engranes conducidos.
- Par motor generado en la flecha del generador.

A partir de estos datos iniciales se puede dimensionar la geometría y calcular los parámetros mecánicos, de manera que se puede determinar si la configuración en cuestión satisface las restricciones de diseño establecidas. De no ser así, se les asignan nuevos valores a las variables mencionadas en el párrafo anterior y se hace un nuevo análisis, hasta encontrar una configuración satisfactoria. Para facilitar el proceso, se realizó una hoja de cálculo en la cual intervienen todas las variables y parámetros mencionados, para cada uno de los esquemas seleccionados. Las ecuaciones empleadas surgen de la combinación de las ecuaciones (2.1) a (2.13) y se resumen en la Tabla 2.4. Los resultados obtenidos se muestran en los tópicos siguientes.

**Tabla 2.4.** *Fórmulas empleadas para determinar la configuración geométrica.*

CONCEPTO	ECUACIÓN	NO.
Potencia Disponible	$P_D = \frac{1}{2} \rho V^3 A$	(2.1)
Potencia Extraída	$P_E = P_D C_p$	(2.14)
Velocidad rotacional del motor	$\omega_r = \lambda V_v / r_r$	(2.15)
Velocidad rotacional del engrane 1	$\omega_{e1} = \omega_r$	(2.16)
Fuerza tangencial en la cara del engrane 1	$F_{e1} = \frac{P_E}{\omega_r * r_{e1}}$	(2.17)
Velocidad lineal del diente del engrane 1	$V_{Le1} = \frac{P_E}{F_{e1}}$	(2.18)

Diámetro del piñón 1	$D_{p1} = D_{e1} \left[ \frac{1}{1/R_e} \right]$	(2.19)
Velocidad angular del piñón 1	$\omega_{p1} = \frac{V_{Le1}}{r_{e1} \left[ \frac{1}{1/R_e} \right]}$	(2.20)
Velocidad rotacional del engrane 2	$\omega_{e2} = \omega_{p1}$	(2.21)
Fuerza tangencial en la cara del engrane 2	$F_{e2} = \frac{P_E}{\omega_{p1} * r_{e2}}$	(2.22)
Velocidad lineal del diente del engrane 2	$V_{Le2} = \frac{P_E}{F_{e2}}$	(2.23)
Diámetro del piñón 2	$D_{p2} = D_{e2} \left[ \frac{1}{1/R_e} \right]$	(2.24)
Velocidad angular del piñón 2	$\omega_{p2} = \frac{V_{Le2}}{r_{e2} \left[ \frac{1}{1/R_e} \right]}$	(2.25)
Velocidad angular de la patea motriz	$\omega_{pm} = \omega_{p2}$	(2.26)
Fuerza tangencial en la patea motriz	$F_{pm} = \frac{P_E / \omega_{pm}}{r_{pm}}$	(2.27)
Velocidad lineal de la patea motriz	$V_{Lpm} = \frac{P_E}{F_{pm}}$	(2.28)
Diámetro de la patea conducida	$D_{pc} = D_{pm} \left[ \frac{1}{1/R_p} \right]$	(2.29)
Velocidad angular de la patea conducida	$\omega_{pc} = \omega_{pm} \left[ \frac{1}{R_p} \right]$	(2.30)
Torque en la patea conducida	$T_{pc} = \frac{P_E}{\omega_{pc}}$	(2.31)

### 2.3.3.1. Restricciones iniciales del diseño.

Para diseñar la transmisión deseada, es necesario limitar las variables que intervienen, ya que muchas de ellas pueden adquirir valores comprendidos dentro de un amplio rango, tal es el caso de la velocidad del viento, del diámetro del rotor, las relaciones de transmisión para engranes y poleas, etc., esto significa que las combinaciones entre ellas son inmensas. Las restricciones iniciales para esta fase, son las siguientes:

- El rango de velocidad aprovechable de viento ( $V_v$ ), será de los 5 m/s a los 15 m/s.
- Los valores iniciales para la velocidad específica ( $\lambda$ ), diámetro del rotor ( $\emptyset$ ) y coeficiente de potencia, serán tomados de los promedios obtenidos en el estudio realizado sobre aerogeneradores de baja potencia comerciales, presentes en la tabla 3, donde:  $\lambda = 7.45$ ,  $\emptyset = 3.61$  m y  $C_p = 0.31$ .
- El valor de la densidad del viento será de  $1.225$  kg/m<sup>3</sup>.
- La velocidad lineal de la correa de la transmisión variable podrá estar en el rango de 10 m/s y 25 m/s. Sin embargo, es recomendable que la velocidad lineal se encuentre en el rango de 20 m/s a 25 m/s.
- La velocidad tangencial de los engranajes será menor o igual a 8 m/s.
- Se propone una velocidad de rotación ( $V_g$ ) de 372 rpm para el generador.

### **2.3.3.2. Configuración HBEG**

#### *2.3.3.2.1. Variante 1. Introduciendo los valores promedios.*

Los valores iniciales para esta configuración (Hélice, Banda, Engrane, Generador), corresponden a los valores promedio obtenidos en la sección 2.2.1.1. y ellos se muestran en la Tabla 2.5 al igual que los valores calculados.

**Tabla 2.5.** Valores iniciales (izquierda) y valores calculados (derecha) para la variante 1 de la configuración HBEG.

VARIANTE 1			
Introduciendo valores promedios			
$\omega_g =$	372	372	372
$\lambda =$	7.45	7.45	7.45
$D_r =$	3.61	3.61	3.61
$V_v =$	5	10	15
$C_p =$	0.31	0.31	0.31
$\rho =$	1.225	1.225	1.225
$R_p =$	1.59	3.18	4.77
	1	1	1
$D_{pm} =$	1	0.5	0.33
$R_e =$	1	1	1
	3	3	3
$D_{e1} =$	0.2	0.2	0.2
$P_D =$	0.784	6.269	21.16
$P_E =$	0.243	1.943	6.559
$\omega_r =$	197.1	394.1	591.2
$\omega_{pm} =$	197.1	394.1	591.2
$F_{pm} =$	242.3	242.3	244.7
$V_{Lpm} =$	10.32	10.32	10.22
$D_{pc} =$	1.59	1.59	1.574
	0.795	0.795	0.78705
$\omega_{pc} =$	123.9	123.9	123.9
$\omega_{e1} =$	123.9	123.9	123.9
$F_{e1} =$	1926	1926	1926
$V_{Le1} =$	1.298	1.298	1.298
$D_{p1} =$	0.067	0.067	0.067
$\omega_{p1} =$	371.8	371.8	371.8
$T_{p1} =$	64.2	64.2	64.2
$\omega_{rg} =$	372	372	372
$T_{rg} =$	64.18	64.18	64.18

*Datos de entrada.*  
*Cálculos Realizados.*  
*Cálculos de Restricción.*  
*Datos Requeridos.*

Nuevo valor de entrada propuesto.

Cambio obligado en el dato de entrada.

Nuevo valor calculado.

Valor calculado fuera de rango.

De la tabla anterior se puede resumir lo siguientes puntos:

- La velocidad lineal de la correa resulta en el rango deseado, es decir, 10.32 m/s.
- La velocidad tangencial del engranaje se encuentra también dentro de los límites establecidos, es decir 1.298 m/s.
- La velocidad rotacional resultante en la polea conducida, 123.9 rpm es constante independientemente de la velocidad del viento. Como el movimiento que entrega ésta pasa a través del engranaje, la velocidad rotacional en el generador resulta también constante, es decir, 371.8 rpm.
- Los diámetros del engrane 1 y del piñón 1, son de una medida aceptable, 0.2 m y 0.06 m, respectivamente, sin embargo podrían reducirse aún más.
- Los diámetros de la polea motriz y conducida resultan de medidas muy grandes, que van desde 0.3 m hasta 1 m, para el primero mientras que el segundo se mantiene constante con 1.59 m, razón principal por la que esta variante no es satisfactoria.

2.3.3.2.2. Variante 2. Nueva relación de engranaje.

Para esta variante se mantienen la mayoría de los valores establecidos en la variante 1, pero ahora se propone una nueva relación de transmisión en el engranaje, a fin de disminuir su diámetro. El cambio hecho repercute en la velocidad de rotación en el engrane impulsado. Con ello se obliga a cambiar las relaciones de transmisión de las poleas. Los valores de entrada y los calculados se muestran en la Tabla 2.6.

**Tabla 2.6.** Valores de entrada (izquierda) y valores calculados (derecha) para la variante 2 de la configuración HBEG.

<b>VARIANTE 2</b>			
Nueva relación del engranaje			
$\omega_g =$	372	372	372
$\lambda =$	7.45	7.45	7.45
$D_r =$	3.61	3.61	3.61
$V_v =$	5	10	15
$C_p =$	0.31	0.31	0.31
$\rho =$	1.225	1.225	1.225
$R_p =$	1.06	2.12	3.18
	1	1	1
$D_{pm} =$	1	0.5	0.33
$R_e =$	1	1	1
	2	2	2
$D_{e1} =$	0.15	0.15	0.15
$P_D =$	0.7836	6.269	21.16
$P_E =$	0.2429	1.943	6.559
$\omega_r =$	197.07	394.1	591.2
$\omega_{pm} =$	197.07	394.1	591.2
$F_{pm} =$	242.28	242.3	244.7
$V_{Lpm} =$	10.319	10.32	10.22
$D_{pc} =$	1.06	1.06	1.049
$\omega_{pc} =$	185.92	185.9	185.9
$\omega_{e1} =$	185.92	185.9	185.9
$F_{e1} =$	1712.1	1712	1712
$V_{Le1} =$	1.4602	1.46	1.46
$D_{p1} =$	0.075	0.075	0.075
$\omega_{p1} =$	371.83	371.8	371.8
$T_{p1} =$	64.205	64.2	64.2
$\omega_{rg} =$	372	372	372
$T_{rg} =$	64.175	64.18	64.18

*Datos de entrada.*  
*Cálculos Realizados.*  
*Cálculos de Restricción.*  
*Datos Requeridos.*

Nuevo valor de entrada propuesto.  
 Cambio obligado en el dato de entrada.  
 Nuevo valor calculado.  
 Valor calculado fuera de rango.

De la tabla anterior se puede resumir lo siguiente:

- Se reduce la relación del engranaje a 1:2, con ello disminuye el diámetro del engrane impulsora 0.15m, aumenta su velocidad de rotación a 185.9 rpm, y aumenta su a 1.46 m/s. Sin embrago, el diámetro del piñón aumenta a 0.075m.
- Para mantener la velocidad propuesta en el generador, es necesario disminuir la relación de transmisión de las poleas de 1.06:1, 2.12:1 y 3.18:1, para las velocidades de viento de 5, 10 y 15 m/s, respectivamente.

Aunque el diámetro del engrane se redujo a un valor más aceptable, los resultados obtenidos no son enteramente satisfactorios, ya que se está buscando reducir el diámetro de la polea motriz.

2.3.3.2.3. Variante 3. Incrementando  $\lambda$  y  $\omega$ , de acuerdo a  $\omega = \lambda V/r$ .

En esta variante de diseño se incrementa la velocidad angular con el propósito de disminuir el radio de la polea motriz. De acuerdo con la ecuación (2.11), para reducir el radio de un elemento rotatorio, se deberá reducir la velocidad lineal ( $V_L$ ) o bien incrementar la velocidad angular ( $\omega$ ). La forma de incrementar la velocidad angular en la polea motriz, es incrementando la velocidad angular en el rotor, aplicando la ecuación (2.15), es decir, suponiendo que el rotor tenga un factor  $\lambda$  mayor al propuesto inicialmente. En la Tabla 2.7 se muestran los valores de entrada y los valores calculados para esta variante.

Tabla 2.7. Valores de entrada y valores calculados para la variante 3.

VARIANTE 3			
Incrementando $\lambda$ y $\omega$ , de acuerdo a $\omega = \lambda V/r$			
$\omega_g =$	372	372	372
$\lambda =$	10	10	10
$D_r =$	3.61	3.61	3.61
$V_v =$	5	10	15
$C_p =$	0.31	0.31	0.31
$\rho =$	1.2	1.2	1.2
$R_p =$	1.06	2.12	3.18
	1	1	1
$D_{pm} =$	1	0.5	0.33
$R_e =$	1	1	1
	1.49	1.49	1.49
$D_{e1} =$	0.15	0.15	0.15
$P_D =$	0.768	6.141	20.727
$P_E =$	0.238	1.904	6.4253
$\omega_r =$	264.5	529	793.57
$\omega_{pm} =$	264.5	529	793.57
$F_{pm} =$	180.5	180.5	182.32
$V_{Lpm} =$	13.85	13.85	13.712
$D_{pc} =$	1.06	1.06	1.0494
$\omega_{pc} =$	249.6	249.6	249.55
$\omega_{e1} =$	249.6	249.6	249.55
$F_{e1} =$	1276	1276	1275.5
$V_{Le1} =$	1.96	1.96	1.96
$D_{p1} =$	0.101	0.101	0.1007
$\omega_{p1} =$	371.8	371.8	371.83
$T_{p1} =$	64.2	64.2	64.205
$\omega_{rg} =$	372	372	372
$T_{rg} =$	64.18	64.18	64.175

*Datos de entrada.*  
*Cálculos Realizados.*  
*Cálculos de Restricción.*  
*Datos Requeridos.*

Nuevo valor de entrada propuesto.

Cambio obligado en el dato de entrada.

Nuevo valor calculado.

Valor calculado fuera de rango.

Resumiendo lo mostrado por la tabla anterior se destacan los siguientes puntos:

- Con un rotor con una velocidad específica  $\lambda = 10$  la velocidad del rotor se incrementa (264.5 rpm, 529 rpm y 793.57 rpm para las velocidades de viento establecidas) y al mismo tiempo, las velocidades rotacional y lineal de la polea motriz (13.85 m/s)

- Para mantener la velocidad rotacional deseada en la flecha de salida, se debió cambiar la relación del engranaje a un valor de 1.49:1, que repercute en un aumento en el diámetro del piñón (0.101 m).
- Al incrementarse la velocidad rotacional de la polea motriz, se incrementa su velocidad tangencial, que corresponde a la velocidad de la correa (13.85 m/s). Caso análogo ocurre para el engrane impulsor, que aumenta su velocidad lineal a 1.96 m/s.

Con estos cambios, se está en condiciones de aplicar la ecuación (2.12) para reducir el diámetro de las poleas.

2.3.3.2.4. Variante 4. Reduciendo el diámetro de la polea motriz ( $D_{pm}$ ) de acuerdo a  $VL=\omega r$ .

Aplicando la ecuación (2.12) se reduce el diámetro de las poleas sin modificar la velocidad lineal de la correa respecto a la variante 2, como se muestra en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8. Valores de entrada y valores calculados para la variante 4.

VARIANTE 4			
Reduciendo $D_{pm}$ de acuerdo a $VL=\omega r$			
$\omega_g =$	372	372	372
$\lambda =$	10	10	10
$D_r =$	3.61	3.61	3.61
$V_v =$	5	10	15
$C_p =$	0.31	0.31	0.31
$\rho =$	1.2	1.2	1.2
$R_p =$	1.06	2.12	3.18
	1	1	1
$D_{pm} =$	0.73	0.37	0.25
$R_e =$	1	1	1
	1.49	1.49	1.49
$D_{e1} =$	0.15	0.15	0.15
$P_D =$	0.768	6.141	20.73
$P_E =$	0.238	1.904	6.425
$\omega_r =$	264.5	529	793.6
$\omega_{pm} =$	264.5	529	793.6
$F_{pm} =$	247.3	243.9	240.7
$V_{Lpm} =$	10.11	10.25	10.39
$D_{pc} =$	0.774	0.784	0.795
$\omega_{pc} =$	249.6	249.6	249.6
$\omega_{e1} =$	249.6	249.6	249.6
$F_{e1} =$	1276	1276	1276
$V_{Le1} =$	1.96	1.96	1.96
$D_{p1} =$	0.101	0.101	0.101
$\omega_{p1} =$	371.8	371.8	371.8
$T_{p1} =$	64.2	64.2	64.2
$\omega_{rg} =$	372	372	372
$T_{rg} =$	64.18	64.18	64.18

*Datos de entrada.*  
*Cálculos Realizados.*  
*Cálculos de Restricción.*  
*Datos Requeridos.*

Nuevo valor de entrada propuesto.

Cambio obligado en el dato de entrada.

Nuevo valor calculado.

Valor calculado fuera de rango.

De la tabla anterior, se desprende lo siguiente:

- El diámetro de la polea motriz se redujo a 73 cm, 37 cm y 25 cm para las velocidades de viento establecidas, así la velocidad lineal de la correa se mantiene como en la variante 2 (10.18 m/s).
- Al disminuir el diámetro de la polea motriz, se disminuye la velocidad lineal de la correa, pasando de 13.85 m/s, calculados en la variante 3, a 10.2 m/s. Se observa que al modificar el diámetro de un elemento mecánico, se modifica su velocidad tangencial.
- De igual forma el diámetro de la polea conducida se reduce también a 784 cm.
- Al disminuir el diámetro de la polea motriz, se dis

Aunque los cambios realizados muestran resultados más satisfactorios, se espera aún poder reducir más los diámetros de las poleas.

#### *2.3.3.2.5. Variante 5. Nuevo valor para $D_r$ de acuerdo a $\omega = \lambda V/r$ .*

En las dos variantes anteriores se redujo el diámetro de las poleas aumentando su velocidad angular mediante un cambio en la velocidad específica ( $\lambda = 10$ ). En esta variante se incrementa de nuevo la velocidad angular, proponiéndose ahora un nuevo valor para el diámetro de la turbina, tal como se establece en la ecuación (2.15). En la Tabla 2.9 se muestran los valores de entrada modificados así como los cálculos hechos para esta variante.

**Tabla 2.9.** Valores de entrada (izq.) y valores calculados (der.) para la variante 5.

<b>VARIANTE 5</b>			
Nuevo valor para $D_r$ de acuerdo a $\omega = \lambda V/r$			
$\omega_g =$	372	372	372
$\lambda =$	10	10	10
$D_r =$	2.8	2.8	2.8
$V_v =$	5	10	15
$C_p =$	0.31	0.31	0.31
$\rho =$	1.2	1.2	1.2
$R_p =$	1.06	2.12	3.18
	1	1	1
$D_{pm} =$	0.56	0.28	0.19
$R_e =$	1	1	1
	1.16	1.16	1.16
$D_{e1} =$	0.15	0.15	0.15
$P_D =$	0.4618	3.6945	12.469
$P_E =$	0.1432	1.1453	3.8654
$\omega_r =$	341.05	682.09	1023.1
$\omega_{pm} =$	341.05	682.09	1023.1
$F_{pm} =$	250	250	245.61
$V_{Lpm} =$	10	10	10.179
$D_{pc} =$	0.5936	0.5936	0.6042
$\omega_{pc} =$	321.74	321.74	321.74
$\omega_{e1} =$	321.74	321.74	321.74
$F_{e1} =$	989.33	989.33	989.33
$V_{Le1} =$	2.527	2.527	2.527
$D_{p1} =$	0.1293	0.1293	0.1293
$\omega_{p1} =$	373.22	373.22	373.22
$T_{p1} =$	63.966	63.966	63.966
$\omega_{rg} =$	372	372	372
$T_{rg} =$	64.175	64.175	64.175

*Datos de entrada.*  
*Cálculos Realizados.*  
*Cálculos de Restricción.*  
*Datos Requeridos.*

Nuevo valor de entrada propuesto.

Cambio obligado en el dato de entrada.

Nuevo valor calculado.

Valor calculado fuera de rango.

En esta variante se puede resumir lo siguiente:

- El diámetro de la polea motriz se ha reducido aún más que en la variante anterior (0.56, 0.28 y 0.19 m, para las velocidades de viento establecidas). De igual manera se reduce el diámetro de la polea conducida a 0.59 m.
- La velocidad angular de la polea conducida se incrementa (341, 682, 1023.14 rpm, para las velocidades de viento establecidas), y por ende la velocidad del engrane motriz, al igual que su velocidad lineal (2.52 m/s). En tanto, la velocidad lineal de la correa permanece constante (10 m/s).
- La relación del engranaje cambia a 1.16, lo que repercute también en un cambio en el diámetro del engrane conducido (0.129 m).

Aunque se ha conseguido reducir el diámetro de las poleas los resultados muestran que aún siguen siendo grandes. Teóricamente los diámetros podrían reducirse más, sin embargo, como se mostró en la variante 3, al hacer esto se disminuiría la velocidad tangencial y su valor estaría por debajo del rango permitido establecido en la sección 2.3.3.1

#### 2.3.3.2.6. Variante 6. Introduciendo valores promedios.

En las variantes anteriores, los valores a partir de los que se comenzó a calcular fue de los promedios para aerogeneradores cuya potencia oscila alrededor de los 2.5 kW. Sin embargo en la mayoría de estos casos la velocidad nominal del viento se encuentra alrededor de los 12 m/s, velocidad con la cual el aerogenerador es capaz de aprovechar esa potencia e incluso más, de acuerdo con la ecuación (2.1). Esto significa que el rotor del aerogenerador requiere de un diámetro mayor para que sea capaz de generar los 2.5 kW de potencia a una velocidad del viento de 5 m/s, que ha sido una de las restricciones de diseño iniciales. De acuerdo con la ecuación (2.2), para un caso ideal en que extracción de energía sea máxima, a esta velocidad del viento se requiere de un diámetro mínimo de 8.45 m. Este diámetro corresponde para aerogeneradores comerciales capaces de generar hasta 20 kW con una velocidad nominal del viento de 12 m/s.

A partir de esta variante, los valores propuestos para efectuar los cálculos surgen de las restricciones de diseño mostradas en la sección 2.3.3.1 y de los valores promedio estudiados para la clase de aerogeneradores cuyo diámetro oscila alrededor de 8.5 m. A continuación se describen los nuevos valores:

- La velocidad que ahora se propone para el generador ( $V_g$ ) es de 125 rpm.
- Los valores para la velocidad específica ( $\lambda$ ), diámetro del rotor ( $D_r$ ) y coeficiente de potencia ( $C_p$ ), son los obtenidos del estudio de aerogeneradores con diámetro aproximado a los 8.5 m, s saber:  $\lambda = 5.5$ ,  $D_r = 9.5$  m y  $C_p = 0.32$ .
- El rango de la velocidad del viento en la que opera el mecanismo se propone igual al de la restricción inicial, ( $V_v = 5$  m/s, 10 m/s y 15 m/s).
- En las variantes anteriores el diámetro de la polea conducida permanecía constante, ahora en esta variante es variable, en ambos casos, la distancia entre centros es también variable. En la Tabla 2.10 se observan los datos de entrada y sus resultados.

**Tabla 2.10.** Datos de entrada y cálculos realizados para la variante 6.

<b>VARIANTE 6</b>			
Introduciendo valores promedios			
$\omega_g =$	125	125	125
$\lambda =$	5.5	5.5	5.5
$D_r =$	9.5	9.5	9.5
$V_v =$	5	10	15
$C_p =$	0.32	0.32	0.32
$\rho =$	1.2	1.2	1.2
$R_p =$	1	1	1
	3	1.5	1
$D_{pm} =$	3.5	3.5	3.5
$R_e =$	1.32	1.32	1.32
	1	1	1
$D_{e1} =$	0.2	0.2	0.2

$P_D =$	5.316	42.53	143.5
$P_E =$	1.701	13.61	45.93
$\omega_r =$	55.29	110.6	165.9
$\omega_{pm} =$	55.29	110.6	165.9
$F_{pm} =$	246.8	123.4	82.25
$V_{Lpm} =$	10.13	20.26	30.39
$D_{pc} =$	1.167	2.333	3.5
$\omega_{pc} =$	165.9	165.9	165.9
$\omega_{e1} =$	165.9	165.9	165.9
$F_{e1} =$	1439	1439	1439
$V_{Le1} =$	1.737	1.737	1.737
$D_{p1} =$	0.264	0.264	0.264
$\omega_{p1} =$	125.6	125.6	125.6
$T_{p1} =$	190	190	190
$\omega_{rg} =$	125	125	125
$T_{rg} =$	191	191	191

*Datos de entrada.*  
*Cálculos Realizados.*  
*Cálculos de Restricción.*  
*Datos Requeridos.*

- Nuevo valor de entrada propuesto.
- Cambio obligado en el dato de entrada.
- Nuevo valor calculado.
- Valor calculado fuera de rango.

De la tabla se puede observar que:

- Con los valores de entrada propuestos es necesario una relación de transmisión ( $R_p$ ) de 1:3, 1:1.5 y 1:1, para las velocidades de viento respectivas. Así mismo es necesario un diámetro de polea motriz constante de 3.5 m, no así el de la polea conducida el cual varía (1.16 m, 2.33 m y 3.5 m, de acuerdo a las velocidades de viento establecidas.)
- La relación de transmisión del engranaje es ahora de 1.32:1, mientras que el diámetro del engranaje impulsor es de 0.2 m.
- Tanto la velocidad lineal del engranaje, permanecen dentro de los límites establecidos (1.73 m/s). La velocidad lineal de la correa (30.39 m/s) se encuentra fuera de rango para la velocidad de viento de 30 m/s.
- La velocidad angular en el generador 125.6 rpm.

Con estos valores se obtienen los siguientes cálculos:

- Velocidad angular del rotor: 55.29, 110.57 y 165.9 rpm

- Velocidad lineal de la correa: 10.13, 20.26 y 30.39 m/s
- Diámetro de la polea conducida: 1.16, 2.33 y 3.5 m.
- Velocidad angular de la polea conducida: 165.9 rpm
- Relación de transmisión del engranaje: 1.32:1
- Diámetro del engrane: 0.2 m
- Velocidad tangencial del engrane: 1.73 m/s
- Diámetro del engrane impulsado: 0.26 m
- Velocidad angular del engrane impulsado: 125.6 rpm

Con estos valores, cambia totalmente la configuración. Los diámetros de las poleas se elevan más que en las variantes anteriores y la velocidad lineal de la correa se encuentra fuera de rango, esto implica proponer otros valores en el diseño, o bien, analizar nuevas alternativas.

#### 2.3.3.2.7. Variante 7. Asignación de nuevos valores para $\lambda$ y $\varnothing_{rotor}$ para incrementar $\omega$ .

Con el propósito de disminuir el diámetro de las poleas, a partir de los resultados obtenidos en la variante anterior, es necesario incrementar su velocidad angular, y para esta configuración la única forma de hacerlo es incrementando la velocidad de giro del rotor. Para ello se proponen los siguientes valores:

- $\lambda$  (Velocidad específica) = 8.5
- $\varnothing_{rotor}$  (Diámetro del rotor o turbina) = 8.5 m.

Con esta modificación se incrementan las revoluciones en el rotor, de manera que es necesario modificar, la relación de transmisión de las poleas y del engranaje. Los valores resultantes fueron:

- Velocidad angular del rotor: 95.49, 123.58 y 185.37 rpm
- Relación de transmisión de las poleas: 1:3, 1:2.32 y 1:1.55.
- Velocidad lineal de la correa: 10, 12.94 y 19.41 m/s
- Diámetro de la polea conducida: 0.67, 0.86 y 1.29 m.
- Velocidad angular de la polea conducida: 286.5 rpm
- Relación de transmisión del engranaje: 2.29:1
- Velocidad angular del engrane: 286.5 rpm
- Velocidad tangencial del engrane: 3 m/s
- Diámetro del engrane impulsado: 0.458 m
- Velocidad angular del engrane impulsado: 125.1 rpm

Estos valores son mostrados en la figura 6 y a pesar que se buscó reducir al máximo el diámetro de las poleas, los resultados no fueron satisfactorios.

Tabla 2.11. Datos de entrada y cálculos realizados para la variante 7.

VARIANTE 7			
Nuevas $\lambda$ y $\phi_{\text{rotor}}$ para incrementar $\omega$			
$\omega_g =$	125	125	125
$\lambda =$	8.5	5.5	5.5
$D_r =$	8.5	8.5	8.5
$V_v =$	5	10	15
$C_p =$	0.593	0.32	0.32
$\rho =$	1.2	1.2	1.2
$R_p =$	1	1	1
	3	2.32	1.55
$D_{pm} =$	2	2	2
$R_e =$	2.29	2.29	2.29
	1	1	1
$D_{e1} =$	0.2	0.2	0.2

$P_D =$	4.2559	34.05	114.91
$P_E =$	2.5237	10.9	36.771
$\omega_r =$	95.493	123.6	185.37
$\omega_{pm} =$	95.493	123.6	185.37
$F_{pm} =$	250	193.2	128.79
$V_{lpm} =$	10	12.94	19.412
$D_{pc} =$	0.6667	0.862	1.2903
$\omega_{pc} =$	286.48	286.7	287.32
$\omega_{e1} =$	286.48	286.7	287.32
$F_{e1} =$	833.33	832.7	830.89
$V_{le1} =$	3	3.002	3.0088
$D_{p1} =$	0.458	0.458	0.458
$\omega_{p1} =$	125.1	125.2	125.47
$T_{p1} =$	190.83	190.7	190.27
$\omega_{rg} =$	125	125	125
$T_{rg} =$	190.99	191	190.99

*Datos de entrada.*  
*Cálculos Realizados.*  
*Cálculos de Restricción.*  
*Datos Requeridos.*

 Nuevo valor de entrada propuesto.  
 Cambio obligado en el dato de entrada.  
 Nuevo valor calculado.  
 Valor calculado fuera de rango.

### 2.3.3.3. Configuración HEBG.

El procedimiento para calcular los parámetros para esta configuración, es en general el mismo que se siguió para la configuración HBEG, donde se proponen valores iniciales y a partir de ellos, se analizan los resultados y si no satisfacen las restricciones del diseño, se proponen nuevos valores y nuevas variantes.

Se propusieron 7 variantes, pero solo se hace mención de la variante final, que es la que mejor se aproxima a los requerimientos establecidos.

Los valores de las variables fueron:

- $V_{\text{gen}}$  (Velocidad rotacional del generador) = 826 rpm.
- $\lambda$  (Velocidad específica) = 8.5
- $\phi_{\text{rotor}}$  (Diámetro del rotor o turbina) = 8.5 m.

- $V_{\text{viento}}$  (Velocidad del viento) = 5 m/s, 8.65 m/s y 15 m/s.
- $C_p$  (Coeficiente de potencia) = 0.593
- Relación de transmisión del engranaje: 1:5
- Diámetro del engrane impulsor: 0.25 m
- $R_{\text{poleas}}$  (Relación de transmisión de las poleas) = 1:1.73, 1:1 y 1.73:1.
- Diámetro de la polea motriz: 0.4, 0.32 y 0.23 m.

Los valores de los cálculos efectuados fueron:

- Velocidad angular del rotor: 95.49, 165.20 y 286.48 rpm.
- Velocidad tangencial del engranaje: 1.25, 2.16 y 3.75 m/s.
- Diámetro del engrane impulsado: 0.05 m.
- Velocidad angular del engrane impulsado: 477.46, 826 y 1432.39 rpm.
- Velocidad lineal de la correa: 10, 13.64 y 17.32 m/s.
- Diámetro de la polea conducida: 0.23, 0.31 y 0.13 m.
- Velocidad angular de la polea conducida: 826 rpm.

Los resultados se muestran en la tabla 7.

	VARIANTE 6		
	Reduciendo $R_{\text{engranaje}}$ y $D_{\text{polea mot}}$		
$V_{\text{gen}} =$	826	826	826
$\lambda =$	8.5	8.5	8.5
$\varnothing_{\text{rotor}} =$	8.5	8.5	8.5
$V_{\text{viento}} =$	5	8.65	15
$C_p =$	0.593	0.593	0.593
$\rho_{\text{viento}} =$	1.2	1.2	1.2
$P_{\text{disponible}} =$	4.2558763	22.0357	114.9
$P_{\text{extraída}} =$	2.52373464	13.0672	68.14
$\omega_{\text{rotor}} =$	95.4929659	165.203	286.5
$R_{\text{engranaje}} =$	1	1	1
	5	5	5
$D_{\text{engrane}} =$	0.25	0.25	0.25
$\omega_{\text{engrane}} =$	95.4929659	165.203	286.5
$F_{\text{engrane}} =$	2000	1156.07	666.7
$VL_{\text{engrane}} =$	1.25	2.1625	3.75
$D_{\text{piñón}} =$	0.05	0.05	0.05
$\omega_{\text{piñón}} =$	477.464829	826.014	1432
$R_{\text{poleas}} =$	1	1	1.73
	1.73	1	1
$D_{\text{polea mot}} =$	0.4	0.3155	0.231
$\omega_{\text{polea mot}} =$	477.464829	826.014	1432
$F_{\text{polea mot}} =$	250	183.212	144.3
$VL_{\text{polea mot}} =$	10	13.6454	17.33
$D_{\text{polea cond}} =$	0.23121387	0.3155	0.134
$\omega_{\text{polea cond}} =$	826.014155	826.014	828
$T_{\text{polea cond}} =$	28.9017341	28.9017	28.83
$\omega_{\text{req gen}} =$	826	826	826
$T_{\text{req gen}} =$	28.9022294	28.9022	28.9

Tabla . Resultados de la configuración HEBG, para la variantes 7.

#### **2.3.3.4. Configuración HEBEG.**

Para realizar los cálculos correspondientes a esta configuración, el procedimiento es el mismo que para las configuraciones anteriores.

Los valores de las variables fueron:

- $V_{\text{gen}}$  (Velocidad rotacional del generador) = 600 rpm.
- $\lambda$  (Velocidad específica) = 8.5
- $\varnothing_{\text{rotor}}$  (Diámetro del rotor o turbina) = 8.5 m.
- $V_{\text{viento}}$  (Velocidad del viento) = 5 m/s, 8.65 m/s y 15 m/s.
- $C_p$  (Coeficiente de potencia) = 0.593
- Relación de transmisión del engranaje 1: 1:5
- Diámetro del engrane impulsor 1: 0.35 m
- $R_{\text{poleas}}$  (Relación de transmisión de las poleas) = 1:1.73, 1:1 y 1.73:1.
- Diámetro de la polea motriz: 0.35, 0.27 y 0.20 m.
- Relación de transmisión del engranaje 2: 1.37:1
- Diámetro del engrane impulsor 2: 0.07 m

Los valores de los cálculos efectuados fueron:

- Velocidad angular del rotor: 95.49, 165.20 y 286.48 rpm.
- Velocidad tangencial del engranaje 1: 1.75, 3.0275 y 5.25 m/s.
- Diámetro del engrane impulsado 1: 0.07 m.
- Velocidad angular del engrane impulsado 1: 477.46, 826 y 1432.39 rpm.
- Velocidad lineal de la correa: 8.75, 11.94 y 15.17 m/s.
- Diámetro de la polea conducida: 0.20, 0.27 y 0.34 m.
- Velocidad angular de la polea conducida: 826 rpm.
- Velocidad angular del engrane impulsor 2: 826 rpm.
- Velocidad tangencial del engranaje 2: 3.02 m/s.
- Diámetro del engrane impulsado 2: 0.09 m.
- Velocidad angular del engrane impulsado 2: 602 rpm.

Los resultados se muestran en la tabla 8.

Hasta el momento ya se tienen dos variantes de distintas configuraciones que podrían satisfacer los requerimientos del diseño. Sin embargo en todos los cálculos efectuados hasta el momento, se ha supuesto una potencia constante, aunque se sabe que en este ámbito, la potencia entregada, varía en función de la velocidad del viento. Sin embargo, al introducir

la potencia extraída por el rotor, solo afecta al par motor y en consecuencia a las fuerzas tangenciales calculadas, como se aprecia en la tabla 8, en la variante 2.

	Variante 1			Variante 2		
$V_{gen} =$	600	600	600	600	600	600
$\lambda =$	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5
$\phi_{rotor} =$	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5
$V_{viento} =$	5	8.65	15	5	8.65	15
$C_p =$	0.593	0.593	0.593	0.593	0.593	0.593
$\rho_{viento} =$	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
$P_{disponible} =$	4.2559	22.0357	114.909	4.25588	22.036	114.9
$P_{extraida} =$	2.5237	13.0672	68.1408	2.52373	13.067	68.14
$\omega_{rotor} =$	95.493	165.203	286.479	95.493	165.2	286.5
$R_{engranaje 1} =$	1	1	1	1	1	1
	5	5	5	5	5	5
$D_{engrane 1} =$	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
$\omega_{engrane 1} =$	95.493	165.203	286.479	95.493	165.2	286.5
	10	17.3	30	10	17.3	30
$F_{engrane} =$	1428.6	825.764	476.19	1442.13	4316.2	12979
$VL_{engrane 1} =$	1.75	3.0275	5.25	1.75	3.0275	5.25
$D_{piñón 1} =$	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
$\omega_{piñón 1} =$	477.46	826.014	1432.39	477.465	826.01	1432
$R_{poleas} =$	1	1	1.73	1	1	1.73
	1.73	1	1	1.73	1	1
$D_{polea mot} =$	0.35	0.276	0.2023	0.35	0.276	0.202
$\omega_{polea mot} =$	477.46	826.014	1432.39	477.465	826.01	1432
$F_{polea mot} =$	285.71	209.433	164.772	288.427	1094.7	4491
$VL_{polea mot} =$	8.75	11.937	15.1725	8.75	11.937	15.17
$D_{polea cond} =$	0.2023	0.276	0.34998	0.20231	0.276	0.35
$\omega_{polea cond} =$	826.01	826.014	827.974	826.014	826.01	828
$R_{engranaje 2} =$	1.37	1.37	1.37	1.37	1.37	1.37
	1	1	1	1	1	1
$D_{engrane 2} =$	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
$\omega_{engrane 2} =$	826.01	826.014	827.974	826.014	826.01	828
$F_{engrane 2} =$	825.76	825.764	823.81	833.604	4316.2	22454
$VL_{engrane 2} =$	3.0275	3.0275	3.03468	3.0275	3.0275	3.035
$D_{piñón 2} =$	0.0959	0.0959	0.0959	0.0959	0.0959	0.096
$\omega_{piñón 2} =$	602.93	602.93	604.36	602.93	602.93	604.4
$T_{piñón} =$	39.595	39.5954	39.5017	39.9713	206.96	1077
$\omega_{req gen} =$	600	600	600	600	600	600
	62.83185	62.8318531	62.8318531	62.83185307	62.831853	62.8319
$T_{req gen} =$	39.789	39.7887	39.7887	40.1665	207.97	1084

## **2.4. CONCLUSIONES PARCIALES.**

Gracias a la generación de esquemas con la posible configuración de la transmisión a diseñar, se pudo definir el esquema final con la disposición de los elementos mecánicos principales que la integran y, mediante un estudio realizado de los parámetros característicos de aerogeneradores comerciales de baja potencia, se logró conocer satisfactoriamente la interacción entre las ecuaciones de la energía eólica con las ecuaciones de diseño de máquinas, obteniéndose con ellos la configuración geométrica de los elementos principales de la transmisión, que da origen al diseño y selección de los diversos elementos mecánicos que la conformarán.

## **CAPÍTULO 3. DISEÑO DE LA VARIANTE SELECCIONADA.**

### **3.1. INTRODUCCIÓN.**

En este capítulo se detallan los procedimientos efectuados para diseñar los diversos componentes que forman parte de la transmisión, así como de realizar la selección de aquellos elementos que se encuentran disponibles o normalizados por fabricantes. La configuración geométrica obtenida anteriormente es fundamental para darle el seguimiento apropiado a esta fase del diseño. Gracias a ella es que los elementos diseñados se pueden dimensionar correctamente, y seleccionarse debidamente, aquellos que lo requieran.

En cada caso de diseño o selección de componentes, se presenta el método utilizado para tal fin haciéndose una breve descripción del mismo, y señalándose las ecuaciones, criterios, parámetros y referencias empleados. Habrá componentes que requieran análisis mediante Métodos de Elementos Finitos, para garantizar su resistencia, atendiendo a las condiciones del diseño. Un ejemplo de éstos son las flechas de transmisión y los engranajes, de los cuales serán presentados los resultados de la simulación correspondiente.

### **3.2. DISEÑO DEL DETALLE.**

#### **3.2.1. CONSTRUCCIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES ASIMÉTRICOS EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE DIENTES.**

Al igual que sucede con los engranajes cilíndricos de dientes rectos, los engranajes asimétricos se construyen a partir de la generación de la evolvente para obtener el perfil del diente, garantizando así un mejor servicio desde el punto de vista cinemático y dinámico. Sin embargo, para los engranajes asimétricos se requiere modificar las condiciones geométricas de trazado respecto a los primeros, para lograr que efectivamente los flancos sean diferentes a ambos lados del diente, característica que le da a cada par de engranes ciertas particularidades al momento de transferir la carga. Por eso, la geometría y diseño de engranes cilíndricos rectos de perfil asimétrico representan un importante problema en la construcción de engranajes [18],[19].

El dimensionado y construcción correcto de los engranajes es muy importante, valga recordar que tales errores producen cargas adicionales sobre la transmisión, además de ruidos. Es importante que la precisión del diseño se lleve también al trazado geométrico mediante software CAD, para evitar defectos de explotación, y así garantizar una adecuada precisión en la simulación del funcionamiento de las ruedas mediante software FEA. En la medida que el trazado sea más exacto, menos concentradores de tensiones aparecerán en las ruedas simuladas, en otras palabras, el buen resultado de la simulación, depende en gran medida de la exactitud con que se hayan construido las ruedas [19].

### 3.2.1.1. Fórmulas para el trazado.

Las ecuaciones más importantes para el trazado adecuado del perfil de los engranes son las que se presentan en la Tabla 3.1 [18] [20] [21] [22].

**Tabla 3.1.** Ecuaciones empleadas para determinar el perfil de evolvente para un engrane de dientes rectos asimétricos.

CONCEPTO	ECUACIÓN	NO.
Diámetro de paso.	$dp = mN$	(3.1)
Diámetro Básico del ángulo menor.	$db_{me} = dp \cos \alpha_{me}$	(3.2)
Diámetro básico del ángulo mayor.	$db_{ma} = dp \cos \alpha_{ma}$	(3.3)
Distancia entre centros.	$aw_x = \frac{Z_1 + Z_2}{2} m$	(3.4)
Diámetro exterior.	$da = m(Z_1 + 2ha + 2X_1 - 2\Delta_y)$	(3.5)
Diámetro interior.	$df = m[Z_1 - 2(ha + c) + 2X_1]$	(3.6)
Angulo exterior (por la cara de mayor ángulo).	$\alpha_{e_{ma}} = \cos^{-1} \left( \frac{db_{ma}}{da} \right)$	(3.7)
Angulo exterior (por la cara de menor ángulo)	$\alpha_{e_{me}} = \cos^{-1} \left( \frac{db_{me}}{da} \right)$	(3.8)
Espesor del diente por la circunferencia de paso.	$Sp = \frac{\pi m}{2} + mX(\tan \alpha_{cme} + \tan \alpha_{cma})$	(3.9)
Espesor del diente por la circunferencia exterior.	$Sa = \frac{da}{2} \left( \frac{Sp_{ame}}{dp} + \text{inv } \alpha_{me} - \text{inv } \alpha_{nme} \right)$	(3.10)
Espesor del diente por la circunferencia exterior para el ángulo mayor.	$Sa_{ma} = \frac{da}{2} \left( \frac{Sp_{ama}}{dp} + \text{inv } \alpha_{ma} - \text{inv } \alpha_{nma} \right)$	(3.11)
Espesor del diente por la circunferencia exterior para el ángulo menor.	$Sa_{ma} = \frac{da}{2} \left( \frac{Sp_{ame}}{dp} + \text{inv } \alpha_{me} - \text{inv } \alpha_{nme} \right)$	(3.12)

Para generar el trazado del perfil de evolvente para los engranes, se requieren en primer instancia el número de dientes de los engranes de acuerdo con la relación de transmisión buscada. El mínimo de dientes para el piñón son 17 dientes y de acuerdo con los parámetros geométricos calculados en el esquema final se requiere una relación de engranaje de 1:2.92. Sin embargo, para esta relación se requerirían 49.64 dientes en la corona, lo que geoméricamente es imposible, así que el número de dientes requerido por el engrane impulsor o corona es el inmediato superior de 49.64, es decir 50. Para una corona de 50 dientes y un piñón de 17 se tiene entonces una relación de engranaje de 1:2.94, valor que se ajusta en la hoja de cálculo de la variante final. En la Tabla 3.2 se muestran los

valores restantes necesarios para determinar el perfil de evolvente para una corona de 50 dientes y un piñón de 17.

**Tabla 3.2.** *Valores requeridos para determinar el perfil de evolvente de la corona y el piñón.*

<b>Concepto</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>
<b>Relación del engranaje</b>	Re	1:2.941
<b>Módulo</b>	m	3
<b>Número de dientes de la corona</b>	Ze	50
<b>Número de dientes del piñón</b>	Zp	17
<b>Ángulo menor</b>	$\alpha_{me}$	20
<b>Ángulo mayor</b>	$\alpha_{ma}$	30
<b>Coefficiente de altura del diente.</b>	ha	1
	X	
<b>Factor de corrección para la corona</b>	X1	0
<b>Factor de corrección para el piñón</b>	X2	0
<b>Coefficiente de recorte relativo de los dientes</b>	$\Delta_y$	0
<b>Coefficiente de holgura</b>	c	0.25
<b>Tangente <math>\alpha_{cme}</math></b>		
<b>Tangente <math>\alpha_{cma}</math></b>		

Al aplicarse las ecuaciones 3.1 a 3.12 en una hoja de cálculo, se generan los parámetros requeridos para la construcción de la evolvente. En la Tabla 3.3 se muestran en azul las dimensiones calculadas para la corona, requeridas para construcción gráfica de la evolvente, lo mismo ocurre con las dimensiones para el piñón, mostradas en verde.

**Tabla 3.3.** Valores calculados para la generación del perfil de evolvente de la corona y el piñón.

MODULO	No. DE DIENTES	ÁNGULOS	FACTORES DE CORRECCIÓN		
m = 3 mm	$Z_p = 17$	$\alpha_{me} = 20$	ha = 1	$X_2 = 0$	$\tan \alpha_{cme} = 0$
<b>RELACION DE ENGRANAJE</b>	$Z_{e\text{ Real}} = 50$	$\alpha_{ma} = 30$	X = 0	$\Delta y = 0$	$\tan \alpha_{cma} = 0$
$Re_{inicial} = 1 : 2.92$	$Z_{e\text{ Inicial}} = 49.64$		$X_1 = 0$	c = 0.25	
$Re_{real} = 1 : 2.94118$					

DIÁMETRO DE PASO	DIÁMETRO INTERIOR
$dp_p = 51$	$df_p = 43.5$
$dp_e = 150$	$df_e = 142.5$
<b>DIÁMETRO BÁSICO PARA EL ANGULO MENOR</b>	<b>ANGULO EXTERIOR POR LA CARA DE MAYOR ANGULO</b>
$db_{me\ p} = 47.92432366$	$\alpha_{e_{ma\ p}} = 39.2072203$
$db_{me\ e} = 140.9538931$	$\alpha_{e_{ma\ e}} = 33.6211678$
<b>DIÁMETRO BÁSICO PARA EL ANGULO MAYOR</b>	<b>ANGULO EXTERIOR POR LA CARA DE MENOR ANGULO</b>
$db_{ma\ p} = 44.16729559$	$\alpha_{e_{me\ p}} = 32.7776756$
$db_{ma\ e} = 129.9038106$	$\alpha_{e_{me\ e}} = 25.3712252$
<b>DISTANCIA ENTRE CENTROS</b>	<b>ESPESOR DEL DIENTE POR LA CIRCUNFERENCIA DE PASO</b>
$aw_x = 100.5$	$Sp_{p/e} = 4.71238898$
<b>DIÁMETRO EXTERIOR</b>	<b>ESPESOR DEL DIENTE POR LA CIRCUNFERENCIA EXTERIOR</b>
$da_p = 57$	$Sa_p = 1.428825428$ $inv \alpha_{e_{ma\ p}} = 0.13149488$
$da_e = 156$	$Sa_{me\ p} = 1.011118031$ $inv \alpha_{e_{ma\ e}} = 0.078131$
	$Sa_{ma\ p} = 0.417707396$ $inv \alpha_{e_{me\ p}} = 0.07182634$
	$Sa_e = 1.711986056$ $inv \alpha_{e_{me\ e}} = 0.03140819$
	$Sa_{me\ e} = 1.163145078$ $inv \alpha_{ma} = 0.05375149$
	$Sa_{ma\ e} = 0.548840977$ $inv \alpha_{me} = 0.01490438$
	$inv \alpha_{nma\ p} = 0.13149488$
	$inv \alpha_{nma\ e} = 0.078131$
	$inv \alpha_{nme\ p} = 0.07182634$
	$inv \alpha_{nme\ e} = 0.03140819$

### 3.2.1.2. Trazado del perfil de evolvente.

Con las dimensiones obtenidas en la Tabla 3.3 se puede realizar el trazado gráfico para obtener la evolvente de la corona de 50 dientes y del piñón de 17, y posteriormente realizar la construcción mediante software CAD de ambos engranes que se ocuparán en la transmisión.

El perfil evolvente tiene tres propiedades que lo hacen insuperable en el diseño y construcción de ruedas dentadas cilíndricas:

- Nace en un círculo básico de radio mayor que cero.
- Cualquier línea normal al perfil evolvente, es tangente al radio básico raíz.

- La longitud de arco comprendido entre el punto de origen de la evolvente y un punto de tangencia de la línea normal al perfil, tiene la misma longitud que dicha normal entre el punto de intercepción con el perfil el evolvente y el punto de tangencia en el círculo básico [23].

Es muy poca la literatura que describe el procedimiento para la construcción grafica de un engrane de dientes rectos asimétricos. Por ahora se enuncia el procedimiento que el autor utiliza para el trazado. Donde [23]:

1. Se dibuja el diámetro básico para el ángulo menor que en nuestro caso es de  $20^\circ$  dimensionándose este de acuerdo a los resultados obtenidos con anterioridad.
2. Partiendo de una línea de centro trazada verticalmente O-A (el radio básico para el ángulo menor), se define un ángulo en el diámetro básico del ángulo menor (se recomienda que sea mayor de  $40^\circ$ ) y se divide en partes iguales con líneas del centro del círculo al propio círculo (O-1, O-2, O-3, etc.).
3. Desde cada punto de intercepción de las líneas con el círculo (1, 2, 3,..... n), se trazan líneas tangentes al círculo básico en dirección a la línea vertical trazada (O-A) y en ellas se acota la longitud del radio de curvatura del perfil evolvente ( $\Theta R_o$ ). Los pasos descritos con anterioridad se pueden observar con mayor claridad en la Figura 3.1.

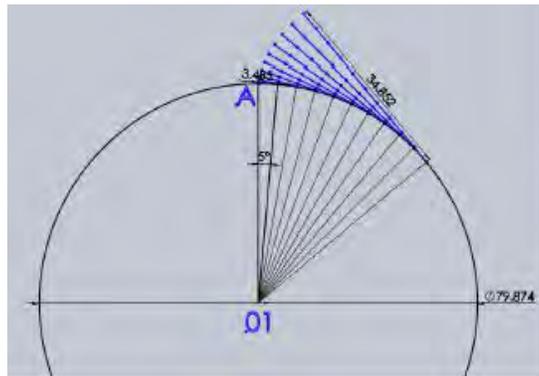
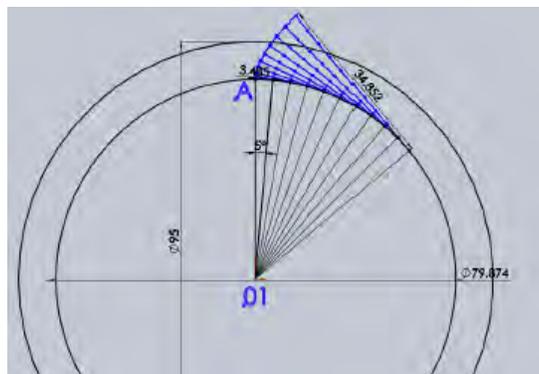


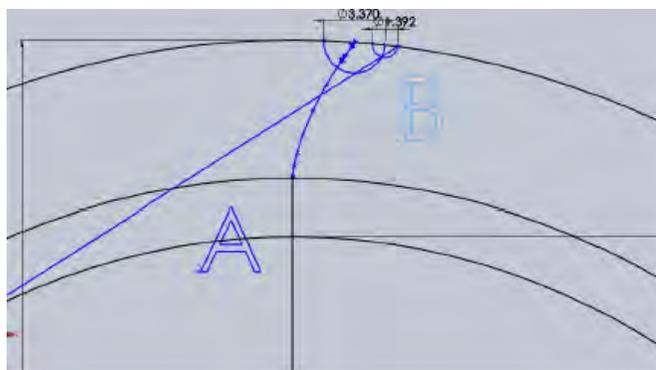
Figura 3.1. Líneas para el trazado del perfil evolvente.

4. Uniendo desde el punto de intercepción de la línea vertical con el círculo básico (A), los puntos extremos de cada línea de tangencia, se va definiendo el perfil evolvente para el ángulo menor (o de  $20^\circ$ ).
5. Se traza el círculo exterior de la rueda (definido para el ángulo menor  $20^\circ$ ).



**Figura 3.2.** Trazado del perfil evolvente y el radio exterior de la rueda.

6. La evolvente trazada, se elimina del radio exterior hacia fuera quedando sólo el perfil comprendido entre el círculo básico y el exterior.
7. En la intercepción de la evolvente con el diámetro exterior se traza un círculo de radio  $S_{a_{menor}}$ , y una de sus intercepciones con el círculo exterior se toma como centro para trazar otro círculo de radio  $S_{a_{mayor}}$ , ver Figura 3.3.



**Figura 3.3.** Trazado de los espesores del diente para cada ángulo.

8. Desde el punto (B) se traza una línea tangente al círculo básico (del ángulo mayor  $30^\circ$ ), como se ilustra en la Figura 3.4.
9. La línea definida B-C se mide y su longitud (23.525 mm) se divide por el radio básico del ángulo mayor de la rueda COD, ver Figura 3.3, y se obtiene el ángulo correspondiente a dicho radio del perfil evolvente B-D perteneciente al ángulo mayor. La ecuación para obtener dicho ángulo es la siguiente:

$$\theta = \frac{\rho_0}{r_0} \quad (3.13)$$

$$\theta = \frac{23.525}{31.176914535} = 0.7545647 \text{ rad}$$

10. De la intercepción externa al trazado del diente del círculo trazado con el radio  $S_{a_{mayor}}$  (el círculo menor de la Figura 3.3), se traza una tangente al círculo básico de ángulo mayor, trazado previamente y del punto de tangencia, una línea radial y se

mide la longitud del radio de curvatura que se define entre el círculo y el punto de tangencia mencionado.

11. El punto de intercepción definido por el radio de curvatura, el círculo de radio  $S_{a_{mayor}}$  y el círculo exterior, define hasta donde será utilizada la curva evolvente para el ángulo mayor, la cual nace en el punto "D" antes definido.
12. Repitiendo un proceso similar al que se expone entre los pasos 2 a la 6 arriba descritos, se obtiene el perfil de la evolvente para el ángulo mayor, mostrado en la Figura 3.4.

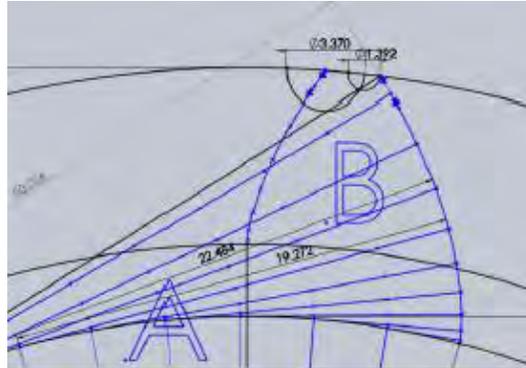


Figura 3.4. Trazado de la evolvente del ángulo mayor.

13. Ahora se traza el radio interior de la rueda y los perfiles evolvente, se hacen coincidir con dicho círculo con radios de empalme de 0.30 m (0,30 veces el módulo), ya pueden eliminarse todos los trazos auxiliares, quedando solamente el perfil del diente (Figura 3.5).
14. Copiando el perfil obtenido tantas veces como números de dientes tiene la rueda alrededor del centro del círculo interior, resulta el perfil de la rueda que finalmente se le da la profundidad deseada para finalizar con el trazo de la rueda.

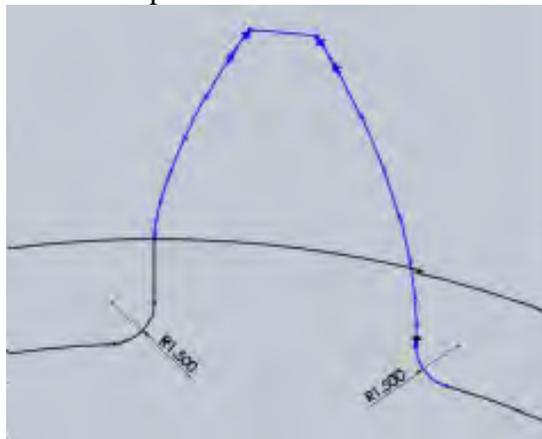
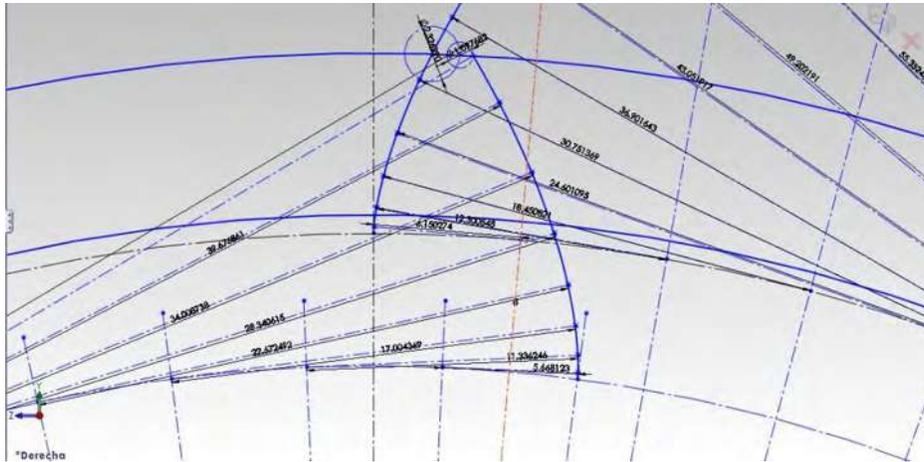


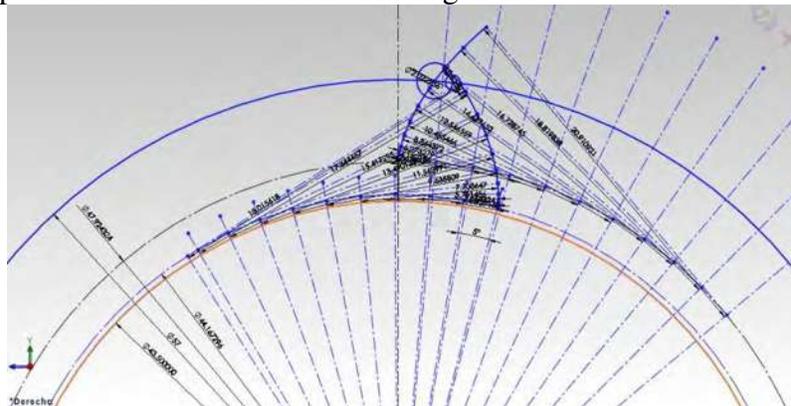
Figura 3.5. Trazado del perfil evolvente del diente asimétrico.

Aplicando el procedimiento descrito anteriormente en el software CAD de “Solidworks” se construyeron los perfiles de la evolvente para el engrane de 50 dientes (corona), mostrado en la Figura 3.6 y para el engrane de 17 dientes (piñón), mostrado en la Figura 3.7.



**Figura 3.6.** Perfil de evolvente obtenido para el engrane de 50 dientes.

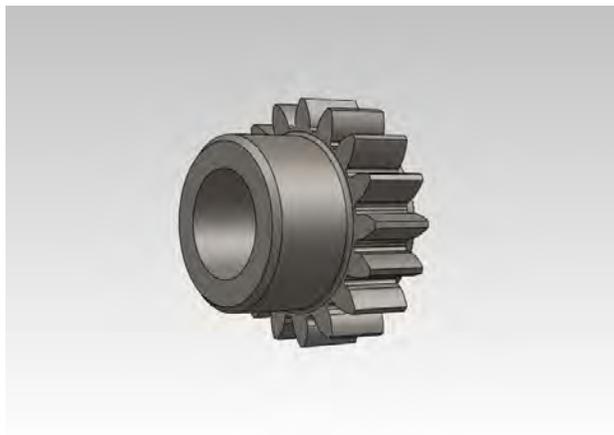
Al igual que en el paso 13 y 14 anteriores, se eliminaron los trazos auxiliares para dejar únicamente el perfil del diente en un “croquis bien definido”. Posteriormente éste se extrudó a una profundidad de 15 mm, ver Figura 3.7. Con el sólido generado del diente, se aplicó un arreglo circular para crear el resto de los dientes. Finalmente se trazaron los croquis para crear el sólido del cuerpo y del cubo de ambos engranes. En las figuras 3.8 y 3.9 se puede apreciar el diseño final de ambos engranes.



**Figura 3.7.** Perfil de evolvente obtenido para el engrane de 17 dientes.



**Figura 3.8.** *Diseño final del engrane asimétrico de 50 dientes.*



**Figura 3.9.** *Diseño final del engrane asimétrico de 17 dientes.*

### **3.2.1.3. Análisis MEF para el sistema de engranajes.**

El software de “Solidworks” además de permitir el modelado 3D de elementos mecánicos, también incorpora utilerías para analizar mediante métodos de elemento finito (MEF), los esfuerzos generados en los componentes construidos, bajo la acción de cargas dinámicas y estáticas.

Unos de los casos de estudio en esta investigación es analizar las cargas a las que se somete un par de engranes, debidas al par de torsión transmitido, a la velocidad de giro del rotor de la turbina, correspondientes a la velocidad de viento mayor.

El primer paso es realizar el ensamble de la primer etapa de engranes con las restricciones de posición adecuadas, ambos se encuentran a una distancia entre centros de 100.5 mm calculada en la sección 3.1.1.1 (Tabla 3.3). Ver Figura 3.15.



**Figura 3.10.** *Ensamble entre engranes de 17 y 51 dientes.*

Una vez realizado el ensamble se definen las restricciones de par motor (698.26 Nm), revoluciones del motor (312 rpm), clase de contacto entre los componentes, material (para este primer análisis Acero A-36) y mallado, ver Figura 3.16. Con estas condiciones se ejecuta la simulación, cuyos resultados se muestran en las Figura 3.17 y 3.18.



**Figura 3.11.** *Mallado generado para el engrane de 51 dientes.*

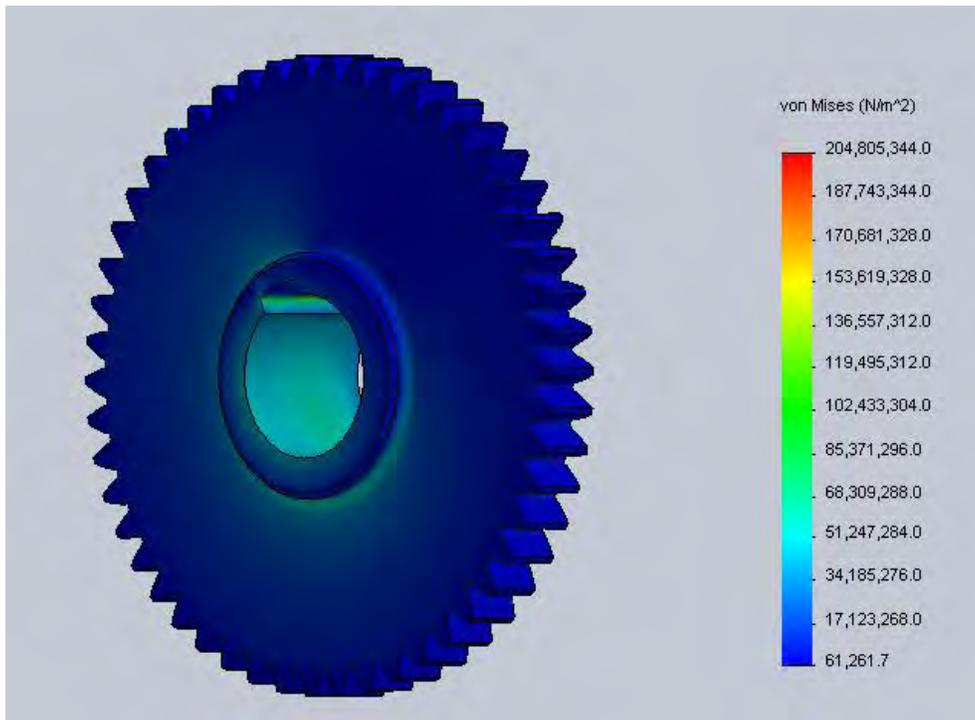


Figura 3.12. Resultados de la simulación MEF.

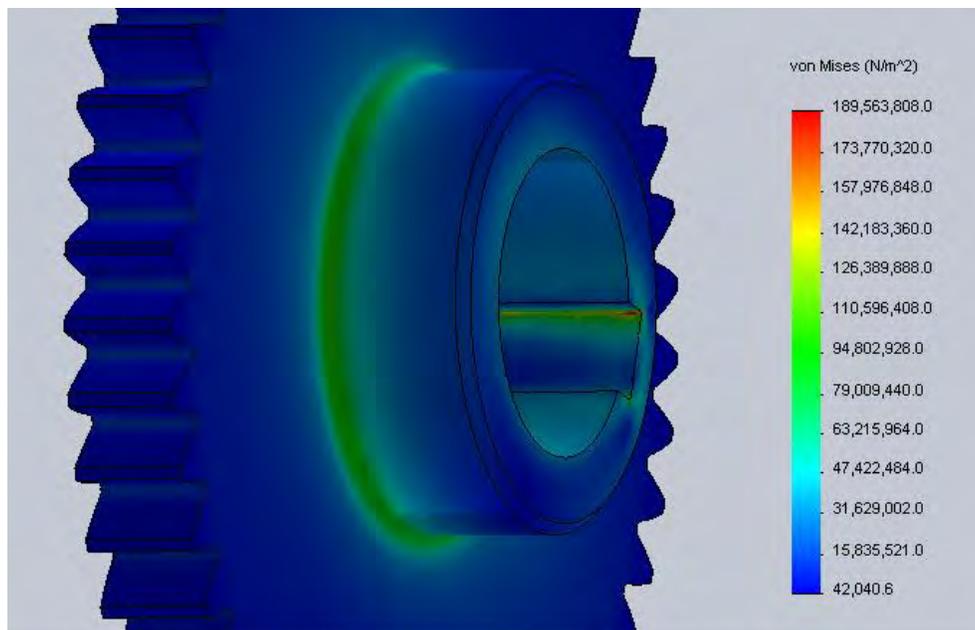


Figura 3.13. Resultados de la simulación MEF con mayor detalle.

En los resultados de la simulación MEF se puede apreciar que los máximos esfuerzos generados se dan en la región del cuñero, y en menor grado sobre la parte externa del cubo que es por donde entra la potencia. Y aunque es muy tenue y no se alcanza a apreciar con gran detalle, se tienen esfuerzos también de menor magnitud en la región por la que transmite la potencia hacia el otro engrane, es decir, en las bases de los dientes. El valor máximo de estos esfuerzos es del orden de los 189,500 Pa, que se encuentran dentro del rango permisible por el material (AISI 1045). En lo que respecta a las deformaciones, se puede apreciar en la Figura 3.14 que las máximas deformaciones ocurren en la periferia del engrane, con valores máximos de  $2.379 \times 10^{-1}$  mm, pues son los dientes del engrane los elementos sometidos a mayor flexión.

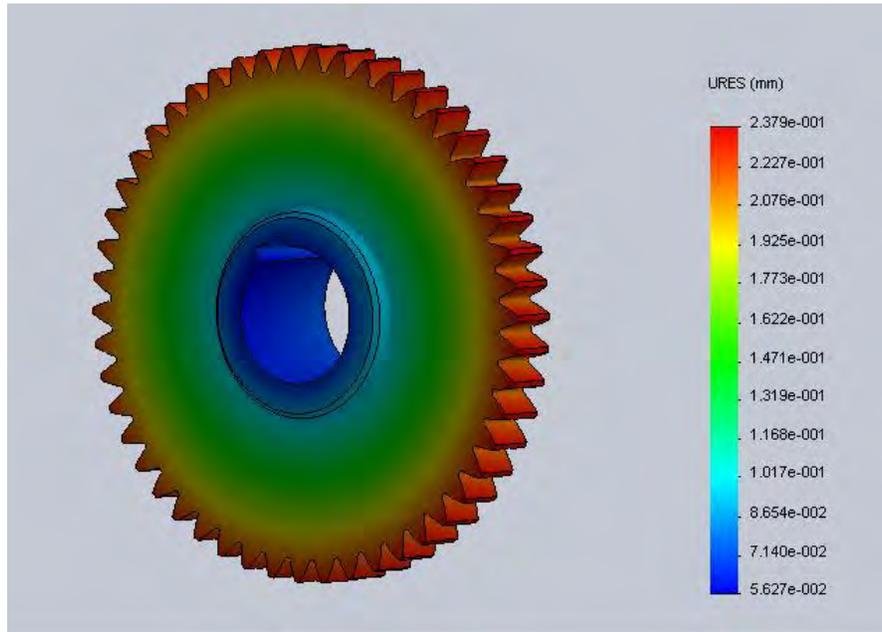


Figura 3.14. Resultados de los desplazamientos de la simulación MEF.

El proceso para realizar el análisis de esfuerzos y deformaciones de los demás engranes es similar al ya descrito. Las restricciones para obtener los resultados de tensiones y deformaciones para el piñón de la primer etapa son: par motor de 237.42 Nm, revoluciones del motor de 917 rpm, contacto entre los componentes, material Acero AISI 1045 y mallado fino. Los resultados de los esfuerzos generados se muestran en la ,, ,, ,, , mientras que las deformaciones se muestran en la ,, ,, ,, ,

### 3.2.2. DISEÑO DE LOS EJES DE TRANSMISIÓN.

Para llevar la potencia y el movimiento rotatorio desde el rotor hasta el generador a través de los diversos componentes del mecanismo de la transmisión, es necesario hacer uso de flechas o ejes, sobre los cuales se posicionan los elementos que lo conforman como engranes, rodamientos, cuñas, poleas, etc. Para lograr el posicionamiento axial de estos

elementos sobre el eje, se hace uso de hombros o resaltos, cada uno con un propósito específico [24].

En el presente trabajo para el diseño de los ejes se hace uso de programas computacionales CAD. Uno es el “*Inventor*”, el cual incorpora herramientas específicas para el modelado 3D de ejes de potencia y su análisis. El otro es “*Solidworks*”, muy similar también con herramientas de diseño 3D y de análisis de movimiento.

El mecanismo cuenta con 6 ejes de transmisión, que difieren entre sí, por la forma, longitud, cantidad de hombros, diámetro y disposición de los elementos montados. La única característica similar entre ellos es el material asignado, el cual es un AISI SAE 4340 con un esfuerzo de fluencia de 861.8 MPa, tal como lo recomienda la literatura [24].

Previo al procedimiento de modelado es necesario determinar el diámetro mínimo de la flecha en función del par motor que transmite, para ello se emplea la siguiente ecuación:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0.1[\tau]}} \quad (3.14)$$

Donde:

$$[\tau] \approx 0.6[\sigma] \quad (3.15)$$

Por su parte:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_y}{n} \quad (3.16)$$

El factor de seguridad es un número adimensional introducido en los cálculos cuando los esfuerzos a los que está sometido el elemento mecánico no se conocen con certeza, para garantizar que éste no falle. Sin embargo, para este estudio, el factor de seguridad se vuelve la unidad, puesto que los elementos mecánicos diseñados serán analizados mediante software MEF, que permite conocer con exactitud los esfuerzos a los que el elemento en cuestión está sometido. De acuerdo a lo anterior, la ecuación (3.15) queda como se muestra:

$$[\tau] \approx 0.6(\sigma_y) \quad (3.17)$$

El par motor requerido para calcular el diámetro de cada uno de los ejes se obtiene de la hoja de cálculo elaborada para la configuración geométrica final, tomándose el valor para la velocidad del viento mayor, que es cuando la turbina transfiere la mayor potencia al sistema. Para el eje número 1 el par motor transmitido es de 698.26Nm que es el mismo para el eje número 2, pues ambos giran a la velocidad de 311.94 rpm. Para el eje número 3 el par transmitido es de 237.42Nm a una velocidad rotacional de 917.43 rpm. El eje número 4 y 5 tienen una velocidad de rotación de 2698.15 rpm y se transmite a través de ellos un

par motor de 80.73 Nm. Para el eje número 6 se tiene un par motor transmitido de 116.74 Nm y una velocidad angular de 1865.94 rpm.

Combinando las ecuaciones (3.14) y (3.17) se puede determinar el diámetro mínimo para cada uno de los ejes. En la Tabla 3.4 se muestran los diámetros mínimos calculados.

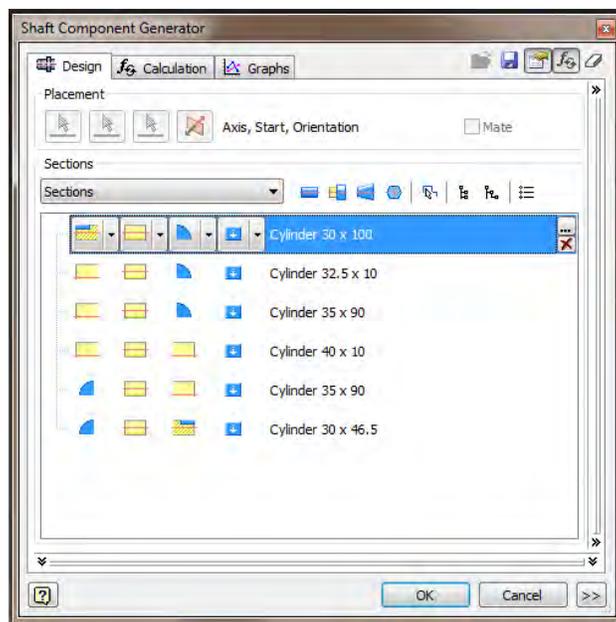
**Tabla 3.4.** Diámetros mínimos para cada eje, en función del par motor transmitido.

Acero 4340		Flecha 1,2	Flecha 3	Flecha 4,5	Flecha 6	
<i>Par Motor</i>	T =	698.26295	237.423648	80.7288841	116.733966	Nm
<i>Limite de Fluencia</i>	$\sigma_y =$	861800000	861800000	861800000	861800000	N/m <sup>2</sup>
<i>Esfuerzo Cortante</i>	$\tau =$	517080000	517080000	517080000	517080000	N/m <sup>2</sup>
<i>Diámetro mínimo calculado</i>	d =	0.02381335	0.01662093	0.01160087	0.01311837	m
		23.8133459	16.6209335	11.6008658	13.1183687	mm

### 3.2.2.1. Modelado 3D de los ejes de transmisión.

Los diámetros calculados en la sección anterior, corresponden al diámetro del hombro de menor tamaño de la flecha en cuestión, y a partir de este hombro se dimensionan escalonadamente los demás, siendo los incrementos en los diámetros lo menor posible, pero que a la vez permitan, junto con una longitud de hombro adecuada, el correcto posicionamiento de los elementos que estarán montados.

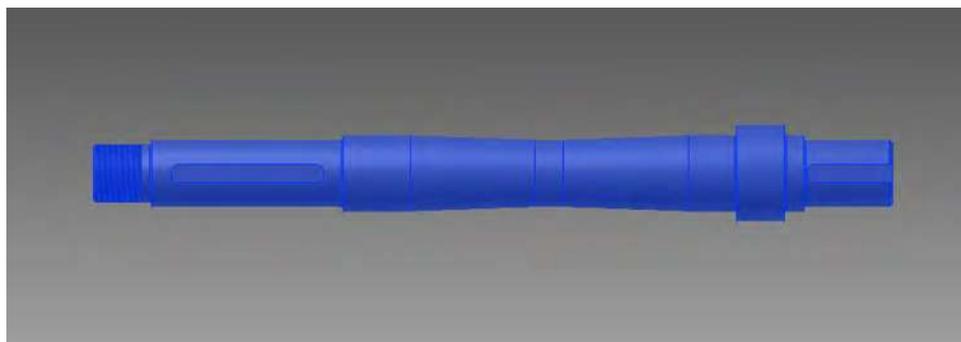
Para el modelado 3D de los ejes se emplea el programa CAD “Inventor” el cual mediante un generador de flechas incorporado, permite una fácil y ágil construcción y modificación del modelado 3D de flechas de transmisión, lo que resulta conveniente a la hora de realizar cambios en la forma y tamaño de estos elementos. Para modelarlos solo es necesario definir la cantidad de hombros requeridos, el diámetro y longitud de cada uno, las operaciones de filetes y redondeos que puedan incorporarse a ellos, ranuras para arandelas de seguridad, cuñeros, etc.



**Figura 3.15.** Ventana principal del generador de flechas de transmisión.

En la Figura 3.10 se aprecia la ventana principal del generador de flechas incorporado, la cual hace alusión al eje número 1. Se pueden observar seis filas, cada una pertenece a un hombro del eje. A su vez cada fila se compone por 5 columnas. En la primera de ellas se configuran las operaciones que se modelaran en la cara inicial del hombro (chaflán, filete, cuñero, etc). En la segunda se establece el tipo de sección para el hombro (cilíndrica, cónica o poligonal). En la tercera, al igual que en la primera, se configuran las operaciones que se modelarán en la cara final del hombro. En la cuarta configuran características adicionales para la sección, como por ejemplo, chaveteros, ranuras para anillos de retención, perforaciones para pernos, etc. Finalmente, en la quinta columna se determina la longitud y el diámetro del hombro.

Configuradas las operaciones arriba descritas, el eje número 1 se integra por diez hombros. Las operaciones que lo conforman son, de izquierda a derecha, las siguientes: El primero de sus hombros tiene un diámetro de 30 mm por 30 mm de longitud, con un chaflán de 1 mm x 45°, un roscado de 35 mm de longitud y un filete de 1 mm de radio en su cara derecha. El segundo hombro tiene un diámetro de 35 mm y 100 mm de longitud, con un filete de 1 mm de radio en su extremo derecho y un chavetero de 10 x 4.7 x 80 mm. El tercero tiene un diámetro de 40 mm por 35 mm de longitud. El cuarto y el sexto hombros son cónicos con un diámetro mayor de 40 mm y uno menor de 35. Entre ellos existe un hombro intermedio de 35 mm de diámetro por 15 mm de longitud. El séptimo hombro tiene un diámetro de 40 mm por 25 mm de longitud, con un filete de 1 mm de radio en su extremo derecho. El octavo hombro es de una longitud de 25 mm con un diámetro de 50 mm, con ninguna operación adicional. El noveno hombro de 10 mm de longitud por 40 mm de radio, tiene un filete de 1 mm de radio en su extremo izquierdo. El último hombro tiene un diámetro de 35 mm y una longitud de 46.5, que en su cara derecha tiene un filete de 1 mm de radio y además aloja un cuñero de 10 x 4.7 x 45 mm.



**Figura 3.16.** Modelado 3D y disposición de los hombros del eje 1.

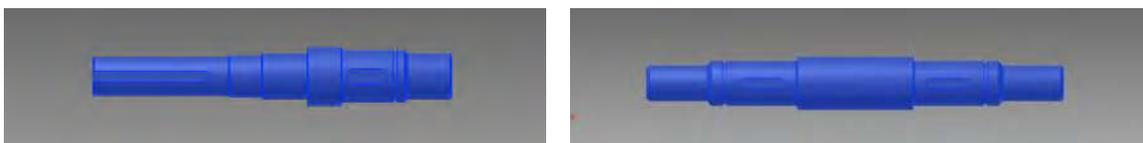
En la figura 3.11 se puede observar el modelo del eje 1, en la cual se aprecian los diez hombros. En el segundo y décimo se montarán el rotor de la turbina y el limitador de torque, respectivamente; del cuarto al sexto solo funcionan como separadores, al igual que el octavo y el noveno, mientras que en el tercero y séptimo se montarán los rodamientos de rodillos cónicos.

Los ejes restantes se diseñan de una forma similar. En la Tabla 3.5 se resume la cantidad de hombros para cada uno de los ejes, así como el elemento montado.

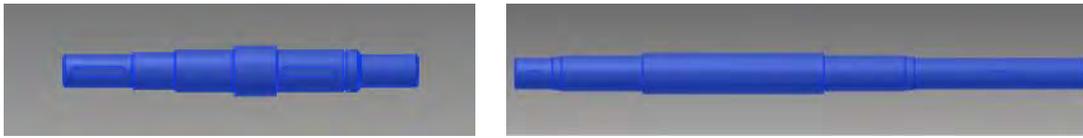
**Tabla 3.5.** Disposición de los elementos montados sobre los ejes.

	EJE1	EJE2	EJE3	EJE4	EJE5	EJE6
<b>HOMBRO 1</b>	Tuerca sujeción	Limitador Torque	Rodamiento 5	Rodamiento 7	Acoplamiento	Polea Conducida
<b>HOMBRO 2</b>	Rotor	Separador/Sello	Piñón 1	Piñón 2	Separador	Separador
<b>HOMBRO 3</b>	Rodamiento 1	Rodamiento 3	Separador	Separador	Rodamiento 9	Rodamiento 11
<b>HOMBRO 4</b>	Separador	Separador	Engrane 2	Rodamiento 8	Separador	Separador
<b>HOMBRO 5</b>	Separador	Engrane 1	Rodamiento 6	Separador	Polea Motriz	Rodamiento 12
<b>HOMBRO 6</b>	Separador	Rodamiento 4		Acoplamiento	Separador	Separador
<b>HOMBRO 7</b>	Rodamiento 2				Regulador de Watt	Generador
<b>HOMBRO 8</b>	Separador				Separador	
<b>HOMBRO 9</b>	Separador				Rodamiento 10	
<b>HOMBRO 10</b>	Limitador Torque					

En las Figuras 3.12 a 3.16 se puede observar los modelos generados para cada uno de los ejes restantes.



**Figura 3.17.** Modelado 3D y disposición de los hombros de los ejes número 2 (izquierda) y 3 (derecha).



**Figura 3.18.** Modelado 3D y disposición de los hombros de los ejes número 4 (izquierda) y 5 (derecha).



**Figura 3.19.** Modelado 3D y disposición de los hombros del eje número 6.

### 3.2.2.2. Análisis MEF para las flechas de transmisión.

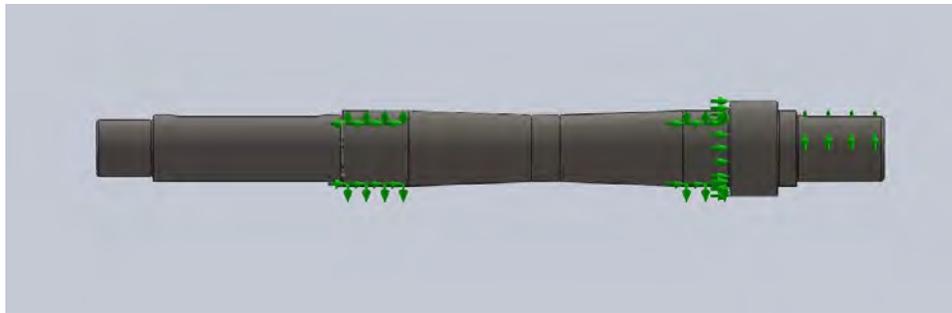
En la sección anterior se generaron los modelos de las flechas de transmisión en base a las ecuaciones de la sección 3.2.2, con las cuales se determina el diámetro menor del eje sin que se comprometa la resistencia del mismo para el torque que se quiere transmitir. A pesar de la seguridad que brindan estas ecuaciones al diseño, es una muy buena práctica generar un estudio mediante Métodos de Elementos Finitos (MEF) para conocer mediante el software correspondiente los esfuerzos que se generarán en la geometría del eje, de acuerdo a las cargas a las que está sometido.

Al igual que en la sección precedente se analizaron los esfuerzos para las geometrías de los ejes diseñados a través del software “SolidWorks” que incorpora módulos de análisis mediante el MEF. Sin embargo, para poder trabajar el sólido de los ejes generados en el programa “Inventor”, hubo que generar los sólidos en archivos con extensión .SAT, que es un archivo compatible para ambas aplicaciones. Una vez convertido el archivo de la geometría generada en “Inventor” a la extensión .SAT, se importa desde el programa “SolidWorks” el cual antes de poder utilizarlo realiza un “reconocimiento de operaciones”, para poder trabajar la geometría en su entorno de trabajo.

Para efectuar el análisis, previamente hay que recurrir a las ecuaciones de la estática, generar los diagramas del cuerpo libre de la geometría correspondiente y determinar las cargas a las que está sometido el elemento. Posterior a ello se genera el estudio estático y se definen el material, las cargas, las restricciones y/o sujeciones, las conexiones que se tienen en el elemento y por último, se define el mallado.

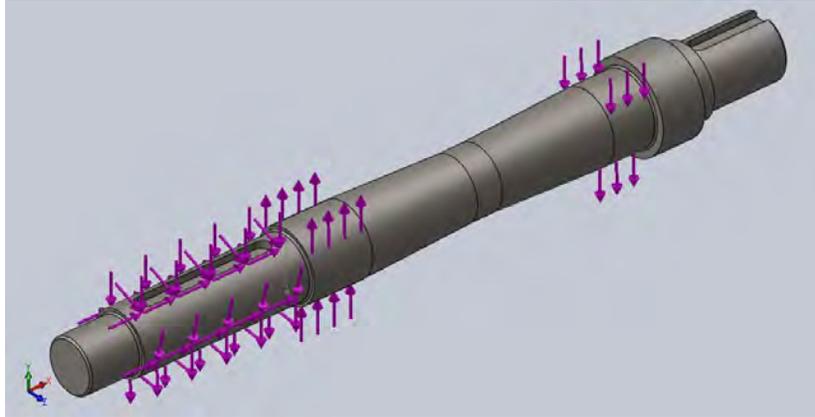
El eje para realizar el análisis es el presentado en la figura Figura 3.16 de la sección 3.2.2 en la cual se puede ver que se trata de un eje con diez hombros, los cuales para efecto de este estudio se enumeran del uno al diez partiendo de izquierda a derecha.

El primer paso para iniciar el estudio MEF en “SolidWorks” es iniciar un estudio estático. Hecho esto es necesario definir el material a utilizar, que para este estudio se ha tomado una de las recomendaciones hechas en los libros de texto [24]. Posteriormente se definen las sujeciones en los hombros número tres y siete sobre los que se montan los rodamientos. La sujeción del primero de estos dos hombros restringe el movimiento radial y axialmente, por tratarse del rodamiento que transfiere las cargas a la carcasa de soporte, en tanto que el segundo solo se restringe radialmente, pues este rodamiento, de acuerdo al sentido de la carga axial, no la transfiere hacia la carcasa. Lo anterior es debido a que se trata de rodamientos de rodillos cónicos apareados, que dependiendo del arreglo entre ellos y el eje, al momento de aplicarse la carga solo uno de los dos es el que absorbe la carga axial. Otra sujeción que se le hace a al eje es en el último de los hombros, donde se realiza una sujeción que impide el movimiento rotacional, ver Figura 3.20.



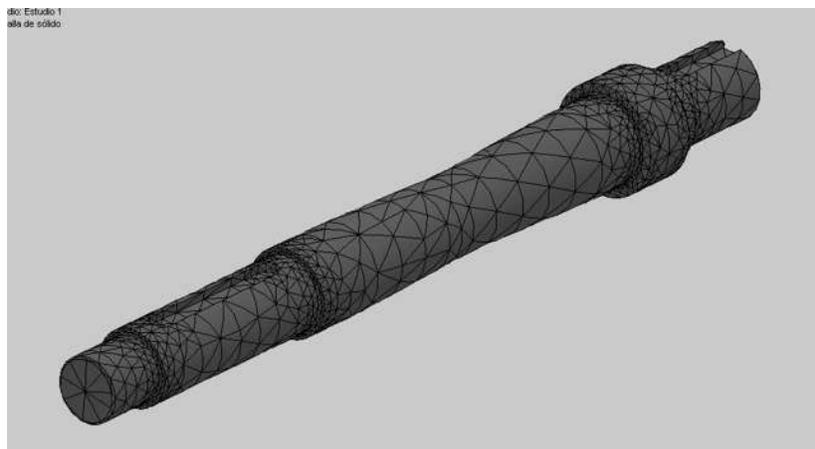
**Figura 3.20.** *Sujecciones hechas a la geometría del eje EJ1.*

Después de las sujeciones, se definen las cargas. En el segundo de los hombros se definen: carga axial originada por el empuje del viento sobre la turbina, con una magnitud de 1630 N (sobre el eje x), en sentido de izquierda a derecha; una carga debida al peso de la turbina, que para este caso en particular, se supone de 100 kg, es decir de 980 N (sobre el eje y); también, el par transmitido desde la turbina, que es de 698 N. Para los hombros tercero y séptimo se establecen cargas de 1797 N y -817 N (sobre el eje y), respectivamente. En la Figura 3.21 se pueden apreciar las cargas asignadas al dicho eje.



**Figura 3.21.** Fuerzas definidas a los largo del eje 1.

Posteriormente se genera la maya. “SolidWorks” por defecto genera un tipo de mallado, para este caso se manejó el que trae preconfigurado con una densidad de malla intermedia, que puede ser observado en la Figura 3.22.



**Figura 3.22.** Mallado generado para el eje 1.

Después de los pasos anteriores, se está en condiciones de ejecutar la simulación. En la Figura 3.23 y Figura 3.24 se puede apreciar los resultados obtenidos. Los esfuerzos máximos generados son del orden de los 460 Mpa y se encuentran próximos al último de los hombros (Figura 3.24). Cabe señalar que estos esfuerzos nunca sobrepasan el límite de fluencia del material, que es de 710 Mpa correspondiente a un acero AISI 4340 normalizado. Además de los esfuerzos, también se generan los gráficos de las deformaciones máximas, ver Figura 3.25.

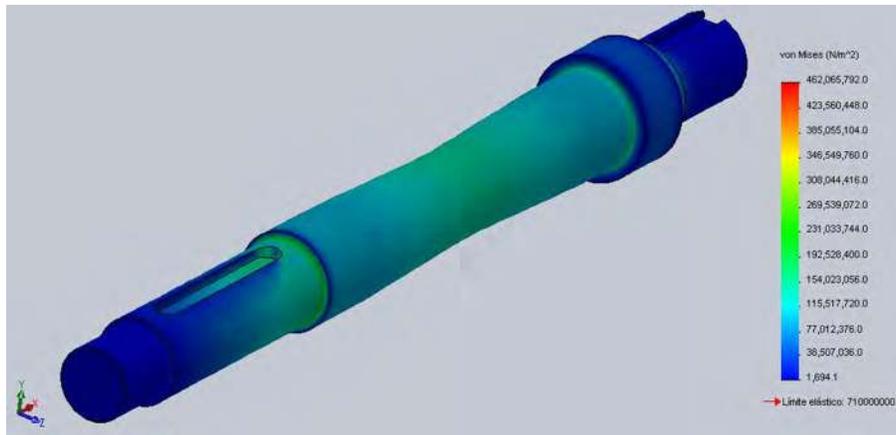


Figura 3.23. Resultados de los esfuerzos máximos del análisis MEF.

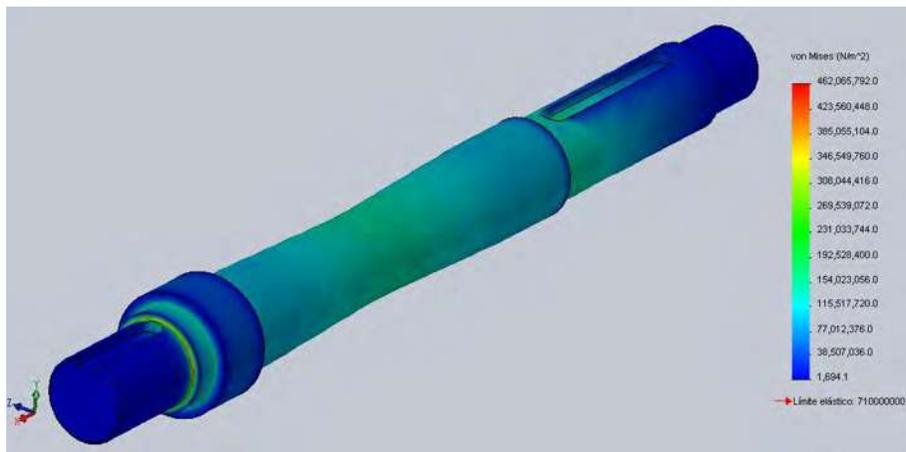


Figura 3.24. Resultados de los esfuerzos máximos del análisis MEF.

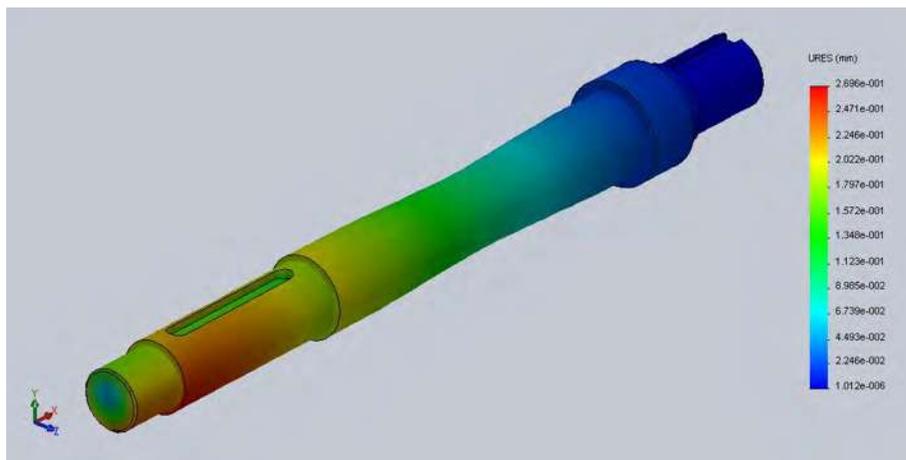


Figura 3.25. Resultados de los máximos desplazamientos del análisis MEF.

Al igual que este estudio, se hicieron los estudios correspondientes a los ejes restantes, sus resultados se muestran en los anexos con un formato que es generado como informe por el mismo programa de “SolidWorks”.

### 3.2.3. SELECCIÓN DEL LIMITADOR DE PAR.

Los Limitadores de par son elementos rotacionales mecánicos de seguridad Figura 3.26, que protegen y desconectan, en caso de sobrecarga, la parte motriz de la accionada, evitando daños y deterioro en los componentes y piezas vitales de las máquinas y sus instalaciones, incrementando así el nivel de seguridad de sus componentes y su funcionamiento [27].



**Figura 3.26.** Limitador de par Rimostat (Fuente: Catálogo Ringspann)

Existen en el mercado distintos fabricantes de limitadores de par, y entre cada fabricante existen variedades de diseños de acuerdo a la aplicación y al tipo de funcionamiento del limitador. Para el diseño de la transmisión, es deseable que el componente seleccionado al momento entrar en funcionamiento no desacople totalmente la parte motriz de la conducida, de manera que cuando exista una velocidad excesiva proveniente de la turbina, el generador continúe produciendo, sin la pérdida de torque y velocidad.

Para realizar la selección, se tuvieron en cuenta los siguientes parámetros:

- Velocidad de operación máxima, 312 rpm.
- Par máximo transmitido, 698.26 Nm.
- Diámetro del eje motriz, 35 mm.
- Diámetro del eje acoplado, 30 mm.

De acuerdo a los requerimientos anteriores y a la amplia gama de fabricantes y sus diseños, se seleccionó el limitador de par modelo Rimostat RSC 125.2, del Fabricante Ringspann, el cual tiene las siguientes características, ver

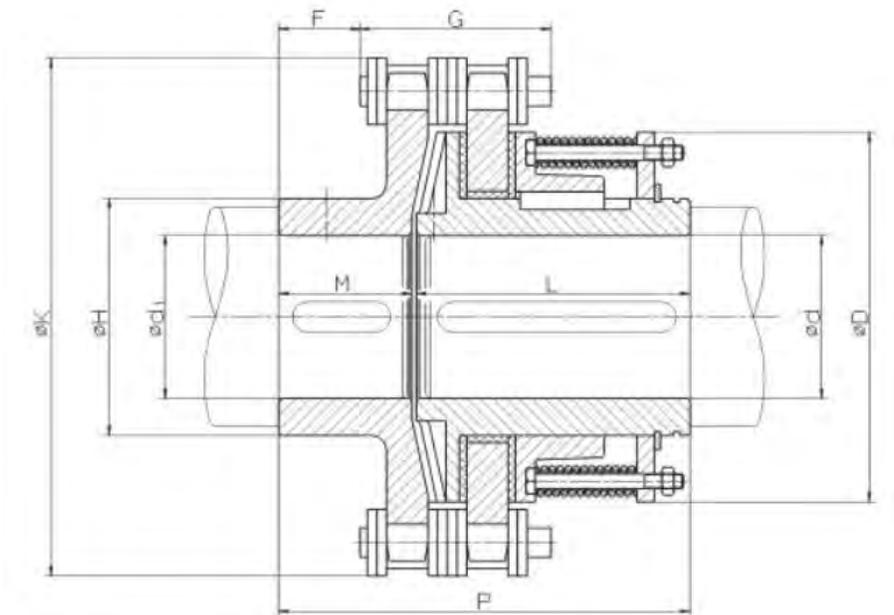
Tabla 3.6:

- Par de ajuste, 75 a 750 Nm.
- Velocidad máxima de operación, 4300 rpm.
- Diámetros de agujero, de 22 a 55 mm.

Tabla 3.6. Especificaciones del limitador de par modelo Rimostat (Fuente: Catálogo Ringspann).

Tipo	Referencia	Par de ajuste Nm	Velocidad max. <sup>1)</sup> min <sup>-1</sup>	Agujero d <sup>2)</sup>		A mm	B <sub>f</sub> mm	B <sub>r</sub> mm	C <sup>3)</sup> mm	D mm	E <sup>4)</sup> mm	L mm	R mm
				min. mm	max. mm								
RS 40.1	4474.040.820	2 - 12	13000	8	16	8	4,4	7	25	40	28	35,5	-
RS 40.2	4474.040.920	4 - 25	13000	8	16	8	4,4	7	25	40	28	35,5	-
RS 50.1	4474.050.820	4 - 25	10500	9	20	8	5,2	8,7	32	50	36	45	-
RS 50.2	4474.050.920	8 - 50	10500	9	20	8	5,2	8,7	32	50	36	45	-
RS 63.1	4474.063.820	8 - 50	8500	9	25	10	5,8	10,5	40	63	44	56	-
RS 63.2	4474.063.920	16 - 100	8500	9	25	10	5,8	10,5	40	63	44	56	-
RS 80.1	4474.080.820	10 - 100	6700	15	32	12	5,8	15,3	50	80	55	71	-
RS 80.2	4474.080.920	20 - 200	6700	15	32	12	5,8	15,3	50	80	55	71	-
RS 100.1	4474.081.820	20 - 200	5350	25	40	15	8,7	18	65	100	70	90	-
RS 100.2	4474.081.920	40 - 375	5350	25	40	15	8,7	18	65	100	70	90	-
RS 125.1	4474.082.820	40 - 375	4300	22	55	17	15,3	23	80	125	85	105	2,5
RS 125.2	4474.082.920	75 - 750	4300	22	55	17	15,3	23	80	125	85	105	2,5
RS 160.1	4474.083.820	75 - 750	3350	40	70	22	15,3	28	100	160	105	130	5,5
RS 160.2	4474.083.920	150 - 1500	3350	40	70	22	15,3	28	100	160	105	130	5,5
RS 200.1	4474.084.820	150 - 1500	2700	50	90	27	23	34	125	200	130	160	7,5
RS 200.2	4474.084.920	300 - 3000	2700	50	90	27	23	34	125	200	130	160	7,5
RS 250.1	4474.085.820	300 - 3000	2100	55	115	34	28	41	160	250	165	185	9,0
RS 250.2	4474.085.920	600 - 6000	2100	55	115	34	28	41	160	250	165	185	9,0

El limitador de par seleccionado es un acoplamiento de dos secciones, mostrado en la Figura 3.27, cada una conectada a un eje distinto y unidas entre sí mediante un disco de fricción sometido a la fuerza ejercida por unos resortes previamente calibrados. Cuando el par transmitido rebasa la presión ejercida por los resortes, la parte motriz y la accionada giran relativamente entre ellas, deslizándose una sobre la otra mediante un discos de fricción. El deslizamiento se produce bajo un alto consumo de energía y solamente se transmite el par ajustado [27].



**Figura 3.27.** Corte transversal del limitador de par Rimostat RSC 125.2.  
(Fuente: Catálogo Ringspann).

### 3.2.4. SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO FLEXIBLE.

Los acoplamientos son elementos mecánicos empleados para unir dos flechas, una motriz y otra conducida de manera que el movimiento y la potencia se transmite de una a otra, sean del mismo diámetro o no. En el mercado, los hay de dos tipos principales, los rígidos y los flexibles. El segundo, a diferencia del primero, tiene la capacidad de absorber vibraciones, cargas de choque y desalineaciones entre los ejes, cualidades que lo hacen idóneo para ser empleado, en este sistema de transmisión.



**Figura 3.28.** Ejemplos de acoplamientos: Flexible (izquierda) y rígido (derecha).  
Fuente: Catálogo Flender.

Se ha considerado que la transmisión cuente con al menos un acoplamiento ubicado entre la flecha de salida del engranaje y la flecha motriz del sistema de poleas, con el objeto de que absorba las vibraciones y desalineaciones que puedan existir entre ambas, originadas por la rotación del regulador de watt montado en el mismo eje de la polea motriz.

Los aspectos considerados para realizar la selección, fueron los siguientes:

- Par máximo transmitido, 80.73 Nm.
- Velocidad máxima de rotación, 2698 rpm.
- Diámetro de la flecha motriz, 20 mm.
- Diámetro de la flecha conducida, 35mm.

Con los datos anteriores, se seleccionó el acoplamiento flexible modelo PolyNorm AR38 del fabricante KTR, mostrado en la Figura 3.29, que tiene una capacidad de transmitir par torsional de 90 a 180 Nm y con un diámetro máximo de agujero de 38 mm, especificaciones mostradas en la Tabla 3.7[ ].



Figura 3.29. Acoplamiento flexible PolyNorm AR38. (Fuente: Catalogo de acoplamientos KTR)

Tabla 3.7. Especificaciones del acoplamiento flexible PolyNorm AR38 del fabricante KTR (Fuente: Catalogo de acoplamientos KTR)

POLY-NORM® Type AR														
Size	Elastomerring (part 2) <sup>1)</sup>		Finish-bore Ø d <sub>max</sub> <sup>2)</sup>	Dimensions [mm]									Mass moment of inertia [kgm <sup>2</sup> ] <sup>3)</sup>	AR <sup>3)</sup> Weight [kg]
	Torque [Nm]			General						Feststellgewinde <sup>2)</sup>				
	T <sub>KN</sub>	T <sub>K max</sub>		L <sub>AR</sub>	l <sub>1</sub>	s	D <sub>H</sub>	D	d <sub>H</sub>	N	G	t		
28	40	80	28	59	28	3	69	46	36,5	12	M5	7	0,0004	0,9
32	60	120	32	68	32	4	78	53	41,5	14	M8	7	0,0008	1,4
38	90	180	38	80	38	4	87	62	50	19,5	M8	10	0,0016	2,0
42	150	300	42	88	42	4	96	69	55,5	20	M8	10	0,0026	2,7
48	220	440	48	101	48	5	106	78	64	24	M8	15	0,0042	3,7
55	300	600	55	115	55	5	118	90	73	29	M8	14	0,0070	5,5
60	410	820	60	125	60	5	129	97	81	33	M8	15	0,0112	6,9
65	550	1100	65	135	65	5	140	105	86	36	M10	20	0,0174	8,8
75	850	1700	75	155	75	5	158	123	100	42,5	M10	20	0,028	13,5
85	1350	2700	85	175	85	5	182	139	116	48,5	M10	25	0,052	19,5
90	2000	4000	90	185	90	5	200	148	128	49	M12	25	0,090	23,2
100	2900	5800	100	206	100	6	224	165	143	55	M12	25	0,160	31,9
110	3900	7800	50-110	226	110	6	250	185	158	60	M16	30	0,317	38,0
125	5500	11000	55-125	256	125	6	280	210	178	70	M16	35	0,570	55,2
140	7200	14400	65-140	286	140	6	315	235	216	76,5	M20	35	1,030	92,6
160	10000	20000	75-160	326	160	6	350	265	246	94,5	M20	45	1,746	126,9
180	13400	26800	75-180	366	180	6	400	300	290	111,5	M20	50	3,239	181,8

### 3.2.5. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.

Se empleó el Catálogo General de Rodamientos del fabricante SKF, que enuncia las teorías en las que se basa para determinar la vida de un rodamiento y realizar la selección. Éstas son: la “teoría clásica de la vida nominal” y la “nueva teoría SKF sobre la vida de los rodamientos”.

En la primera, se aplica la fórmula ISO de la vida nominal, de acuerdo a:

$$L_{10} = \left(\frac{C_d}{P_e}\right)^p \quad (3.18)$$

En donde:

$$\begin{aligned} p &= 3, \text{ para los rodamientos de bolas,} \\ p &= 10/3 \text{ para los rodamientos de rodillos.} \end{aligned}$$

Si se trata de un rodamiento que funciona a una velocidad constante, la fórmula de la vida se expresaría así:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60\omega} \left(\frac{C_d}{P_e}\right)^p \quad (3.19)$$

O bien:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60\omega} L_{10h} \quad (3.20)$$

En donde:

$$\omega = \text{Velocidad de giro, en r/min.}$$

Las fórmulas anteriores (3.18) y (3.20), proporcionan valores de vidas nominales para rodamientos en los cuales solo se considera la influencia de la carga aplicada y la lubricación. Además se supone que cubren con las recomendaciones de duración basadas en la experiencia.

No obstante, cuando se requiere saber con mayor exactitud la vida de un rodamiento, se hace uso de la “fórmula de la vida nominal ajustada”, que examina con mayor detalle la influencia de otros factores en la vida del rodamiento. La fórmula es la siguiente:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad (3.21)$$

En la expresión anterior, el subíndice n, representa la diferencia entre la fiabilidad requerida y el 100%.

El factor de ajuste  $a_1$  se usa para determinar otras vidas diferentes a la vida  $L_{10}$ , es decir, vidas que son alcanzadas o sobrepasadas con una probabilidad mayor del 90%. En la Tabla 3.5 se proporcionan estos valores.

**Tabla 3.8.** Valores para el Factor  $a_1$ .

Valores para el factor de ajuste de la vida $a_1$			
Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF $L_{nm}$	Factor $a_1$
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0,62
96	4	$L_{4m}$	0,53
97	3	$L_{3m}$	0,44
98	2	$L_{2m}$	0,33
99	1	$L_{1m}$	0,21

El factor de ajuste  $a_2$  tiene un valor de 1 cuando se considera que el acero empleado en el rodamiento satisface las propiedades de duración establecidas por ISO. Este valor se incrementa para los rodamientos SKF, pues el acero empleado en su fabricación tiene mejores propiedades. Sin embargo, para saber este valor, hay que consultar al fabricante. El factor  $a_3$  está determinado esencialmente por la eficacia en la lubricación del rodamiento entre las superficies en el contacto de rodadura. Bajo condiciones de limpieza normales, se deberá de formar una película de lubricante con la capacidad de carga adecuada. Para que esto ocurra, el lubricante deberá tener una determinada viscosidad mínima a la temperatura de funcionamiento, es decir, a la temperatura del rodamiento a la cual opera. Cabe destacar que a temperaturas de funcionamiento elevadas se reduce la capacidad de carga dinámica del rodamiento. Esta disminución se tiene en cuenta multiplicando la capacidad de carga dinámica ( $C_d$ ) por un factor de temperatura ( $F_T$ ), que se obtiene de la tabla 2.13.

**Tabla 3.9.** Factor de temperatura para diferentes temperaturas de funcionamiento.

Temperatura del rodamiento (°C)	150	200	250	300
Factor por temperatura	1,00	0,90	0,75	0,60

Como los factores  $a_2$  y  $a_3$  son interdependientes, SKF los ha sustituido en la ecuación de la vida nominal ajustada por un factor combinado  $a_{23}$ , dependiendo del material y la lubricación de que se trate, de manera que la fórmula queda así:

$$L_{na} = a_1 a_{23} L_{10} \quad (3.22)$$

Los valores de  $a_{23}$  están en función de la relación de viscosidad  $k$ , ( $k = \nu/\nu_l$ ) y podrán ser obtenidos del diagrama 3 proporcionado por SKF, de la Figura 3.15. Los valores de  $\nu$  corresponden a la viscosidad real del lubricante, mientras que  $\nu_l$  corresponde a los valores de la viscosidad requerida para asegurar una lubricación adecuada; ambos valores son viscosidades cinemáticas a la temperatura de funcionamiento. El valor de  $\nu_l$  se puede obtener del diagrama 1 proporcionado por SKF, que se muestra en la Figura 3.16.

En la fórmula de la vida de acuerdo con la nueva teoría SKF, se han ampliado los estudios para tener en cuenta, además de los criterios anteriores, la carga límite de fatiga y una serie de otros factores relacionados con las condiciones de lubricación y de la contaminación. La carga límite de fatiga  $P_u$  es un concepto introducido por SKF que representa la carga por debajo de la cual no puede producirse fatiga en el rodamiento. La fórmula es la siguiente:

$$L_{naa} = a_1 a_{SKF} L_{10} \quad (3.23)$$

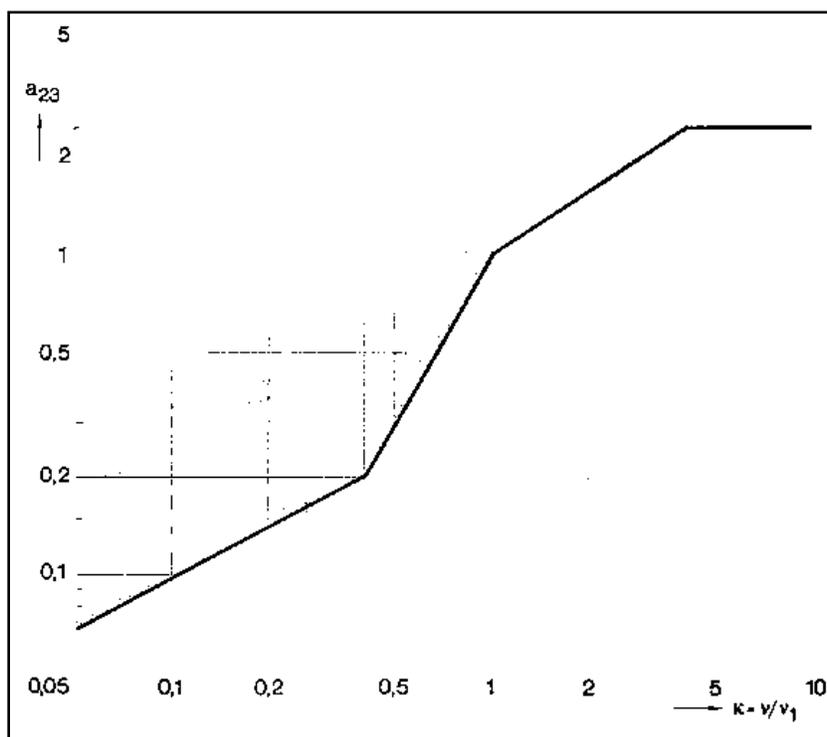
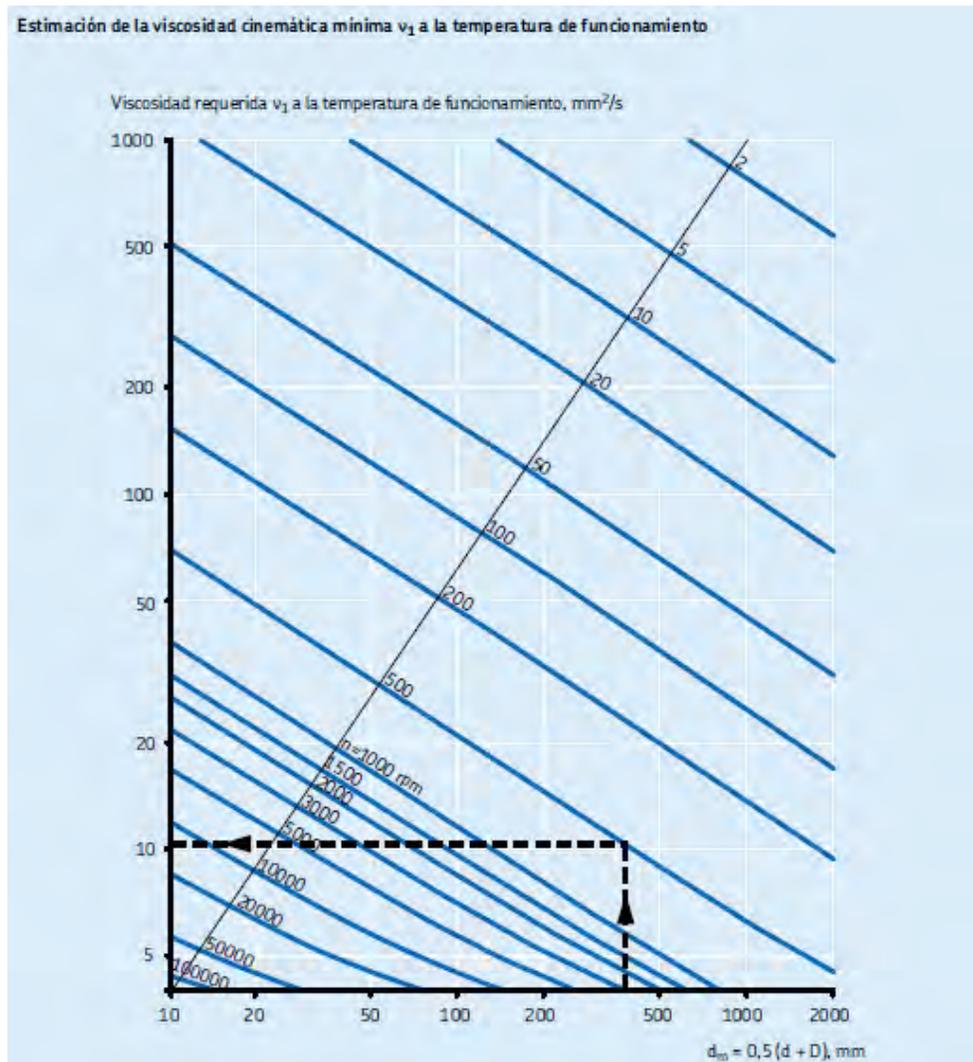


Figura 3.30. Diagrama 3 proporcionado por SKF para la obtención del factor  $a_{23}$ .

El factor  $a_{SKF}$  se determina mediante la relación de viscosidades  $k$  y la razón  $\eta_c(P_u/P_e)$ . De esta última,  $\eta_c$  es un factor de ajuste debido a la influencia de la contaminación en la vida del rodamiento que depende de una serie de parámetros, como el tamaño del rodamiento, el espesor relativo de la película de lubricante, el tamaño y la distribución de las partículas sólidas de contaminantes, el tipo de contaminante (blando, duro), etcétera, y  $P_u$  es la carga

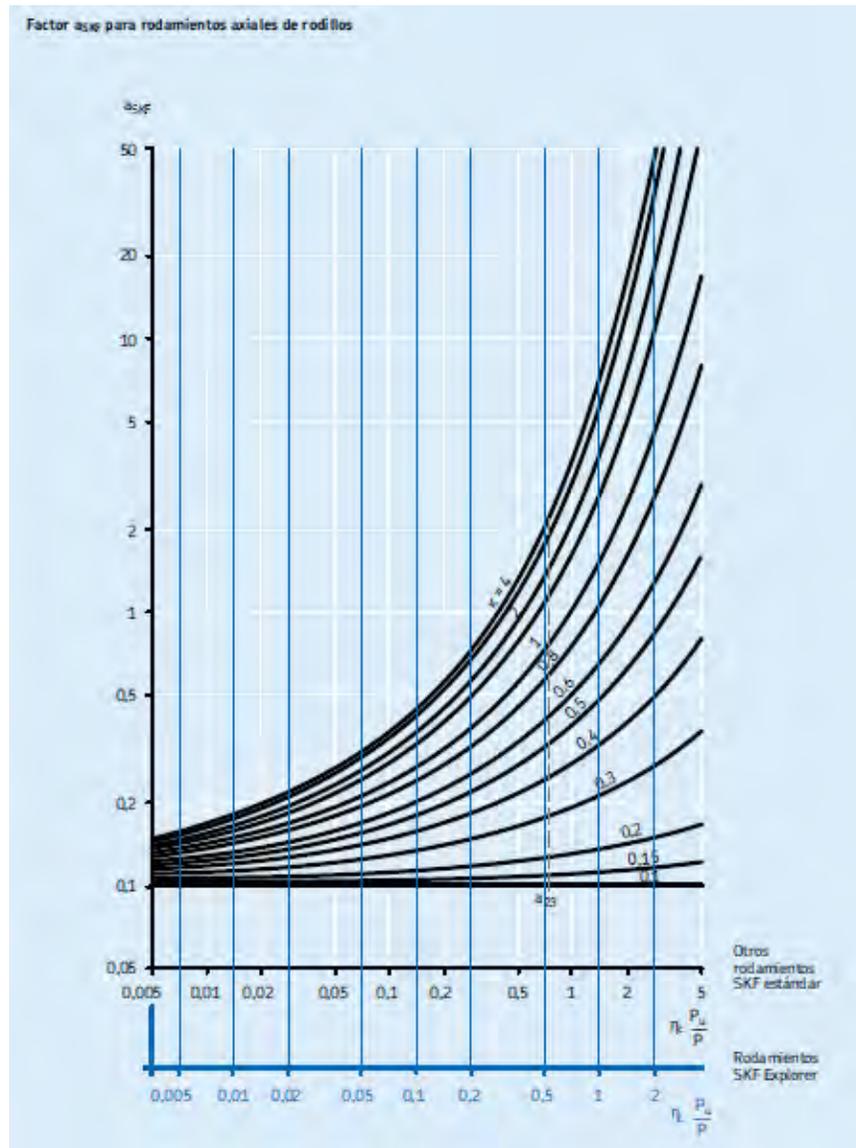
límite de fatiga. El valor del factor  $a_{SKF}$  para un rodamiento de rodillos cilíndricos, se obtiene del diagrama de la Figura 3.32. *Diagrama proporcionado por SKF para la obtención del factor  $a_{SKF}$  para rodamientos de rodillos cilíndricos.* proporcionado por el fabricante, mientras que  $\eta_c$  se proporciona en la Tabla 3.10.



**Figura 3.31.** Diagrama 1 proporcionado por SKF para la obtención de la viscosidad requerida  $v_1$  por el rodamiento.

Para facilitar el proceso de selección de los distintos rodamientos necesarios en la transmisión, se confeccionó una hoja de cálculo la cual permite calcular la vida nominal y nominal ajustada de los rodamientos seleccionados, de acuerdo a la fórmula ISO y a la fórmula de la nueva teoría SKF. Esto se lleva a cabo a partir de datos como el diámetro del eje, la capacidad de carga dinámica ( $C_d$ ), la carga dinámica equivalente ( $P_e$ ), la velocidad de giro, el diámetro exterior ( $D$ ) e interior ( $d$ ) del rodamiento, la viscosidad real ( $\nu$ ) y requerida

( $v_1$ ) del lubricante, así como diversos factores y constantes ya establecidas, proporcionados por el fabricante en tablas y diagramas diversos.



**Figura 3.32.** Diagrama proporcionado por SKF para la obtención del factor  $a_{SKF}$  para rodamientos de rodillos cilíndricos.

La selección que a continuación se expone es la que corresponde a los rodamientos del eje EJ2, el cual es el eje de entrada de movimiento a la caja de engranes. De acuerdo al diseño del eje, se seleccionó el rodamiento NUP 307 ECP, que es un rodamiento del tipo de rodillos cilíndricos de una sola hilera. Tiene un diámetro interior de 35 mm; un diámetro exterior de 80 mm; una capacidad de carga dinámica ( $C_d$ ) de 75000 N y una carga límite de fatiga ( $P_u$ ) de 8150 N, tal como lo muestra la Tabla 3.11.

**Tabla 3.10.** Valores del factor de ajuste  $\mu_c$  para diferentes grados de contaminación.

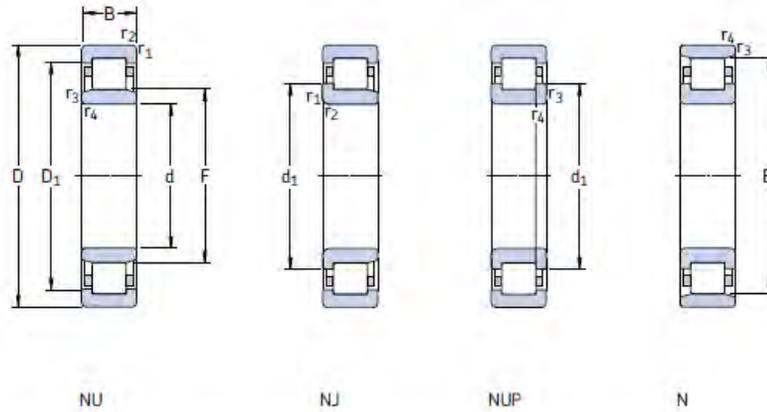
Condición	Factor $\eta_c^{(1)}$ para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
<b>Muy limpio</b> Tamaño de partículas del orden del espesor de la película lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
<b>Limpio</b> Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados y obturados de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Normal</b> Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Contaminación ligera</b> Lubricante ligeramente contaminado	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Contaminación típica</b> Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integradas, filtros de paso grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas desde el entorno	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Contaminación severa</b> Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición no obturada adecuadamente	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Contaminación muy severa</b> Bajo condiciones de contaminación extrema los valores de $\eta_c$ pueden estar fuera de la escala resultando en un reducción más severa de la vida que la predicha por la ecuación $L_{nm}$	0	0

Los datos necesarios para determinar la vida nominal del rodamiento a través de la hoja de cálculo, son los siguientes, y sus resultados se muestran en la Tabla 3.12.

$$\begin{aligned}
 C &= 75000 \text{ N} \\
 P &= 4671 \text{ N} \\
 p &= 3.333 \\
 n &= 312 \text{ rpm} \\
 D &= 80 \text{ mm} \\
 d &= 35 \text{ mm} \\
 v &= 49 \text{ mm}^2/\text{s} \\
 v_1 &= 48 \text{ mm}^2/\text{s} \\
 F_T &= 1 \\
 a_1 &= 1 \\
 a_{23} &= 1.7
 \end{aligned}$$

**Tabla 3.11.** Especificaciones para rodamientos de rodillos cilíndricos de una sola hilera.

Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos  
d 35 – 40 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa Rodamiento con jaula estándar	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaulas estándar de diseño alternativo <sup>1)</sup>
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
35	62	14	35,8	38	4,55	12 000	13 000	0,16	NU 1007 ECP	-
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,29	* NU 207 ECP	J, M, ML
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,30	* NJ 207 ECP	J, M, ML
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,31	* NUP 207 ECP	J, M, ML
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,30	* N 207 ECP	-
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,40	* NU 2207 ECP	J, ML
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,41	* NJ 2207 ECP	J, ML
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,42	* NUP 2207 ECP	ML
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,47	* NU 307 ECP	J, M, ML
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,49	* NJ 307 ECP	J, M, ML
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,50	* NUP 307 ECP	J, M, ML
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,48	* N 307 ECP	-

De igual manera para calcular la vida nominal a partir de la nueva teoría de SKF, se proporcionaron los siguientes datos:

$$P_u = 8150 \text{ N}$$

$$\eta_c = 0.3$$

$$a_{SKF} = 1.5$$

La hoja de cálculo con estos resultados se muestra en la Tabla 3.13.

**Tabla 3.12.** Cálculo de la vida nominal para el rodamiento con la designación NUP 307 ECP (rodillos cilíndricos de una sola hilera) para el eje EJ2 en su hombro de entrada.

<b>RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS</b>	
<b>SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA</b>	
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA FÓRMULA CLÁSICA</b>	
<b>DATOS</b>	<b>FORMULAS</b>
Rodamiento Seleccionado * NUP 307 ECP (EJE EJ2 - ENTRADA)	
<b>Para la vida nominal en <math>1 \times 10^6</math> Rev</b>	Para la vida nominal en mill. de rev
Capacidad de Carga Dinámica <b>C = 75000 N</b>	<b><math>L_{10} = (C/P)^{1/p}</math></b>
Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial (Fuerza Axial=0) <b>P = 4671 N</b>	Para la vida nominal en hrs. de servicio <b><math>L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}</math></b>
Exponente de la Fórmula de la Vida <b>p = 3.333</b>	Para la vida nominal ajustada <b><math>L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}</math></b>
Velocidad de Referencia <b>n<sub>r</sub> = 9500 rpm</b>	Para los rodamientos de rodillos cilíndricos Carga radial mínima <b><math>F_{rm} = K_r (6+4*n/n_r) * (d_m/100)^2</math></b>
Valores de seguridad de carga C/P establecido @ n, L <sub>10</sub> <b>C/P = 7</b>	
<b>Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)</b>	
Velocidad de Giro <b>n = 312 rpm</b>	
<b>Para la vida Nominal Ajustada</b>	
Diámetro exterior del rodamiento <b>D = 80 mm</b>	<b>RESULTADOS</b>
Diámetro interior del rodamiento <b>d = 35 mm</b>	C/P calculado <b>C/P = 16.06</b>
Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento <b>v = 49 mm<sup>2</sup>/s</b>	Diámetro medio del rodamiento <b>d<sub>m</sub> = 57.50 mm</b>
Viscosidad requerida del lubricante <b>v<sub>r</sub> = 48 mm<sup>2</sup>/s</b>	Relacion de viscosidades k <b>k = 1.02</b>
Factor por temperatura <b>F<sub>T</sub> = 1</b>	<b>Vida nominal</b> <b>L<sub>10</sub> = 10434</b> Millones de revoluciones <b>L<sub>10h</sub> = 557353</b> Horas de servicio
Factor de ajuste de la vida por fiabilidad <b>a<sub>1</sub> = 0.21</b>	<b>Vida nominal ajustada</b> <b>n = 1 % de fallo.</b> <b>L<sub>na</sub> = 2191</b> Millones de revoluciones <b>L<sub>nah</sub> = 117044</b> Horas de servicio
<b>Porcentaje = 99 % de Fiabilidad</b>	Carga radial mínima <b>F<sub>rm</sub> = 506.80 N</b>
Factor de ajuste, por el material y la lubricacion <b>a<sub>23</sub> = 1</b>	
<b>Para rodamientos de rodillos cilíndricos</b>	
Factor de carga mínima <b>K<sub>r</sub> = 0.25</b>	

**Tabla 3.13.** Cálculo de la vida SKF para el rodamiento con la designación NUP 307 ECP (rodillos cilíndricos de una sola hilera) para el eje EJ2 en su hombro de entrada.

CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA NUEVA TEORÍA SKF	
DATOS	FORMULA
Carga Límite de Fatiga $P_u = 8150 \text{ N}$	Para la vida, de acuerdo con la nueva teoria SKF $L_{na} = a_1 * a_{SKF} * L_{10h}$
Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación $\eta_c = 0.3$	
Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría $a_{SKF} = 1.5$	<b>RESULTADOS</b>
	Cálculo de $n_c(P_u/P)$ $\eta_c(P_u/P) = 0.52$
	<b>Vida de acuerdo a la nueva teoria</b>
	$L_{naa} = 3287$ Millones de revoluciones
	$L_{naah} = 175566$ Horas de servicio

De acuerdo a los resultados obtenidos, la cantidad de horas de servicio alcanzadas por el rodamiento seleccionado es mayor a la cantidad de horas estipuladas en la Tabla 3.14, en la que se puede apreciar que la vida nominal de un rodamiento para máquinas eólicas es de 100000 horas de funcionamiento, mientras que en el cálculo realizado el rodamiento alcanzaría las 557000, 117044 y 175566 horas de servicio de acuerdo a la vida nominal, la vida nominal ajustada y la vida SKF, respectivamente, para las condiciones dadas.

Con estos resultados se garantiza que el rodamiento fácilmente alcanzará la vida requerida por las especificaciones de acuerdo a la aplicación designada. De una manera análoga se seleccionan los rodamientos para los demás ejes que conforman el sistema y los cálculos de las vidas nominales se muestran en las tablas de los anexos.

**Tabla 3.14.** *Guía de valores obtenidos de la vida nominal L10h para diferentes clases de máquinas.*

<b>Tabla 7: Guía de valores requeridos de vida nominal para diferentes clases de máquinas</b>	
<b>Clase de máquinas</b>	<b>Vida nominal Horas de funcionamiento</b>
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 ... 3. 000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo: máquinas-herramientas eléctricas portátiles, equipos elevadores para talleres, maquinaria para la construcción	3. 000 ... 8 .000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo cuando es necesaria una gran fiabilidad: ascensores, grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8. 000 ... 12. 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, pero no siempre utilizadas: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradores giratorios	10. 000 ... 25. 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizadas en todo momento: máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y centrifugas	20. 000 ... 30. 000
Máquinas para trabajo continuo 24 horas al día: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40. 000 ... 50. 000
Maquinaria para la energía eólica, incluyendo los rodamientos del eje principal, de guiñada, de la caja de engranajes en ángulo, rodamientos del generador	30. 000 ... 100.000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos	60. 000 ... 100 .000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de trasatlánticos	> 100 .000

### **Selección de soportes y obturaciones.**

Para la selección de los soportes, el catálogo general de SKF dispone de una tabla que muestra los tipos de soportes, las obturaciones disponibles para cada uno de ellos dependiendo del tipo de lubricación deseada, el tipo de rodamiento de que se trata y las series de rodamientos para los que aplican los soportes. La tabla se muestra a continuación:

Tabla 3.15. Aplicaciones de los soportes SKF.

	Soportes										
	SNH	SN	SO	SOAC	TVN	PDM	7225(D0)	1-1200(D0)			
Lubricación Grasa Aceite											Lubricación Grasa Aceite
Obturaciones Doble labio Anillo V Feltro Laberinto											Obturaciones Doble labio Anillo V Feltro Laberinto
Rodamientos de bolas a rótula con manguito de fijación	Serie 12 (EK + H 2) Serie 22 (EK + H 3) Serie 13 (EK + H 3) Serie 23 (EK + H 23) d <sub>2</sub> 20-110 mm d <sub>1</sub> 7/8-4 1/2 pulg. Páginas 776-797								Serie 12 (EK + H 2) Serie 22 (EK + H 3) Serie 13 (EK + H 3) Serie 23 (EK + H 23) d <sub>2</sub> 20-100 mm Páginas 848-851		
Rodamientos de bolas a rótula	Serie 12 (E) Serie 22 (E) Serie 13 (E) Serie 23 (E) d <sub>2</sub> 25-130 mm Páginas 802-807								Serie 112 E d <sub>2</sub> 20-60 mm Páginas 852-853		
Rodamientos de rodillos a rótula con manguito de fijación	Serie 222 EK + H 3 Serie 232 CCK/W33 + H 31 Serie 213 CCK + H 3 Serie 223 EK + H 23 d <sub>2</sub> 20-140 mm d <sub>1</sub> 1/4-5 1/2 pulg. Páginas 776-799					Serie 230 CCK/W33 + H 30	Serie 231 CCK/W33 + H 31	Serie 231 CCK/W33 + H 31	Serie 222 EK + H 3 d <sub>2</sub> 20-100 mm Páginas 848-851		
Rodamientos de rodillos a rótula	Serie 222 E Serie 232 CCK/W33 + H 31 Serie 213 CC Serie 223 E d <sub>2</sub> 25-160 mm Páginas 800-807					Serie 230 CC/W33 d <sub>2</sub> 120-280 mm					
Rodamientos rígidos de bolas Rodamientos de bolas con contacto angular Rodamientos de rodillos cilíndricos						Serie 224 CC/W33 + H 31 d <sub>2</sub> 340-480 mm	Serie 222 E Serie 223 E d <sub>2</sub> 25-120 mm	Estándar Diseño especial bajo pedido	Serie 62 y 63 d <sub>2</sub> 25-120 mm Páginas 838-841 Series 72 (REC), 73 (RECL), NJ 2 EC, NJ 3 EC, NJ 22 EC y NJ 23 CC d <sub>2</sub> 25-100 mm		

La Tabla 3.12 indica que para rodamientos de la serie 12 (E), se debe emplear un soporte del tipo SNH, con obturaciones de doble labio o de fieltro para una lubricación con grasa. De estos dos, y según el catálogo, es más conveniente aplicar obturaciones de doble labio, pues permiten una mayor desalineación en el eje al estar hechos de un material con buenas propiedades elásticas.

Con estos datos, de la tabla de especificaciones, se selecciona el soporte con la designación SNH 507-607, que es el apropiado para rodamientos con un diámetro de eje de 35 mm, mientras que las dos obturaciones de doble labio tienen la designación TSNA 508 G, y los dos anillos de fijación se designan como FRB 10.5/80. También se puede seleccionar el conjunto completo, es decir el soporte con las dos obturaciones de doble labio incluidas, con la designación SNH 508 TG [26]. Esta información se muestra en la Tabla 3.13.

**Tabla 3.16.** Especificaciones para los soportes SNH para rodamientos con manguito de fijación.

Soportes de pie SNH para rodamientos con manguito de fijación  
 $d_s$  20-40 mm

Diám. eje	Soporte		Dimensiones										Masa	Designaciones	Soporte con obturaciones de doble labio	Soporte con obturaciones de anillo V	Soporte con obturaciones de feltro	Soporte con obturaciones de laberinto
	$C_s$	A	$A_1$	$C_1$	$D_s$	H	$H_1$	$H_2$	J	L	N	$N_1$						
20	67	46	25	52	74	40	19	130	165	20	15	12	1.45	SNH 505 TG	SNH 505 TA	SNH 505 TC	SNH 505 TS	
	77	52	32	62	89	50	22	150	185	20	15	12	2.00	SNH 605 TG	SNH 605 TA	SNH 605 TC	SNH 605 TS	
25	77	52	32	62	89	50	22	150	185	20	15	12	2.00	SNH 506 TG	SNH 506 TA	SNH 506 TC	SNH 506 TS	
	82	52	34	72	93	50	22	150	185	20	15	12	2.30	SNH 606 TG	SNH 606 TA	SNH 606 TC	SNH 606 TS	
30	82	52	34	72	93	50	22	150	185	20	15	12	2.30	SNH 507 TG	SNH 507 TA	SNH 507 TC	SNH 507 TS	
	85	60	39	80	107	60	25	170	205	20	15	12	2.30	SNH 607 TG	SNH 607 TA	SNH 607 TC	SNH 607 TS	
35	85	60	39	80	107	60	25	170	205	20	15	12	2.30	SNH 508 TG	SNH 508 TA	SNH 508 TC	SNH 508 TS	
	90	60	41	90	113	60	25	170	205	20	15	12	3.20	SNH 608 TG	SNH 608 TA	SNH 608 TC	SNH 608 TS	
40	85	60	30	85	109	60	25	170	205	20	15	12	2.30	SNH 509 TG	SNH 509 TA	SNH 509 TC	SNH 509 TS	
	95	70	44	100	127	70	28	210	255	24	18	16	4.40	SNH 609 TG	SNH 609 TA	SNH 609 TC	SNH 609 TS	

Diám. eje	Componentes adecuados	Otros componentes	2 obturaciones de doble labio	2 obturaciones anillo V	2 obturaciones feltro	1 obturación laberinto	Tapa lateral		
$d_s$	Rodamiento Man- guito de fijación Cantidad y designación	Anillo de fijación Cantidad y designación	Soporte sin obtu- raciones	2 obtu- raciones de doble labio	2 obtu- raciones anillo V	2 obtu- raciones feltro	1 obtu- ración laberinto		
20	1205 EK 2202 EK 2205 EK	H 205 H 305 H 305	2 FRB 5/52 2 FRB 3.5/52 2 FRB 3.5/52	SNH 505	TSNA 505 G	TSNA 505 A	TSNA 505 C	TSNA 505 S	ASNH 505
	1305 EK 2305 K	H 305	2 FRB 7.5/62 2 FRB 4/52	SNH 506-605	TSNA 605 G	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 S	ASNH 506-605
25	1306 EK 2306 EK 2308 EK	H 206 H 306 H 306	2 FRB 8/62 2 FRB 6/62 2 FRB 6/62	SNH 506-605	TSNA 506 G	TSNA 506 A	TSNA 506 C	TSNA 506 S	ASNH 506-605
	1306 EK 2306 K	H 306	2 FRB 7.5/72 2 FRB 3.5/72	SNH 507-606	TSNA 606 G	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 S	ASNH 507-606
30	1207 EK 2207 EK 2207 EK	H 207 H 307 H 307	2 FRB 8.5/72 2 FRB 5.5/72 2 FRB 5.5/72	SNH 507-606	TSNA 507 G	TSNA 507 A	TSNA 507 C	TSNA 507 S	ASNH 507-606
	1307 EK 2307 EK	H 307 H 307	2 FRB 9/80 2 FRB 4/80	SNH 508-607	TSNA 607 G	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 S	ASNH 508-607
35	1308 EK 2308 EK 2308 EK	H 208 H 308 H 308	2 FRB 10.5/80 2 FRB 8/80 2 FRB 8/80	SNH 508-607	TSNA 508 G	TSNA 508 A	TSNA 508 C	TSNA 508 S	ASNH 508-607
	1308 EK 2308 EK 21308 CCK 2308 EK	H 308 H 308 H 308 H 308	2 FRB 9/90 2 FRB 4/90 2 FRB 9/90 2 FRB 4/90	SNH 510-608	TSNA 608 G	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 S	ASNH 510-608
40	1209 EK 2209 EK 2209 EK	H 209 H 309 H 309	2 FRB 5.5/85 2 FRB 3.5/85 2 FRB 3.5/85	SNH 509	TSNA 509 G	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 S	ASNH 509
	1309 EK 2309 EK 21309 CCK 2309 EK	H 309 H 309 H 309 H 309	2 FRB 9.5/100 2 FRB 4/100 2 FRB 9.5/100 2 FRB 4/100	SNH 511-609	TSNA 609 G	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 S	ASNH 511-609

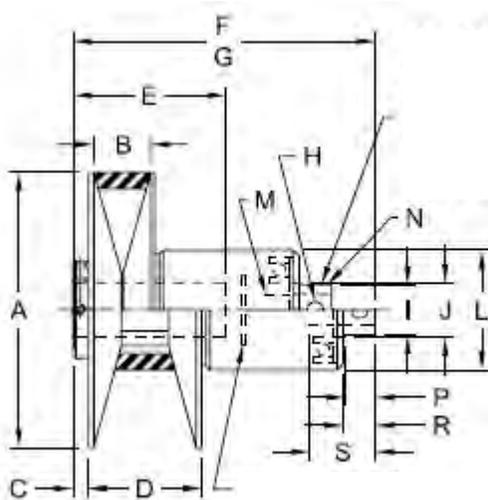
### 3.2.6. SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN VARIABLE.

En el mercado existe gran variedad de fabricantes de poleas y bandas de transmisión. Sin embargo, son pocos aquellos que fabrican componentes para transmisión variable, y aún más escasos, los que fabrican unidades completas de este tipo de transmisión.

Para este caso de estudio se ha seleccionado el fabricante LoveJoy, que de la gama consultada, es el que posee un diseño específico de transmisión variable apropiado para la aplicación que se estudia, además de ser quien ofrece mayor información al respecto. Para realizar la selección se requieren los siguientes datos de diseño:

- La potencia máxima a transmitir, 22.81 kW (30.59 hp).
- La relación de transmisión deseada, 1:1.446, 1:1 y 1.446:1, para las velocidades de viento mínima intermedia y máxima.
- Diámetro mínimo de las poleas, 0.180 m
- Diámetro máximo de las poleas, 0.260 m
- La velocidad de rotación en la polea conducida.
- El tipo de accionamiento de la polea motriz.

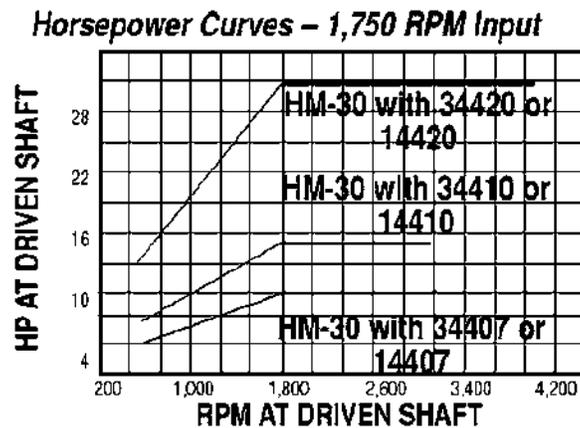
Una vez definidos estos requerimientos, se puede seleccionar la transmisión buscada. En lo que respecta al tipo de accionamiento, se ofrecen tres. El primero de ellos el accionamiento es manual por medio de un pequeño volante giratorio; el segundo, tiene un principio similar de accionamiento mediante una pequeña palanca giratoria, que bien puede ser manipulada manualmente o través de un mecanismo auxiliar. En los dos sistemas mencionados, mediante el principio del tornillo, se ajusta la abertura entre los discos de la polea motriz, girando hacia un lado o hacia el otro el volante o la palanca, respectivamente, lo que origina la separación o acercamiento de ambos discos de la polea. En el tercer tipo, el accionamiento se realiza mediante el desplazamiento axial del disco móvil de la polea, por medio de un sujetador que posee en un extremo. Este sistema, mostrado en la Figura 3.33, se puede utilizar con actuadores eléctricos, hidráulicos o bien mecánicos.



**Figura 3.33.** Esquema de la polea motriz Hexa-Drive HLA-30. (Fuente: Catálogo LoveJoy).

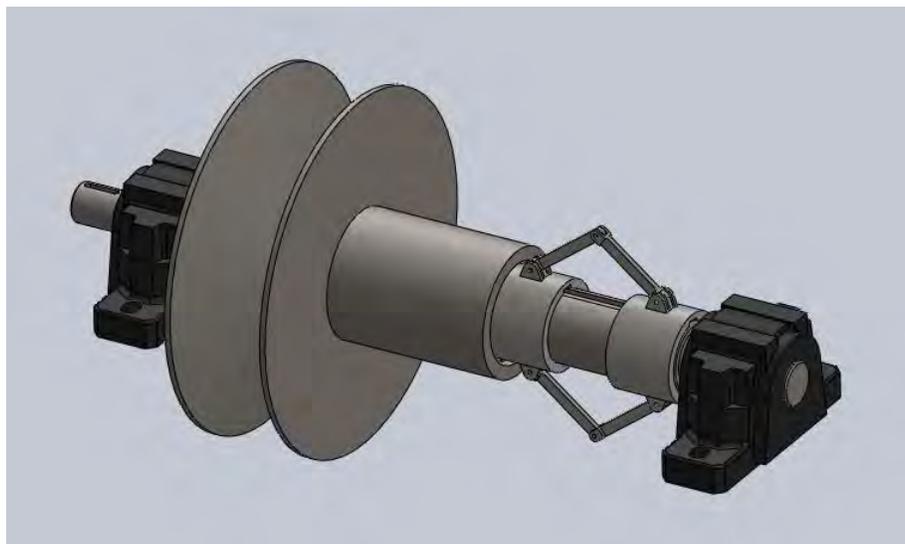
La transmisión seleccionada es una tipo Hexa-drive HLA-30, capaz de transmitir hasta 30 hp, siempre que la polea conducida mantenga una velocidad de rotación de 1800 rpm, tal como se puede apreciar en el gráfico de la Figura 3.34. Esta peculiaridad, restringe el diseño de la transmisión, debido a que la velocidad de rotación mínima en la polea conducida debe limitarse a ese valor y no puede ser menor pues comprometería la eficiencia.

De acuerdo al catálogo la correa seleccionada es la 4430V548, capaz de transmitir velocidades desde 640 hasta 3200 rpm y conseguir relaciones de transmisión de hasta 5:1, mientras que la polea seleccionada es la modelo 14420 capaz de transmitir hasta 30 hp a una velocidad de 1750 rpm, con un diámetro mínimo de 112.52 mm y uno máximo de 307.34 mm, similar a los diámetros de la polea motriz.



**Figura 3.34.** Potencia transmitida de acuerdo a la velocidad de rotación de la polea conducida. (Fuente: Catálogo LoveJoy).

A pesar de ser este el modelo de transmisión que más se apega a los requerimientos, es bueno mencionar que no es totalmente compatible con la configuración del sistema que se quiere diseñar, ya que la manera como se pretende realizar el movimiento axial del disco móvil de la polea motriz, es mediante un regulador de Watt incorporado en dicha polea. Con ello, la disposición original de la polea motriz cambia, ya que se tiene que adecuar un eje de tal manera que pueda alojar a la polea motriz y al regulador de Watt, así como lo muestra la



**Figura 3.35.** Modificación realizada a la configuración original de la polea motriz.

## **CONCLUSIONES**

Después de haber concluido con los objetivos planteados en la presente investigación, se tienen las conclusiones siguientes:

- Para el diseño de esta transmisión variable fue necesario relacionar las ecuaciones del diseño de máquinas, con las ecuaciones fundamentales del cálculo de potencia de la energía eólica, esto para garantizar que los resultados sean lo mas exactos posibles.
- Con el estudio llevado a cabo para determinar las variables más importantes de aerogeneradores comerciales de potencias similares y mediante el empleo de hojas de cálculo, se pudo determinar la configuración de los parámetros geométricos de los componentes, lo que dio origen al trabajo de diseño y selección de componentes haciendo a la vez el proceso más sencillo.
- Todos los procedimientos de selección fueron realizados atendiendo a los requerimientos de diseño por parte de los fabricantes, lo que garantiza una buena selección. De la misma manera, los procedimientos de diseño fueron efectuados atendiendo a los conceptos teóricos plasmados en la literatura.
- Para obtener mayor precisión y facilidad a la hora de realizar los diseños de los elementos que integran el mecanismo, éstos fueron realizados mediante software CAD, como “Inventor” y “Solidworks”.
- A través de módulos de análisis por métodos de elemento finito de este software, se pudieron analizar varios de los elementos mecánicos que están sometidos a cargas, con el objeto de conocer hasta qué grado dichas cargas comprometen la resistencia del elemento en cuestión.
- Finalmente, con el procedimiento seguido se pudo diseñar y seleccionar los componentes que integran a la transmisión variable, garantizándose que cada uno de ellos es el adecuado para cumplir con su función dentro de la maquinaria diseñada.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] [http://www.argentinaeolica.org.ar/portal/index.php?option=com\\_content&task=View&id=496&Itemid=5](http://www.argentinaeolica.org.ar/portal/index.php?option=com_content&task=View&id=496&Itemid=5), Febrero 2010.
- [2] *Energías Renovables para el Desarrollo Sustentable en México 2009*, Secretaría de Energía (SENER), Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ).
- [3] [http://es.wikipedia.org/wiki/Energía\\_eólica](http://es.wikipedia.org/wiki/Energía_eólica), Diciembre 2009.
- [4] *Sistema mecánico de transmisión de aerogeneradores de eje horizontal*, Francisco M. González-Longatt, Mayo, 2007
- [5] <http://www.gears-gearbox.com/wind-turbines.html>
- [6] *Guía para la utilización de la energía eólica para generación de energía eléctrica*, Unidad de Planeación Minero Energética (UPME), Documento ANC-0603-18-01 Rev. 01, Bogotá, D.C., Marzo 2003.
- [7] *WindFlow Technology News Letter*, No2, May 2002
- [8] *Optimised gearbox design for modern wind turbines*, Ray J. Hicks MBE, Frank Cunliffe BSC (Hons), November 2004.
- [9] *Fatigue Analysis of a Wind Turbine Power Train*, N. Ghareeb; Inst. of General Mechanics (IAM), Aachen University of Technology, RWTH Aachen Y. Radovic; SAMTECH Germany GmbH, Hamburg
- [10] [http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_612\\_energia\\_eolica?page=1](http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_612_energia_eolica?page=1), Enero 2010.
- [11] *Aerogeneradores, Autosuficiencia en materia de energía en las comunidades rurales*, Instituto para el Desarrollo Social Sostenible.
- [12] <http://www.potenciaindustrial.com.mx/html/home-sp.html>, Mayo 2011.
- [13] *Aerogenerador Avispa, Sistema Conversor de eje horizontal de 500W de potencia nominal*, Instituto de Investigaciones, Tríptico, Mayo 2011.
- [14] *Diseño óptimo de máquinas*, Cross, Limusa, 2ed. Mayo 2011.
- [15] *Mechanisms, linkages and mechanicals controls*, Nicholas P. Chironis, McGraw-Hill, 1965.

- [16] *Wind Turbines, Fundamentals, Technologies, Application, Economics*, Erich Hau, Springer, 2<sup>nd</sup> Edition.
- [17] *Aerogeneradores de potencia inferior a 100 kW*, María José Cuesta Santianes, Marta Pérez Martínez, Juan Antonio Cabrera Jiménez, Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (Ciemat), Gobierno de España, Ministerio de Ciencia e Innovación, Documento VT-3/08/Ed1, Julio 2008.
- [18] *Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth*, Alexander Kapelevichh, 1998.
- [19] *Estudio de la variación de las tensiones de contacto en función del número de dientes de los engranajes cilíndricos de dientes rectos asimétricos*, Jorge Enrique Uribe Juárez, Marzo 2009.
- [20] *Elaboración de engranajes asimétricos metálicos por el método de generación*, Soriano, Juan F. Soriano Peña, Jordany Carranza, Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas, SOMIM A154DM51.
- [21] *High Performance gear transmissions*. Gear Solutions. Alexander Kapelevichh, December 2007.
- [22] *Gear Design: Breaking the status quo traditional gear design limits the performance of mechanical drives*. Alexander Kapelevichh, April 10<sup>th</sup> 2007.
- [23] *Construcción gráfica de un engranaje cilíndrico de dientes rectos con perfil asimétrico*. Juan Felipe Soriano Peña, Crisanto Mendoza Covarrubias, Hugo Cuauhtémoc Gutiérrez Sánchez, Congreso Nacional de Ingeniería y Arquitectura 08, Octubre 2007.
- [24] *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, McGraw Hill, 8<sup>a</sup> edición, México 2008.
- [26] *Catálogo general de rodamientos*, SKF, Torino Italia, StamperiaArtisticaNazionale, SKF, 1989.
- [27] *Catálogo de Limitadores de Par Ringspann*, Bad Homburg Alemania, 1997

## CAPÍTULO 4. APÉNDICE O ANEXOS.

### A.1. TABLAS DE CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

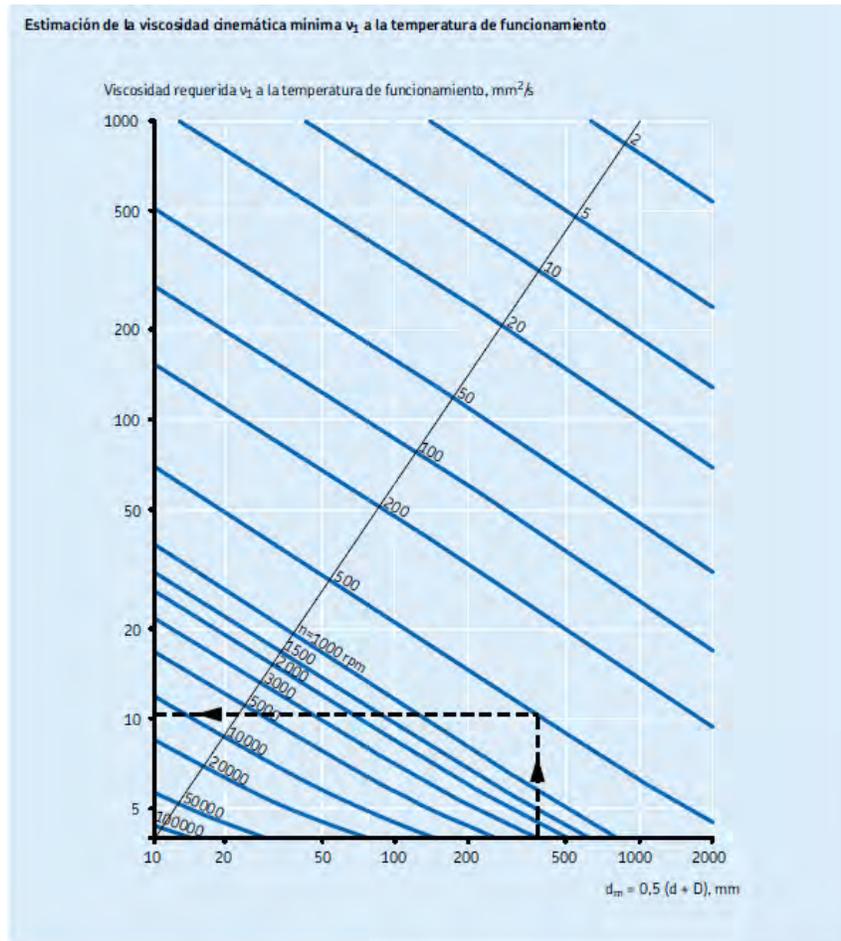


Figura 4.1. Diagrama para calcular la viscosidad nominal  $\nu_1$ , requerida para una lubricación adecuada.

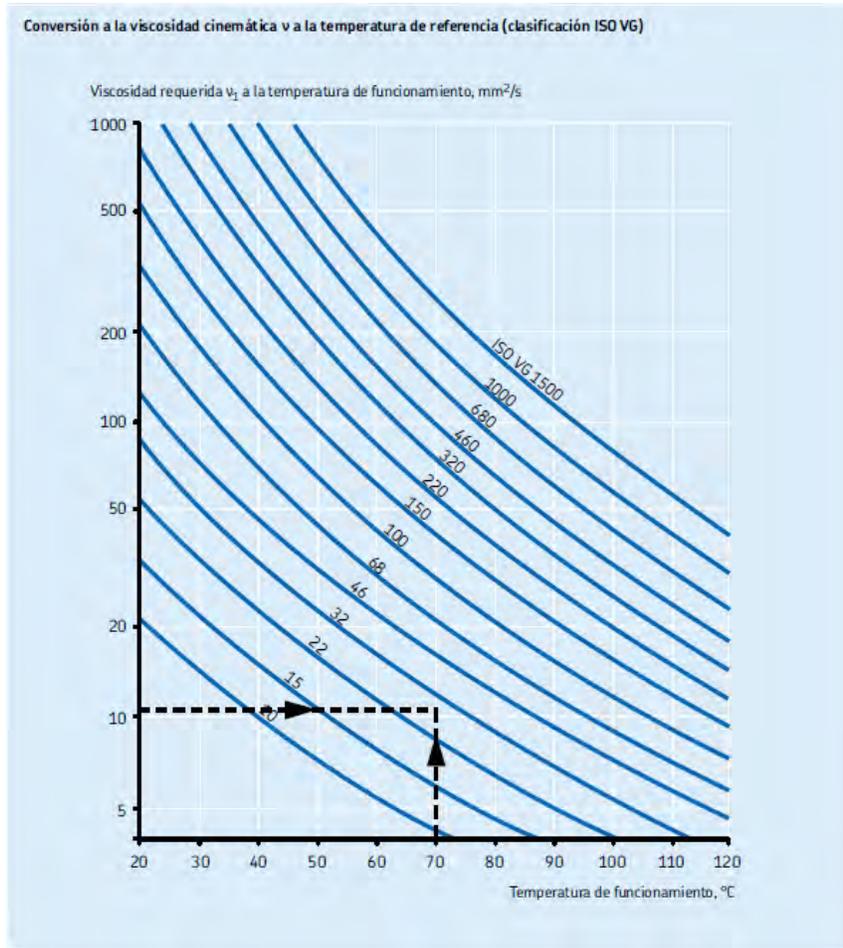


Figura 4.2. Diagrama para calcular la viscosidad requerida a cierta temperatura de funcionamiento.

**Tabla 4.1. Cálculo de la vida nominal para los rodamientos con la designación 32008 X/Q ( rodillos cónicos) del Eje EJI.**

RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS																	
SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA																	
CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA FÓRMULA CLÁSICA																	
DATOS	FORMULAS																
Rodamiento Seleccionado <b>B:</b> 32008 X/Q <b>A:</b> 32008 X/Q																	
<b>Para la vida nominal</b>	Para la vida nominal en mill. de rev $L_{10} = (C/P)^{1/p}$																
Fuerza Radial                      Fuerza Axial	Para la vida nominal en hrs. de servicio $L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}$																
$F_{rB} = 1796.7 \text{ N}$ $F_{aB} = 1629.28 \text{ N}$ $F_{rA} = 816.67 \text{ N}$ $F_{aA} = 1884.49 \text{ N}$ $F_{rA} = 816.67 \text{ N}$ $F_{aA} = 255.209 \text{ N}$	Para la vida nominal ajustada $L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}$																
Factor e                                  Factor Y	Carga radial mínima $F_{rm} = 0.02C$																
$e_B = 0.37$ $Y_B = 1.6$ $e_A = 0.37$ $Y_A = 1.6$																	
Capacidad de Carga Dinámica      Factor Y0																	
$C_B = 52800 \text{ N}$ $Y0_B = 0.9$ $C_A = 52800 \text{ N}$ $Y0_A = 0.9$																	
Carga Dinámica Eq. $P_B = 3733.9 \text{ N}$ $P_A = 816.67 \text{ N}$																	
Exponente de la Fórmula de la Vida $p = 3.33$																	
Valores de seguridad de carga C/P establecido @ n, L <sub>10</sub> $C/P = 7$																	
Velocidad de Giro $n = 312 \text{ rpm}$																	
<b>Para la vida Nominal Ajustada</b>	<b>RESULTADOS</b>																
Diámetro exterior del rodamiento $D_B = 68 \text{ mm}$ $D_A = 68 \text{ mm}$	C/P calculado $C/P = 64.65$																
Diámetro interior del rodamiento $d_B = 40 \text{ mm}$ $d_A = 40 \text{ mm}$	Diámetro medio del rodamiento $d_m = 54.00 \text{ mm}$																
Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento $v = 70 \text{ mm}^2/\text{s}$	Relacion de viscosidades k $k = 1.35$																
Viscosidad requerida del lubricante $v_l = 52 \text{ mm}^2/\text{s}$	<b>Vida nominal:</b>																
Factor por temperatura $F_T = 1$	<table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 30%;"></td> <td style="width: 20%; text-align: center;"><b>Rod. B</b></td> <td style="width: 20%; text-align: center;"><b>Rod. A</b></td> <td style="width: 30%;"></td> </tr> <tr> <td><math>L_{10} = 6838</math></td> <td style="text-align: center;"><b>1084654</b></td> <td style="text-align: center;"><b>1X10<sup>6</sup> rev.</b></td> <td></td> </tr> <tr> <td><math>L_{10h} = 365273</math></td> <td style="text-align: center;"><b>57940898</b></td> <td style="text-align: center;"><b>Hrs. servicio</b></td> <td></td> </tr> </table>		<b>Rod. B</b>	<b>Rod. A</b>		$L_{10} = 6838$	<b>1084654</b>	<b>1X10<sup>6</sup> rev.</b>		$L_{10h} = 365273$	<b>57940898</b>	<b>Hrs. servicio</b>					
	<b>Rod. B</b>	<b>Rod. A</b>															
$L_{10} = 6838$	<b>1084654</b>	<b>1X10<sup>6</sup> rev.</b>															
$L_{10h} = 365273$	<b>57940898</b>	<b>Hrs. servicio</b>															
Factor de ajuste de la vida por fiabilidad $a_{1B} = 0.21$ $a_{1A} = 0.21$	<b>Vida nominal ajustada</b> $n = 1 \%$ de fallo.																
<b>Porcentaje = 99 % de Fiabilidad</b>	<table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 30%;"></td> <td style="width: 20%; text-align: center;"><b>Rod. B</b></td> <td style="width: 20%; text-align: center;"><b>Rod. A</b></td> <td style="width: 30%;"></td> </tr> <tr> <td><math>L_{na} = 1723</math></td> <td style="text-align: center;"><b>273333</b></td> <td style="text-align: center;"><b>1X10<sup>6</sup> rev.</b></td> <td></td> </tr> <tr> <td><math>L_{nah} = 92049</math></td> <td style="text-align: center;"><b>14601106</b></td> <td style="text-align: center;"><b>Hrs. servicio</b></td> <td></td> </tr> </table>		<b>Rod. B</b>	<b>Rod. A</b>		$L_{na} = 1723$	<b>273333</b>	<b>1X10<sup>6</sup> rev.</b>		$L_{nah} = 92049$	<b>14601106</b>	<b>Hrs. servicio</b>					
	<b>Rod. B</b>	<b>Rod. A</b>															
$L_{na} = 1723$	<b>273333</b>	<b>1X10<sup>6</sup> rev.</b>															
$L_{nah} = 92049$	<b>14601106</b>	<b>Hrs. servicio</b>															
Factor de ajuste, por el material y la lubricacion $a_{23B} = 1.2$ $a_{23A} = 1.2$	<b>Carga radial mínima</b>																
	<table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 30%;"></td> <td style="width: 20%; text-align: center;"><b>Rod. B</b></td> <td style="width: 20%;"></td> <td style="width: 30%;"></td> </tr> <tr> <td><math>F_{rm} = 1056.00 \text{ N}</math></td> <td style="text-align: center;"><b>1056.00 N</b></td> <td style="text-align: center;"><b>No Aplicar Precarga</b></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;"><b>Rod. A</b></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td><math>F_{rm} = 1056.00 \text{ N}</math></td> <td style="text-align: center;"><b>1056.00 N</b></td> <td style="text-align: center;"><b>Aplicar precarga al rodamiento</b></td> <td></td> </tr> </table>		<b>Rod. B</b>			$F_{rm} = 1056.00 \text{ N}$	<b>1056.00 N</b>	<b>No Aplicar Precarga</b>			<b>Rod. A</b>			$F_{rm} = 1056.00 \text{ N}$	<b>1056.00 N</b>	<b>Aplicar precarga al rodamiento</b>	
	<b>Rod. B</b>																
$F_{rm} = 1056.00 \text{ N}$	<b>1056.00 N</b>	<b>No Aplicar Precarga</b>															
	<b>Rod. A</b>																
$F_{rm} = 1056.00 \text{ N}$	<b>1056.00 N</b>	<b>Aplicar precarga al rodamiento</b>															

**Tabla 4.2.** Cálculo de la vida SKF para los rodamientos con la designación 32008 X/Q ( rodillos cónicos) del Eje EJI.

CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA NUEVA TEORÍA SKF			
DATOS		FORMULA	
Carga Límite de Fatiga		Para la vida, de acuerdo con la nueva teoria SKF	
$P_{uB} = 7650 \text{ N}$	$P_{uA} = 7650 \text{ N}$	$L_{na} = a_1 * a_{SKF} * L_{10h}$	
Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación		<b>RESULTADOS</b>	
$\eta_c = 0.3$		<b>Cálculo de <math>n_c (P_u/P)</math></b>	
Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría			
$a_{SKFB} = 2$	$a_{SKFA} = 30$	$\eta_c(P_u/P) =$	
		Rod. B	Rod. A
		0.61	2.81
		<b>Vida de acuerdo a la nueva teoria</b>	
		Rod. B	Rod. A
		$L_{naa} = 455555$	$6833318$ $1 \times 10^6$ rev.
		$L_{naah} = 24335177$	$365027658$ Hrs. servicio

**Tabla 4.3.** Cálculo de la vida nominal y vida SKF para el rodamiento con la designación NUP 2307 ECP (rodillos cilíndricos de una sola hilera) del Eje EJ2 en su hombro de salida.

<b>RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS</b>																																		
<b>SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA</b>																																		
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA FÓRMULA CLÁSICA</b>																																		
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">DATOS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Rodamiento Seleccionado * NUP 2307 ECP (EJE EJ2 - SALIDA)</td> </tr> <tr> <td><b>Para la vida nominal en <math>1 \times 10^6</math> Rev</b></td> </tr> <tr> <td>Capacidad de Carga Dinámica <math>C = 106000 \text{ N}</math></td> </tr> <tr> <td>Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial (Fuerza Axial=0) <math>P = 5237 \text{ N}</math></td> </tr> <tr> <td>Exponente de la Fórmula de la Vida <math>p = 3.333</math></td> </tr> <tr> <td>Velocidad de Referencia <math>n_r = 9500 \text{ rpm}</math></td> </tr> <tr> <td>Valores de seguridad de carga C/P establecido @ <math>n, L_{10}</math> <math>C/P = 7</math></td> </tr> <tr> <td><b>Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)</b></td> </tr> <tr> <td>Velocidad de Giro <math>n = 312 \text{ rpm}</math></td> </tr> <tr> <td><b>Para la vida Nominal Ajustada</b></td> </tr> <tr> <td>Diámetro exterior del rodamiento <math>D = 80 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td>Diámetro interior del rodamiento <math>d = 35 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td>Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento <math>v = 50 \text{ mm}^2/\text{s}</math></td> </tr> <tr> <td>Viscosidad requerida del lubricante <math>v_1 = 49 \text{ mm}^2/\text{s}</math></td> </tr> <tr> <td>Factor por temperatura <math>F_T = 1</math></td> </tr> <tr> <td>Factor de ajuste de la vida por fiabilidad <math>a_1 = 0.21</math></td> </tr> <tr> <td>Porcentaje = 99 % de Fiabilidad</td> </tr> <tr> <td>Factor de ajuste, por el material y la lubricacion <math>a_{23} = 1</math></td> </tr> <tr> <td><b>Para rodamientos de rodillos cilíndricos</b></td> </tr> <tr> <td>Factor de carga mínima <math>K_r = 0.35</math></td> </tr> </tbody> </table>	DATOS	Rodamiento Seleccionado * NUP 2307 ECP (EJE EJ2 - SALIDA)	<b>Para la vida nominal en <math>1 \times 10^6</math> Rev</b>	Capacidad de Carga Dinámica $C = 106000 \text{ N}$	Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial (Fuerza Axial=0) $P = 5237 \text{ N}$	Exponente de la Fórmula de la Vida $p = 3.333$	Velocidad de Referencia $n_r = 9500 \text{ rpm}$	Valores de seguridad de carga C/P establecido @ $n, L_{10}$ $C/P = 7$	<b>Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)</b>	Velocidad de Giro $n = 312 \text{ rpm}$	<b>Para la vida Nominal Ajustada</b>	Diámetro exterior del rodamiento $D = 80 \text{ mm}$	Diámetro interior del rodamiento $d = 35 \text{ mm}$	Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento $v = 50 \text{ mm}^2/\text{s}$	Viscosidad requerida del lubricante $v_1 = 49 \text{ mm}^2/\text{s}$	Factor por temperatura $F_T = 1$	Factor de ajuste de la vida por fiabilidad $a_1 = 0.21$	Porcentaje = 99 % de Fiabilidad	Factor de ajuste, por el material y la lubricacion $a_{23} = 1$	<b>Para rodamientos de rodillos cilíndricos</b>	Factor de carga mínima $K_r = 0.35$	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">FORMULAS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Para la vida nominal en mill. de rev <math>L_{10} = (C/P)^{1/p}</math></td> </tr> <tr> <td>Para la vida nominal en hrs. de servicio <math>L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}</math></td> </tr> <tr> <td>Para la vida nominal ajustada <math>L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}</math></td> </tr> <tr> <td>Para los rodamientos de rodillos cilíndricos Carga radial mínima <math>F_{rm} = K_r (6+4*n/n_r) * (d_m/100)^2</math></td> </tr> </tbody> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">RESULTADOS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>C/P calculado <math>C/P = 20.24</math></td> </tr> <tr> <td>Diámetro medio del rodamiento <math>d_m = 57.50 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td>Relacion de viscosidades k <math>k = 1.02</math></td> </tr> <tr> <td><b>Vida nominal</b> <math>L_{10} = 22576</math> Millones de revoluciones <math>L_{10h} = 1205970</math> Horas de servicio</td> </tr> <tr> <td><b>Vida nominal ajustada</b> <math>n = 1 \%</math> de fallo. <math>L_{na} = 4741</math> Millones de revoluciones <math>L_{nah} = 253254</math> Horas de servicio</td> </tr> <tr> <td>Carga radial mínima <math>F_{rm} = 709.51 \text{ N}</math></td> </tr> </tbody> </table>	FORMULAS	Para la vida nominal en mill. de rev $L_{10} = (C/P)^{1/p}$	Para la vida nominal en hrs. de servicio $L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}$	Para la vida nominal ajustada $L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}$	Para los rodamientos de rodillos cilíndricos Carga radial mínima $F_{rm} = K_r (6+4*n/n_r) * (d_m/100)^2$	RESULTADOS	C/P calculado $C/P = 20.24$	Diámetro medio del rodamiento $d_m = 57.50 \text{ mm}$	Relacion de viscosidades k $k = 1.02$	<b>Vida nominal</b> $L_{10} = 22576$ Millones de revoluciones $L_{10h} = 1205970$ Horas de servicio	<b>Vida nominal ajustada</b> $n = 1 \%$ de fallo. $L_{na} = 4741$ Millones de revoluciones $L_{nah} = 253254$ Horas de servicio	Carga radial mínima $F_{rm} = 709.51 \text{ N}$
DATOS																																		
Rodamiento Seleccionado * NUP 2307 ECP (EJE EJ2 - SALIDA)																																		
<b>Para la vida nominal en <math>1 \times 10^6</math> Rev</b>																																		
Capacidad de Carga Dinámica $C = 106000 \text{ N}$																																		
Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial (Fuerza Axial=0) $P = 5237 \text{ N}$																																		
Exponente de la Fórmula de la Vida $p = 3.333$																																		
Velocidad de Referencia $n_r = 9500 \text{ rpm}$																																		
Valores de seguridad de carga C/P establecido @ $n, L_{10}$ $C/P = 7$																																		
<b>Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)</b>																																		
Velocidad de Giro $n = 312 \text{ rpm}$																																		
<b>Para la vida Nominal Ajustada</b>																																		
Diámetro exterior del rodamiento $D = 80 \text{ mm}$																																		
Diámetro interior del rodamiento $d = 35 \text{ mm}$																																		
Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento $v = 50 \text{ mm}^2/\text{s}$																																		
Viscosidad requerida del lubricante $v_1 = 49 \text{ mm}^2/\text{s}$																																		
Factor por temperatura $F_T = 1$																																		
Factor de ajuste de la vida por fiabilidad $a_1 = 0.21$																																		
Porcentaje = 99 % de Fiabilidad																																		
Factor de ajuste, por el material y la lubricacion $a_{23} = 1$																																		
<b>Para rodamientos de rodillos cilíndricos</b>																																		
Factor de carga mínima $K_r = 0.35$																																		
FORMULAS																																		
Para la vida nominal en mill. de rev $L_{10} = (C/P)^{1/p}$																																		
Para la vida nominal en hrs. de servicio $L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}$																																		
Para la vida nominal ajustada $L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}$																																		
Para los rodamientos de rodillos cilíndricos Carga radial mínima $F_{rm} = K_r (6+4*n/n_r) * (d_m/100)^2$																																		
RESULTADOS																																		
C/P calculado $C/P = 20.24$																																		
Diámetro medio del rodamiento $d_m = 57.50 \text{ mm}$																																		
Relacion de viscosidades k $k = 1.02$																																		
<b>Vida nominal</b> $L_{10} = 22576$ Millones de revoluciones $L_{10h} = 1205970$ Horas de servicio																																		
<b>Vida nominal ajustada</b> $n = 1 \%$ de fallo. $L_{na} = 4741$ Millones de revoluciones $L_{nah} = 253254$ Horas de servicio																																		
Carga radial mínima $F_{rm} = 709.51 \text{ N}$																																		
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA NUEVA TEORÍA SKF</b>																																		
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">DATOS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Carga Límite de Fatiga <math>P_u = 14300 \text{ N}</math></td> </tr> <tr> <td>Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación <math>\eta_c = 0.3</math></td> </tr> <tr> <td>Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría <math>a_{skf} = 1.7</math></td> </tr> </tbody> </table>	DATOS	Carga Límite de Fatiga $P_u = 14300 \text{ N}$	Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación $\eta_c = 0.3$	Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría $a_{skf} = 1.7$	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">FORMULA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Para la vida, de acuerdo con la nueva teoría SKF <math>L_{na} = a_1 * a_{skf} * L_{10h}</math></td> </tr> </tbody> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">RESULTADOS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Cálculo de <math>\eta_c(P_u/P)</math> <math>\eta_c(P_u/P) = 0.82</math></td> </tr> <tr> <td><b>Vida de acuerdo a la nueva teoría</b> <math>L_{naa} = 8060</math> Millones de revoluciones <math>L_{naah} = 430531</math> Horas de servicio</td> </tr> </tbody> </table>	FORMULA	Para la vida, de acuerdo con la nueva teoría SKF $L_{na} = a_1 * a_{skf} * L_{10h}$	RESULTADOS	Cálculo de $\eta_c(P_u/P)$ $\eta_c(P_u/P) = 0.82$	<b>Vida de acuerdo a la nueva teoría</b> $L_{naa} = 8060$ Millones de revoluciones $L_{naah} = 430531$ Horas de servicio																								
DATOS																																		
Carga Límite de Fatiga $P_u = 14300 \text{ N}$																																		
Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación $\eta_c = 0.3$																																		
Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría $a_{skf} = 1.7$																																		
FORMULA																																		
Para la vida, de acuerdo con la nueva teoría SKF $L_{na} = a_1 * a_{skf} * L_{10h}$																																		
RESULTADOS																																		
Cálculo de $\eta_c(P_u/P)$ $\eta_c(P_u/P) = 0.82$																																		
<b>Vida de acuerdo a la nueva teoría</b> $L_{naa} = 8060$ Millones de revoluciones $L_{naah} = 430531$ Horas de servicio																																		

**Tabla 4.4.** Cálculo de la vida nominal y vida SKF para el rodamiento con la designación NNCF 5004 CV (rodillos cilíndricos de dos hileras) del Eje EJ3 en su hombro de entrada.

RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS	
SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA	
CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA FÓRMULA CLÁSICA	
DATOS	FORMULAS
Rodamiento Seleccionado * NNCF 5004 CV (EJE EJ3 - ENTRADA)	
<b>Para la vida nominal en 1x10<sup>6</sup> Rev</b>	Para la vida nominal en mill. de rev
Capacidad de Carga Dinámica <b>C = 52300 N</b>	<b><math>L_{10} = (C/P)^{10}</math></b>
Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial (Fuerza Axial=0) <b>P = 8536 N</b>	Para la vida nominal en hrs. de servicio <b><math>L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}</math></b>
Exponente de la Fórmula de la Vida <b>p = 3.333</b>	Para la vida nominal ajustada <b><math>L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}</math></b>
Velocidad de Referencia <b>n<sub>r</sub> = 8500 rpm</b>	
Valores de seguridad de carga C/P establecido @ n, L <sub>10</sub> <b>C/P = 7</b>	Para los rodamientos de rodillos de dos hileras completamente llenas: Carga radial mínima
<b>Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)</b>	<b><math>F_{rm} = K_r * (6+4*n/n_r) * (d_m/100)^2</math></b>
Velocidad de Giro <b>n = 917 rpm</b>	
<b>Para la vida Nominal Ajustada</b>	
Diámetro exterior del rodamiento <b>D = 42 mm</b>	
Diámetro interior del rodamiento <b>d = 20 mm</b>	
Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento <b>v = 16.5 mm<sup>2</sup>/s</b>	
Viscosidad requerida del lubricante <b>v<sub>r</sub> = 15 mm<sup>2</sup>/s</b>	
Factor por temperatura <b>F<sub>t</sub> = 1</b>	
Factor de ajuste de la vida por fiabilidad <b>a<sub>1</sub> = 0.21</b>	
<b>Porcentaje = 99 % de Fiabilidad</b>	
Factor de ajuste, por el material y la lubricacion <b>a<sub>23</sub> = 1.1</b>	
<b>Para rodamientos de rodillos cilíndricos</b>	
Factor de carga mínima <b>K<sub>r</sub> = 0.5</b>	
CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA NUEVA TEORÍA SKF	
DATOS	FORMULA
Carga Límite de Fatiga <b>P<sub>u</sub> = 6200 N</b>	Para la vida, de acuerdo con la nueva teoria SKF <b><math>L_{na} = a_1 * a_{SKF} * L_{10h}</math></b>
Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación <b>η<sub>c</sub> = 0.3</b>	
Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría <b>a<sub>SKF</sub> = 5</b>	
RESULTADOS	
	<b>C/P calculado</b> <b>C/P = 6.13</b>
	<b>Diámetro medio del rodamiento</b> <b>d<sub>m</sub> = 31.00 mm</b>
	<b>Relacion de viscosidades k</b> <b>k = 1.10</b>
	<b>Vida nominal</b> <b>L<sub>10</sub> = 421 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>10h</sub> = 7645 Horas de servicio</b>
	<b>Vida nominal ajustada n = 1 % de fallo.</b> <b>L<sub>na</sub> = 97 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>na h</sub> = 1766 Horas de servicio</b>
	<b>Carga radial mínima</b> <b>F<sub>rm</sub> = 309.03 N</b>
RESULTADOS	
	<b>Cálculo de n<sub>c</sub>(P<sub>u</sub>/P)</b> <b>η<sub>c</sub>(P<sub>u</sub>/P) = 0.22</b>
	<b>Vida de acuerdo a la nueva teoria</b> <b>L<sub>naa</sub> = 442 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>naah</sub> = 8027 Horas de servicio</b>

**Tabla 4.5.** Cálculo de la vida nominal y vida SKF para el rodamiento con la designación NNCF 5004 CV (rodillos cilíndricos de dos hileras) del Eje EJ3 en su hombro de salida.

<b>RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS</b>	
<b>SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA</b>	
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA FÓRMULA CLÁSICA</b>	
<b>DATOS</b>	<b>FORMULAS</b>
Rodamiento Seleccionado * NNCF 5004 CV (EJE EJ3 - SALIDA)	
<b>Para la vida nominal en 1x10<sup>6</sup> Rev</b>	Para la vida nominal en mill. de rev
Capacidad de Carga Dinámica <b>C = 52300 N</b>	<b><math>L_{10} = (C/P)^{1/p}</math></b>
Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial (Fuerza Axial=0) <b>P = 4417 N</b>	Para la vida nominal en hrs. de servicio <b><math>L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}</math></b>
Exponente de la Fórmula de la Vida <b>p = 3.333</b>	Para la vida nominal ajustada <b><math>L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}</math></b>
Velocidad de Referencia <b>n<sub>r</sub> = 8500 rpm</b>	
Valores de seguridad de carga C/P establecido @ n, L <sub>10</sub> <b>C/P = 7</b>	Para los rodamientos de rodillos de dos hileras completamente llenas: Carga radial mínima
<b>Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)</b>	<b><math>F_{rm} = K_r (6+4*n/n_r) * (d_m/100)^2</math></b>
Velocidad de Giro <b>n = 917 rpm</b>	
<b>Para la vida Nominal Ajustada</b>	
Diámetro exterior del rodamiento <b>D = 42 mm</b>	<b>RESULTADOS</b>
Diámetro interior del rodamiento <b>d = 20 mm</b>	
Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento <b>v = 16.5 mm<sup>2</sup>/s</b>	C/P calculado <b>C/P = 11.84</b>
Viscosidad requerida del lubricante <b>v<sub>1</sub> = 15 mm<sup>2</sup>/s</b>	Diámetro medio del rodamiento <b>d<sub>m</sub> = 31.00 mm</b>
Factor por temperatura <b>F<sub>T</sub> = 1</b>	Relacion de viscosidades k <b>k = 1.10</b>
Factor de ajuste de la vida por fiabilidad <b>a<sub>1</sub> = 0.21</b>	<b>Vida nominal</b> <b>L<sub>10</sub> = 3781 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>10h</sub> = 68713 Horas de servicio</b>
<b>Porcentaje = 99 % de Fiabilidad</b>	<b>Vida nominal ajustada n = 1 % de fallo.</b> <b>L<sub>na</sub> = 873 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>na h</sub> = 15873 Horas de servicio</b>
Factor de ajuste, por el material y la lubricacion <b>a<sub>23</sub> = 1.1</b>	Carga radial mínima <b>F<sub>rm</sub> = 309.03 N</b>
<b>Para rodamientos de rodillos cilíndricos</b>	
Factor de carga mínima <b>K<sub>r</sub> = 0.5</b>	
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA NUEVA TEORÍA SKF</b>	
<b>DATOS</b>	<b>FORMULA</b>
Carga Límite de Fatiga <b>P<sub>u</sub> = 6200 N</b>	Para la vida, de acuerdo con la nueva teoría SKF <b><math>L_{na} = a_1 * a_{SKF} * L_{10h}</math></b>
Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación <b>η<sub>c</sub> = 0.3</b>	
Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría <b>a<sub>SKF</sub> = 5</b>	<b>RESULTADOS</b>
	Cálculo de η <sub>c</sub> (P <sub>u</sub> /P) <b>η<sub>c</sub>(P<sub>u</sub>/P) = 0.42</b>
	<b>Vida de acuerdo a la nueva teoría</b> <b>L<sub>naa</sub> = 3970 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>naah</sub> = 72148 Horas de servicio</b>

**Tabla 4.6.** Cálculo de la vida nominal y vida SKF para el rodamiento con la designación NUP 2304 ECP (rodillos cilíndricos de una hilera) del Eje EJ4 en su hombro de entrada.

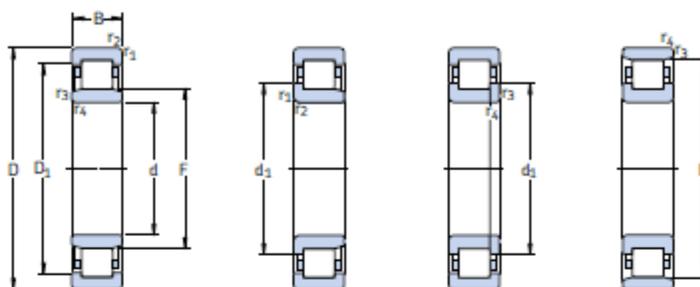
<b>RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS</b>	
<b>SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA</b>	
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA FÓRMULA CLÁSICA</b>	
<b>DATOS</b>	<b>FORMULAS</b>
Rodamiento Seleccionado * NUP 2304 ECP (EJE EJ4 - ENTRADA)	
<b>Para la vida nominal en <math>1 \times 10^6</math> Rev</b>	Para la vida nominal en mill. de rev
Capacidad de Carga Dinámica <b>C = 47500 N</b>	<b><math>L_{10} = (C/P)^p</math></b>
Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial (Fuerza Axial=0) <b>P = 1957 N</b>	Para la vida nominal en hrs. de servicio <b><math>L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}</math></b>
Exponente de la Fórmula de la Vida <b>p = 3.333</b>	Para la vida nominal ajustada <b><math>L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}</math></b>
Velocidad de Referencia <b>n<sub>r</sub> = 14000 rpm</b>	
Valores de seguridad de carga C/P establecido @ n, L <sub>10</sub> <b>C/P = 7</b>	Para los rodamientos de rodillos de dos hileras completamente llenas: Carga radial mínima
<b>Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)</b>	<b><math>F_{rm} = K_r (6+4*n/n_r) * (d_m/100)^2</math></b>
Velocidad de Giro <b>n = 2698 rpm</b>	
<b>Para la vida Nominal Ajustada</b>	
Diámetro exterior del rodamiento <b>D = 52 mm</b>	<b>RESULTADOS</b>
Diámetro interior del rodamiento <b>d = 20 mm</b>	
Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento <b>v = 15 mm<sup>2</sup>/s</b>	C/P calculado <b>C/P = 24.27</b>
Viscosidad requerida del lubricante <b>v<sub>1</sub> = 14 mm<sup>2</sup>/s</b>	Diámetro medio del rodamiento <b>d<sub>m</sub> = 36.00 mm</b>
Factor por temperatura <b>Fr = 1</b>	Relacion de viscosidades k <b>k = 1.07</b>
Factor de ajuste de la vida por fiabilidad <b>a<sub>1</sub> = 0.21</b>	<b>Vida nominal</b> <b>L<sub>10</sub> = 41357 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>10h</sub> = 255479 Horas de servicio</b>
<b>Porcentaje = 99 % de Fiabilidad</b>	<b>Vida nominal ajustada n = 1 % de fallo.</b> <b>L<sub>na</sub> = 9553 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>na h</sub> = 59016 Horas de servicio</b>
Factor de ajuste, por el material y la lubricación <b>a<sub>23</sub> = 1.1</b>	Carga radial mínima <b>F<sub>rm</sub> = 438.75 N</b>
<b>Para rodamientos de rodillos cilíndricos</b>	
Factor de carga mínima <b>K<sub>r</sub> = 0.5</b>	
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA NUEVA TEORÍA SKF</b>	
<b>DATOS</b>	<b>FORMULA</b>
Carga Límite de Fatiga <b>P<sub>u</sub> = 4800 N</b>	Para la vida, de acuerdo con la nueva teoría SKF <b><math>L_{na} = a_1 * a_{skf} * L_{10h}</math></b>
Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación <b>η<sub>c</sub> = 0.3</b>	
Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría <b>a<sub>skf</sub> = 2</b>	<b>RESULTADOS</b>
	Cálculo de η <sub>c</sub> (P <sub>u</sub> /P) <b>η<sub>c</sub>(P<sub>u</sub>/P) = 0.74</b>
	<b>Vida de acuerdo a la nueva teoría</b> <b>L<sub>naa</sub> = 17370 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>naah</sub> = 107301 Horas de servicio</b>

**Tabla 4.7.** Cálculo de la vida nominal y vida SKF para el rodamiento con la designación NUP 305 ECP (rodillos cilíndricos de una hilera) del Eje EJ4 en su hombro de salida.

<b>RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS</b>	
<b>SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE RODAMIENTO UTILIZANDO LA FÓRMULA DE LA VIDA</b>	
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA FÓRMULA CLÁSICA</b>	
<b>DATOS</b>	<b>FORMULAS</b>
Rodamiento Seleccionado * NUP 305 ECP (EJE EJ4 -SALIDA)	
<b>Para la vida nominal en <math>1 \times 10^6</math> Rev</b>	Para la vida nominal en mill. de rev
Capacidad de Carga Dinámica <b>C = 46500 N</b>	<b><math>L_{10} = (C/P)^{1/p}</math></b>
Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial (Fuerza Axial=0) <b>P = 1533 N</b>	Para la vida nominal en hrs. de servicio <b><math>L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}</math></b>
Exponente de la Fórmula de la Vida <b>p = 3.333</b>	Para la vida nominal ajustada <b><math>L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}</math></b>
Velocidad de Referencia <b>n<sub>r</sub> = 12000 rpm</b>	Para los rodamientos de rodillos de una hilera: Carga radial mínima
Valores de seguridad de carga C/P establecido @ n, L <sub>0</sub> <b>C/P = 7</b>	<b><math>F_{rm} = K_r (6+4*n/n_r) * (d_m/100)^2</math></b>
<b>Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)</b>	
Velocidad de Giro <b>n = 2698 rpm</b>	
<b>Para la vida Nominal Ajustada</b>	
Diámetro exterior del rodamiento <b>D = 62 mm</b>	<b>RESULTADOS</b>
Diámetro interior del rodamiento <b>d = 25 mm</b>	<i>C/P calculado</i> <b>C/P = 30.33</b>
Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento <b>v = 11 mm<sup>2</sup>/s</b>	<i>Diámetro medio del rodamiento</i> <b>d<sub>m</sub> = 43.50 mm</b>
Viscosidad requerida del lubricante <b>v<sub>1</sub> = 10.5 mm<sup>2</sup>/s</b>	<i>Relacion de viscosidades k</i> <b>k = 1.05</b>
Factor por temperatura <b>F<sub>T</sub> = 1</b>	<b>Vida nominal</b> <b>L<sub>10</sub> = 86938 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>10h</sub> = 537051 Horas de servicio</b>
Factor de ajuste de la vida por fiabilidad <b>a<sub>1</sub> = 0.21</b>	<b>Vida nominal ajustada n = 1 % de fallo.</b> <b>L<sub>na</sub> = 20083 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>naah</sub> = 124059 Horas de servicio</b>
<b>Porcentaje = 99 % de Fiabilidad</b>	Carga radial mínima <b>F<sub>rm</sub> = 195.83 N</b>
Factor de ajuste, por el material y la lubricacion <b>a<sub>23</sub> = 1.1</b>	
<b>Para rodamientos de rodillos cilíndricos</b>	
Factor de carga mínima <b>K<sub>r</sub> = 0.15</b>	
<b>CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA NUEVA TEORÍA SKF</b>	
<b>DATOS</b>	<b>FORMULA</b>
Carga Límite de Fatiga <b>P<sub>u</sub> = 4550 N</b>	Para la vida, de acuerdo con la nueva teoria SKF <b><math>L_{na} = a_1 * a_{SKF} * L_{10h}</math></b>
Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación <b>η<sub>c</sub> = 0.3</b>	<b>RESULTADOS</b>
Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría <b>a<sub>SKF</sub> = 3.1</b>	Cálculo de n <sub>c</sub> (P <sub>u</sub> /P) <b>η<sub>c</sub>(P<sub>u</sub>/P) = 0.89</b>
	<b>Vida de acuerdo a la nueva teoria</b> <b>L<sub>naa</sub> = 56597 Millones de revoluciones</b> <b>L<sub>naah</sub> = 349620 Horas de servicio</b>

**Tabla 4.8.** Tabla de especificaciones de los rodamientos SKF de rodillos cilíndricos NUP 307 ECP Y NUP 2307 ECP para el EJE 2. (Fuente: Catálogo de rodamientos SKF).

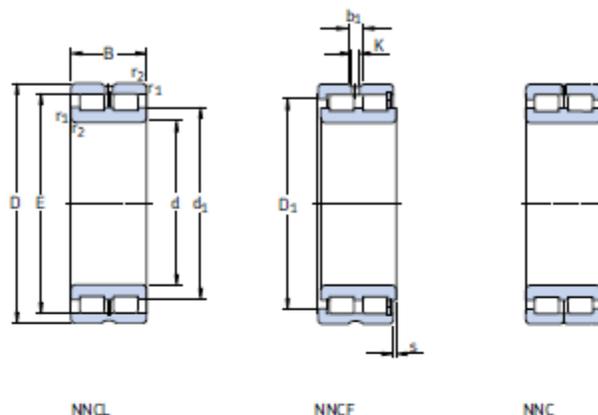
**Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos  
d 35 – 40 mm**



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones	Jaulas estándar
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Rodamiento con jaula estándar	Rodamiento con jaula estándar	de diseño alternativo <sup>1)</sup>
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
35	62	14	35,8	38	4,55	12 000	13 000	0,16	NU 1007 ECP	-
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,29	* NU 207 ECP	J, M, ML
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,30	* NJ 207 ECP	J, M, ML
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,31	* NUP 207 ECP	J, M, ML
	72	17	56	48	6,1	11 000	12 000	0,30	* N 207 ECP	-
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,40	* NU 2207 ECP	J, ML
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,41	* NJ 2207 ECP	J, ML
	72	23	69,5	63	8,15	11 000	12 000	0,42	* NUP 2207 ECP	ML
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,47	* NU 307 ECP	J, M, ML
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,49	* NJ 307 ECP	J, M, ML
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,50	* NUP 307 ECP	J, M, ML
	80	21	75	63	8,15	9 500	11 000	0,48	* N 307 ECP	-
	80	31	106	98	12,7	9 500	11 000	0,72	* NU 2307 ECP	J
	80	31	106	98	12,7	9 500	11 000	0,73	* NJ 2307 ECP	J
80	31	106	98	12,7	9 500	11 000	0,76	* NUP 2307 ECP	-	
100	25	76,5	69,5	9	8 000	9 500	1,00	NU 407	-	
100	25	76,5	69,5	9	8 000	9 500	1,05	NJ 407	-	
40	68	15	25,1	26	3	11 000	18 000	0,23	NU 1008 ML	-
	80	18	62	53	6,7	9 500	11 000	0,37	* NU 208 ECP	J, M, ML
	80	18	62	53	6,7	9 500	11 000	0,39	* NJ 208 ECP	J, M, ML
	80	18	62	53	6,7	9 500	11 000	0,40	* NUP 208 ECP	J, M, ML
	80	18	62	53	6,7	9 500	11 000	0,37	* N 208 ECP	-
	80	23	81,5	75	9,65	9 500	11 000	0,49	* NU 2208 ECP	J, ML
	80	23	81,5	75	9,65	9 500	11 000	0,50	* NJ 2208 ECP	J, ML
	80	23	81,5	75	9,65	9 500	11 000	0,51	* NUP 2208 ECP	J, ML
	90	23	93	78	10,2	8 000	9 500	0,65	* NU 308 ECP	J, M, ML
	90	23	93	78	10,2	8 000	9 500	0,67	* NJ 308 ECP	J, M, ML
	90	23	93	78	10,2	8 000	9 500	0,68	* NUP 308 ECP	M, ML
	90	23	93	78	10,2	8 000	9 500	0,65	* N 308 ECP	-

**Tabla 4.9.** Tabla de especificaciones de los rodamientos SKF de rodillos cilíndricos de dos hileras completamente llenos NNCF 5004 CV para el EJE 3. (Fuente: Catálogo de rodamientos SKF).

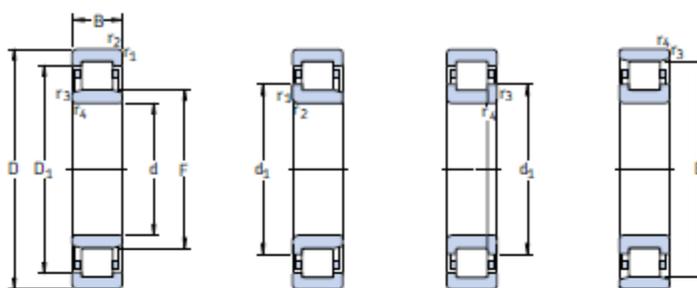
**Rodamientos de dos hileras completamente llenos de rodillos cilíndricos  
d 20 – 85 mm**



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga $P_f$	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	básica dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	–
20	42	30	52,3	57	6,2	8 500	10 000	0,20	NNCF 5004 CV
25	47	30	59,4	71	7,65	7 000	9 000	0,23	NNCF 5005 CV
30	55	34	73,7	88	10	6 000	7 500	0,35	NNCF 5006 CV
35	62	36	89,7	112	12,9	5 300	6 700	0,46	NNCF 5007 CV
40	68	38	106	140	16,3	4 800	6 000	0,56	NNCF 5008 CV
45	75	40	112	156	18,3	4 300	5 300	0,71	NNCF 5009 CV
50	80	40	142	196	23,6	4 000	5 000	0,76	NNCF 5010 CV
55	90	46	190	280	34,5	3 400	4 300	1,16	NNCF 5011 CV
60	85	25	78,1	137	14,3	3 600	4 500	0,48	NNCF 4 912 CV
	85	25	78,1	137	14,3	3 600	4 500	0,49	NNC 4 912 CV
	85	25	78,1	137	14,3	3 600	4 500	0,47	NNCL 4 912 CV
	95	46	198	300	36,5	3 400	4 000	1,24	NNCF 5012 CV
65	100	46	209	325	40	3 000	3 800	1,32	NNCF 5013 CV
70	100	30	114	193	22,4	3 000	3 800	0,77	NNCF 4 914 CV
	100	30	114	193	22,4	3 000	3 800	0,78	NNC 4 914 CV
	100	30	114	193	22,4	3 000	3 800	0,75	NNCL 4 914 CV
	110	54	238	345	45	2 800	3 600	1,85	NNCF 5014 CV
75	115	54	251	380	49	2 600	3 200	1,93	NNCF 5015 CV
80	110	30	121	216	25	2 600	3 400	0,87	NNCF 4 916 CV
	110	30	121	216	25	2 800	3 400	0,88	NNC 4 916 CV
	110	30	121	216	25	2 600	3 400	0,85	NNCL 4 916 CV
	125	60	308	455	58,5	2 400	3 000	2,59	NNCF 5016 CV
85	130	60	314	475	60	2 400	3 000	2,72	NNCF 5017 CV

**Tabla 4.10.** Tabla de especificaciones de los rodamientos SKF de rodillos cilíndricos NUP 2304 ECP para el EJE 4 (entrada). (Fuente: Catálogo de rodamientos SKF).

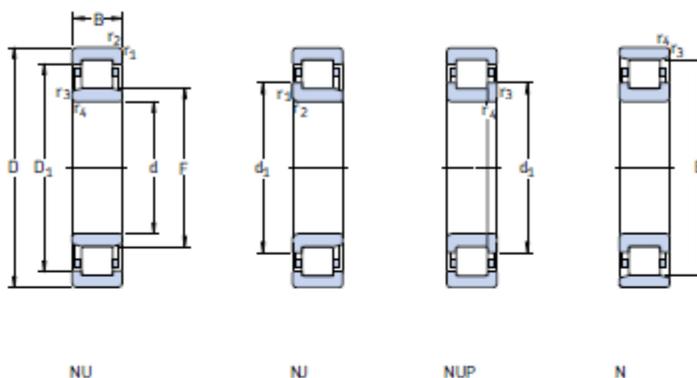
Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos  
d 15 – 25 mm



Dimensiones principales		Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones	Jaulas estándar
d	D	B	C	$C_0$	límite $P_u$	Velocidad de referencia	Rodamiento con jaula estándar	Rodamiento con jaula estándar	d de diseño alternativo <sup>1)</sup>
mm			kN	kN		rpm	kg	-	
15	35	11	12,5	10,2	1,22	22 000	0,047	NU 202 ECP	-
	35	11	12,5	10,2	1,22	22 000	0,048	NJ 202 ECP	-
17	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	0,068	NU 203 ECP	ML
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	0,070	NJ 203 ECP	ML
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	0,073	NUP 203 ECP	ML
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	0,066	N 203 ECP	-
	40	16	23,8	21,6	2,65	19 000	0,087	NU 2203 ECP	-
	40	16	23,8	21,6	2,65	19 000	0,093	NJ 2203 ECP	-
	40	16	23,8	21,6	2,65	19 000	0,097	NUP 2203 ECP	-
	47	14	24,6	20,4	2,55	15 000	0,12	NU 303 ECP	-
20	47	14	24,6	20,4	2,55	15 000	0,12	NJ 303 ECP	-
	47	14	24,6	20,4	2,55	15 000	0,12	N 303 ECP	-
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	0,11	NU 204 ECP	ML
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	0,11	NJ 204 ECP	ML
25	47	14	25,1	22	2,75	16 000	0,12	NUP 204 ECP	ML
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	0,11	N 204 ECP	-
	47	18	29,7	27,5	3,45	16 000	0,14	NU 2204 ECP	-
	47	18	29,7	27,5	3,45	16 000	0,14	NJ 2204 ECP	-
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	0,15	* NU 304 ECP	-
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	0,15	* NJ 304 ECP	-
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	0,16	* NUP 304 ECP	-
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	0,15	* N 304 ECP	-
	52	21	47,5	38	4,8	14 000	0,21	* NU 2304 ECP	-
	52	21	47,5	38	4,8	14 000	0,22	* NJ 2304 ECP	-
	52	21	47,5	38	4,8	14 000	0,23	* NUP 2304 ECP	-
	25	47	12	14,2	13,2	1,4	18 000	0,083	NU 1005
52		15	28,6	27	3,35	14 000	0,13	NU 205 ECP	J, ML
52		15	28,6	27	3,35	14 000	0,14	NJ 205 ECP	J, ML
52		15	28,6	27	3,35	14 000	0,14	NUP 205 ECP	ML
52		15	28,6	27	3,35	14 000	0,13	N 205 ECP	-

**Tabla 4.11.** Tabla de especificaciones de los rodamientos SKF de rodillos cilíndricos NUP 305 ECP para el EJE 4 (salida). (Fuente: Catálogo de rodamientos SKF).

**Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos  
d 25 – 30 mm**



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designaciones				
	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con jaula estándar	Rodamiento con jaula estándar	Jaulas estándar de diseño alternativo <sup>1)</sup>		
d	D	B	kN	kN	rpm	kg	-				
mm											
25 cont.	52	18	34,1	34	4,25	14 000	16 000	0,16	NU 2205 ECP	ML	
	52	18	34,1	34	4,25	14 000	16 000	0,17	NU 2205 ECP	ML	
	52	18	34,1	34	4,25	14 000	16 000	0,17	NUP 2205 ECP	ML	
	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,24	* NU 305 ECP	J, ML	
	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,24	* NU 305 ECP	J, ML	
	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,25	* NUP 305 ECP	J, ML	
	62	17	46,5	36,5	4,55	12 000	15 000	0,24	* N 305 ECP	-	
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,34	* NU 2305 ECP	J, ML	
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,35	* NU 2305 ECP	ML	
	62	24	64	55	6,95	12 000	15 000	0,36	* NUP 2305 ECP	ML	
	30	55	13	17,9	17,3	1,86	14 000	15 000	0,12	NU 1006	-
		62	16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	* NU 206 ECP	J, ML
62		16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	* NU 206 ECP	J, ML	
62		16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,21	* NUP 206 ECP	ML	
62		16	44	36,5	4,55	13 000	14 000	0,20	* N 206 ECP	-	
62		20	55	49	6,1	13 000	14 000	0,26	* NU 2206 ECP	J, ML	
62		20	55	49	6,1	13 000	14 000	0,26	* NU 2206 ECP	J, ML	
62		20	55	49	6,1	13 000	14 000	0,27	* NUP 2206 ECP	ML	
72		19	58,5	48	6,2	11 000	12 000	0,36	* NU 306 ECP	J, M, ML	
72		19	58,5	48	6,2	11 000	12 000	0,36	* NU 306 ECP	J, M, ML	
72		19	58,5	48	6,2	11 000	12 000	0,38	* NUP 306 ECP	J, M, ML	
72		19	58,5	48	6,2	11 000	12 000	0,36	* N 306 ECP	-	
72		27	83	75	9,65	11 000	12 000	0,53	* NU 2306 ECP	ML	
72		27	83	75	9,65	11 000	12 000	0,54	* NU 2306 ECP	ML	
72		27	83	75	9,65	11 000	12 000	0,55	* NUP 2306 ECP	ML	
90		23	60,5	53	6,8	9 000	11 000	0,75	NU 406	-	
90		23	60,5	53	6,8	9 000	11 000	0,79	NU 406	-	

## A.2. RESULTADOS MEF EJE 1.

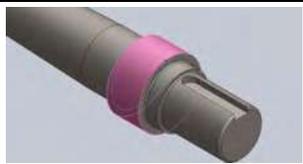
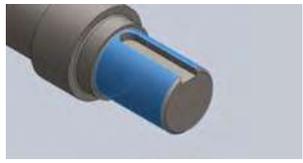
### Información de modelo

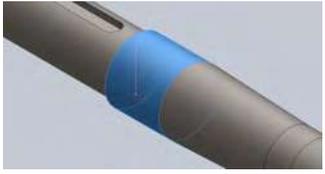
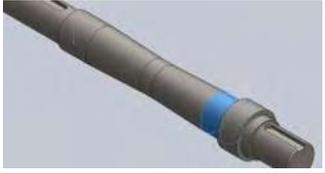
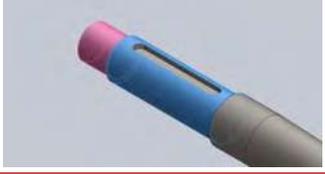
 <p>Nombre del modelo: Eje EJ1_v3_Reparado Configuración actual: Predeterminado</p>			
<b>Sólidos</b>			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Cortar-Extruir2 	Sólido	Masa: 7.82181 lb Volumen: 27.5805 in <sup>3</sup> Densidad: 0.283599 lb/in <sup>3</sup> Peso: 7.8165 lbf	C:\Users\George\Documents\Maestria_Trabajos Tesis\SolidWorks\Ejes\Eje EJ1_v3\Eje EJ1_v3_Reparado.SLDPRT Feb 10 15:38:12 2012
<b>Vaciados</b>			
Nombre de documento y referencia	Formulación	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Superficie-Sólido importado1 	Delgado	Espesor: 0 in Peso: 0 lbf Volumen: 0 in <sup>3</sup> Masa: 0 lb Densidad: -1.#INDlb/in <sup>3</sup>	C:\Users\George\Documents\Maestria_Trabajos Tesis\SolidWorks\Ejes\Eje EJ1_v3\Eje EJ1_v3_Reparado.SLDPRT Feb 10 15:38:12 2012

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 4340 Acero normalizado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: $7.1e+008 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $1.11e+009 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2.05e+011 \text{ N/m}^2$ Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: $7850 \text{ kg/m}^3$ Módulo cortante: $8e+010 \text{ N/m}^2$ Coeficiente de dilatación térmica: $1.2e-005 / \text{Kelvin}$	Sólido 2(Cortar-Extruir2)(Eje EJ1_v3_Reparado)
Datos de curva:N/A		

### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Sobre caras cilíndricas-2		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: 0, ---, 0 Unidades: mm			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-1609.83	-1509.04	2968.05	3698.39	
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0	
Geometría de referencia-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Utilizar geometría de referencia Traslación: ---, ---, -0 Unidades: mm			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-3.68384	-8.09803	0.687029	8.92305	
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0	
Sobre caras cilíndricas-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: ---, 0 rad., --- Unidades: mm			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-0.119349	7.27624	145.986	146.167	
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0	

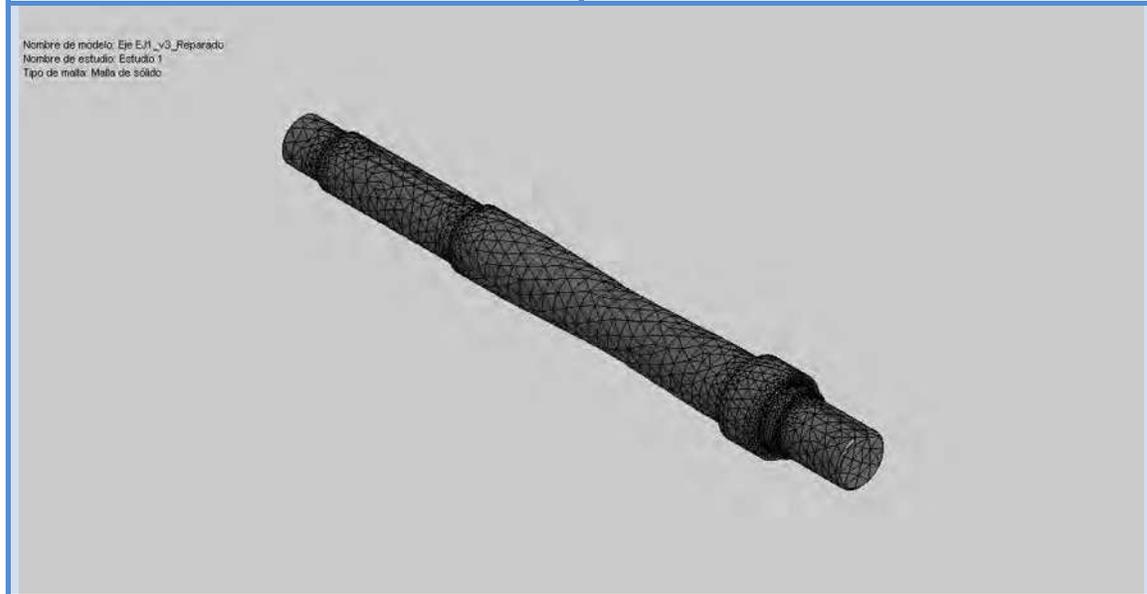
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -980 N
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 1797 N
Fuerza-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -817 N
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 698.3 N-m
Fuerza-4		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -1630 N

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	7.67618 mm
Tamaño mínimo del elemento	1.53524 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	83994
Número total de elementos	57959
Cociente máximo de aspecto	10.647
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.00345
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:04
Nombre de computadora:	PRBK-4320S

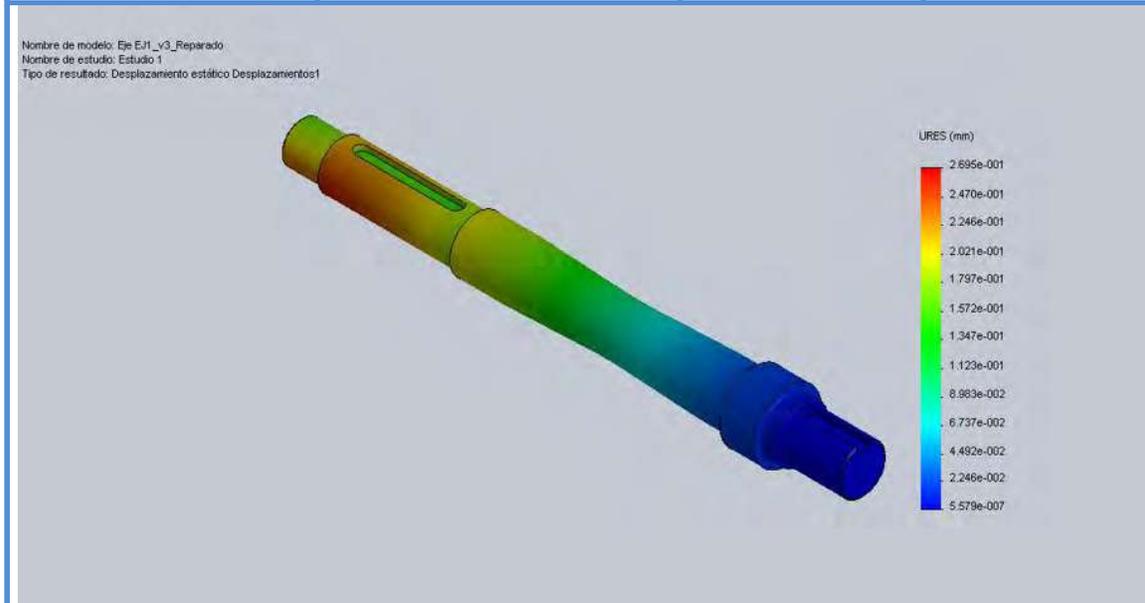


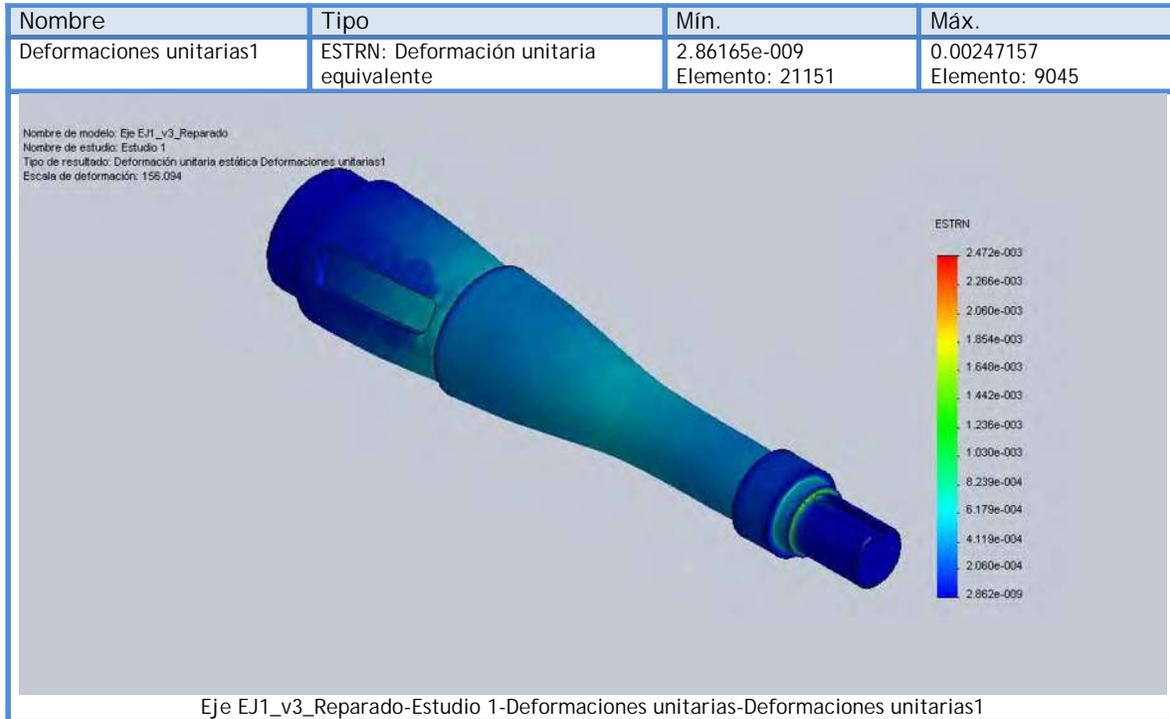
Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1197.67 N/m <sup>2</sup> Nodo: 19329	6.68421e+008 N/m <sup>2</sup> Nodo: 18369



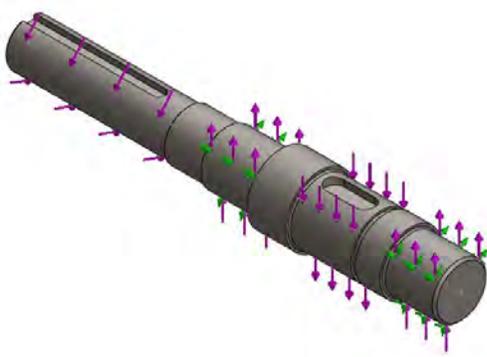
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	5.57942e-007 mm Nodo: 17251	0.269495 mm Nodo: 12369





### A.3. RESULTADOS MEF EJE 2.

#### Información de modelo



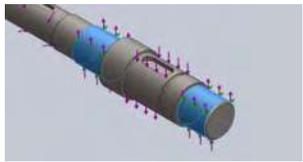
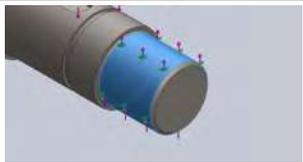
Nombre del modelo: Eje EJ2\_Reconocido\_v2  
Configuración actual: Predeterminado

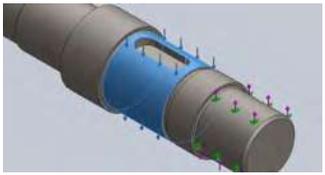
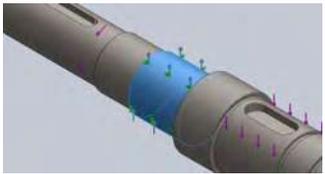
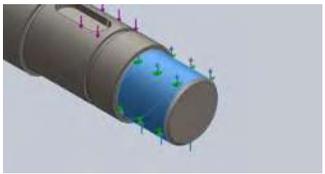
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Cortar-Extruir4 	Sólido	Masa: 4.66119 lb Volumen: 16.4358 in <sup>3</sup> Densidad: 0.283599 lb/in <sup>3</sup> Peso: 4.65803 lbf	C:\Users\George\Documents\Maestria_Trabajos Tesis\SolidWorks\Ejes\Eje EJ2_v2\Eje EJ2_Reconocido_v2.SLDPR T Feb 06 05:46:14 2012

#### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 4340 Acero normalizado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 7.1e+008 N/m <sup>2</sup> Límite de tracción: 1.11e+009 N/m <sup>2</sup> Módulo elástico: 2.05e+011 N/m <sup>2</sup> Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m <sup>3</sup> Módulo cortante: 8e+010 N/m <sup>2</sup> Coeficiente de dilatación térmica: 1.2e-005 /Kelvin	Sólido 1(Cortar-Extruir4)(Eje EJ2_Reconocido_v2)
Datos de curva:N/A		

### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Sobre caras cilíndricas-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: 0, ---, 0 Unidades: mm		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-31.8491	170.798	3707.58	3711.65
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0
Sobre caras cilíndricas-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: ---, 0 rad., --- Unidades: mm		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	263.552	-423.545	562.09	751.529
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0

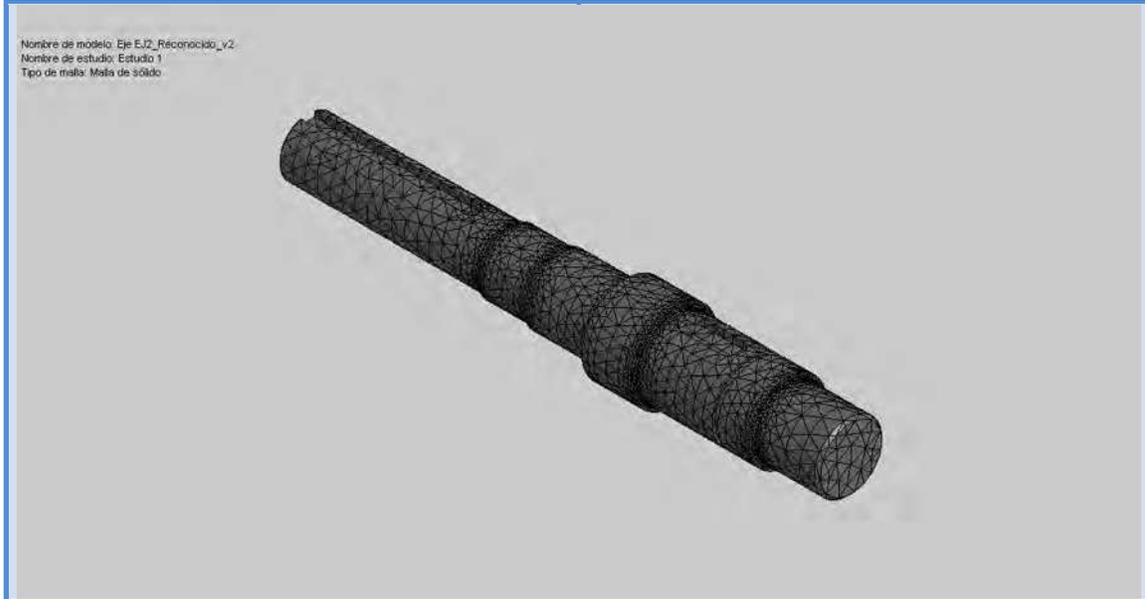
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 9908 N
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -4080 N
Fuerza-3		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -5828 N
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 698 N-m

### Información de malla

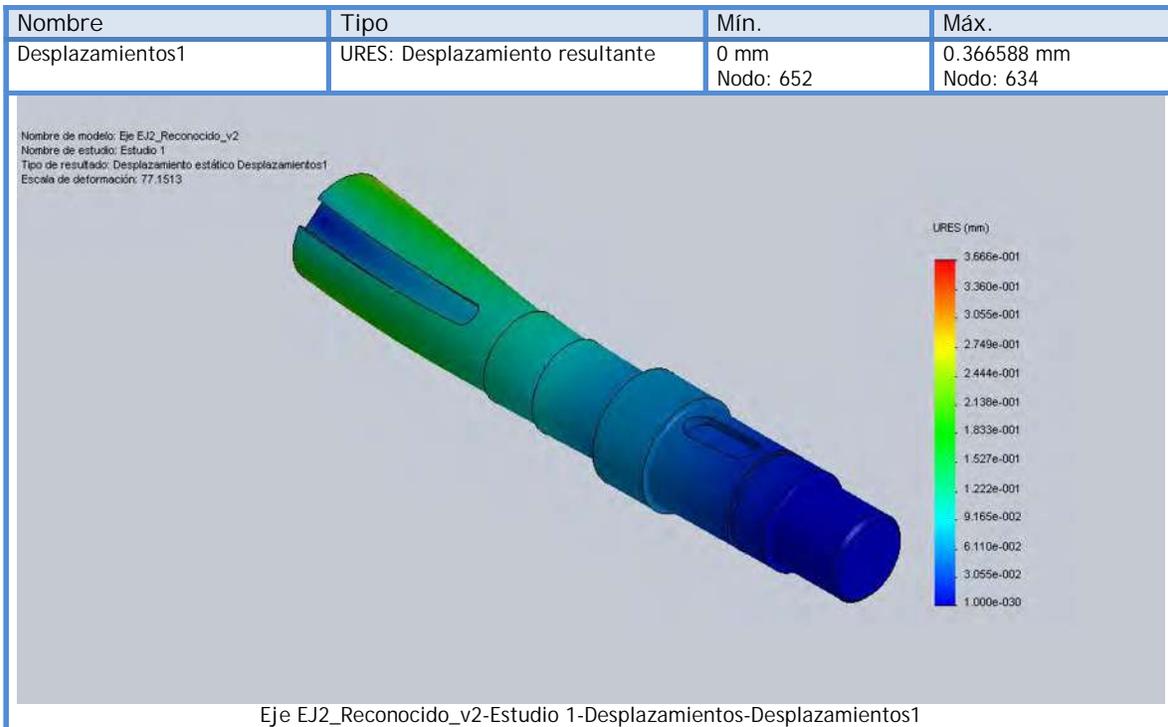
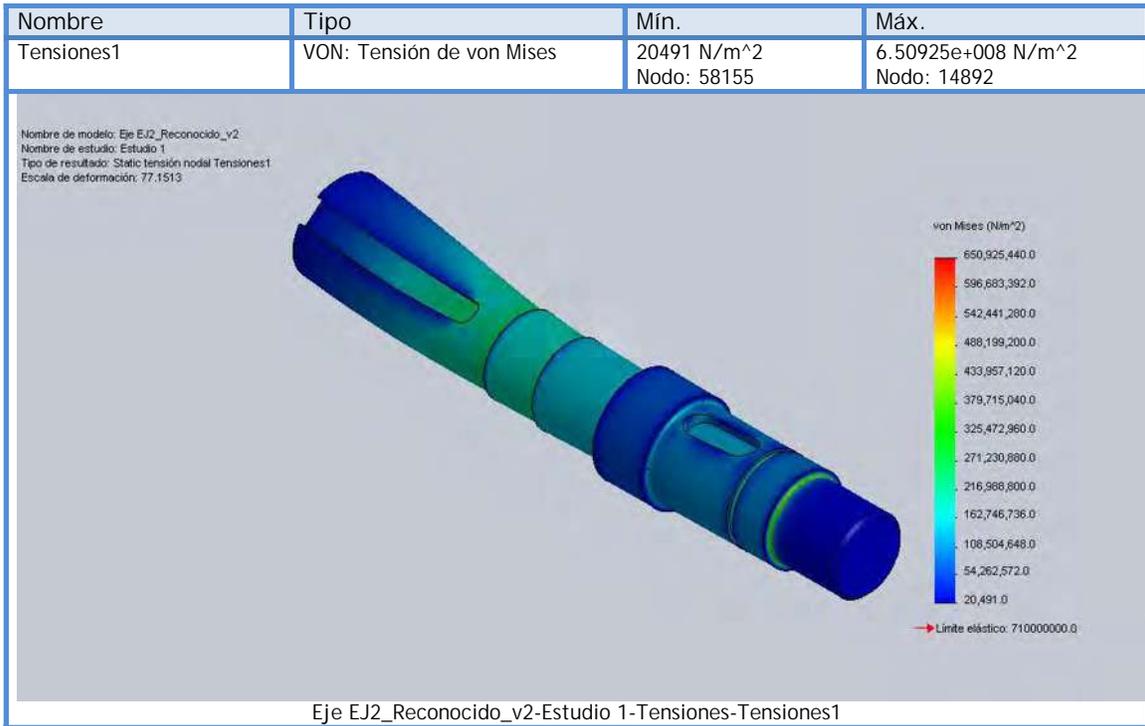
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	6.45976 mm
Tamaño mínimo del elemento	1.29195 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

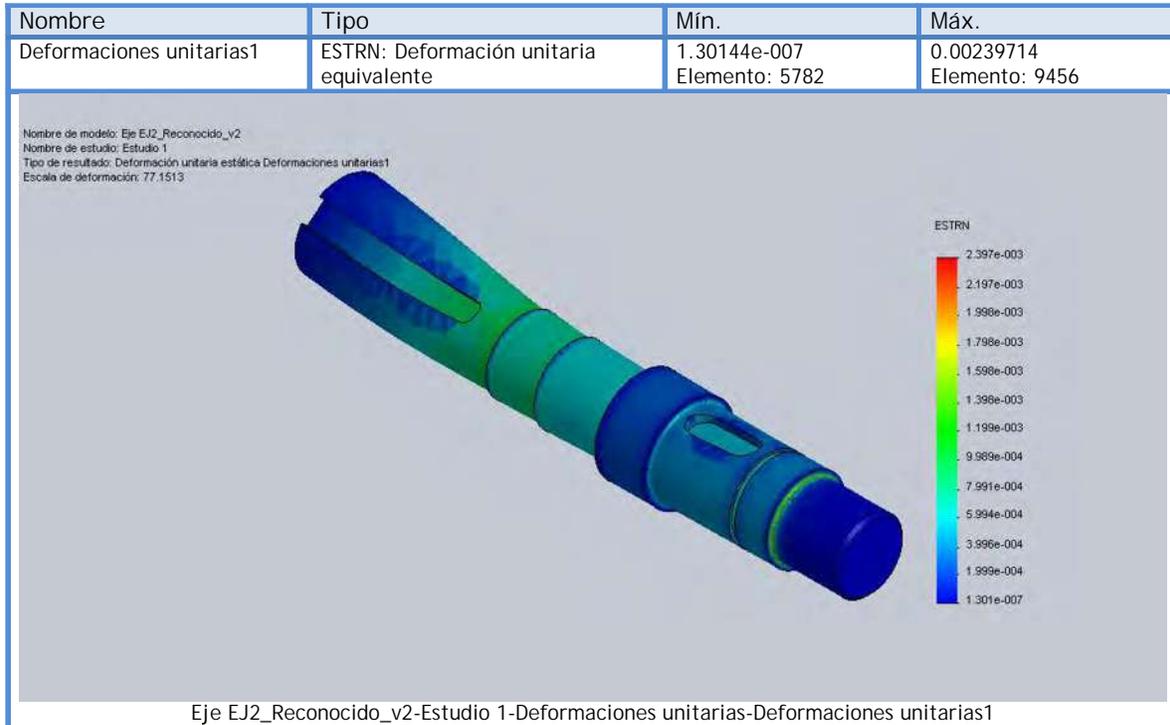
Información de malla - Detalles

Número total de nodos	69680
Número total de elementos	46433
Cociente máximo de aspecto	9.0396
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	95.8
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:04
Nombre de computadora:	PRBK-4320S



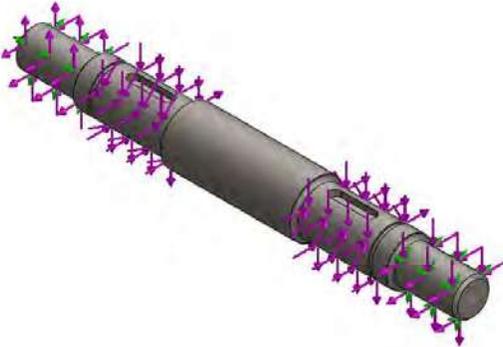
Resultados del estudio





## A.4. RESULTADOS MEF EJE 3

### Información de modelo



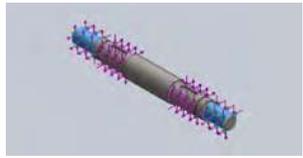
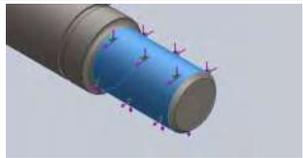
Nombre del modelo: Eje EJ3\_Reconocido  
Configuración actual: Predeterminado

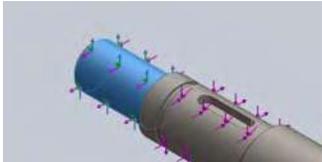
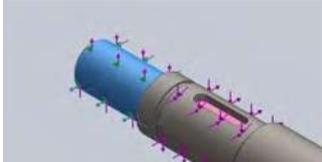
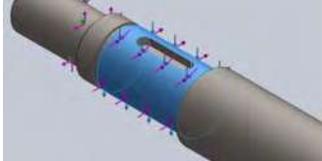
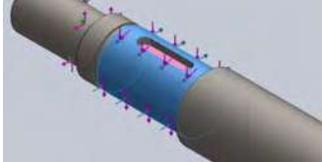
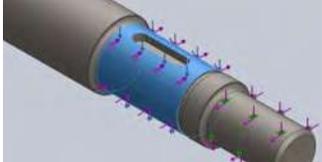
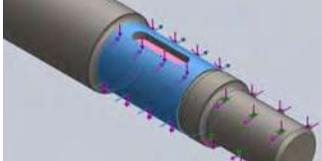
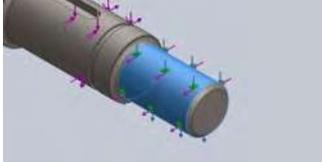
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Cortar-Extruir4 	Sólido	Masa:2.06755 lb Volumen:7.29038 in^3 Densidad:0.283599 lb/in^3 Peso:2.06614 lbf	C:\Users\George\Document s\Maestria_Trabajos Tesis\SolidWorks\Ejes\Eje EJ3\Eje EJ3_Reconocido.SLDPRT Feb 06 15:37:29 2012

### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 4340 Acero normalizado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 7.1e+008 N/m^2 Límite de tracción: 1.11e+009 N/m^2 Módulo elástico: 2.05e+011 N/m^2 Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m^3 Módulo cortante: 8e+010 N/m^2 Coeficiente de dilatación térmica: 1.2e-005 /Kelvin	Sólido 1(Cortar- Extruir4)(Eje EJ3_Reconocido)
Datos de curva:N/A		

### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Sobre caras cilíndricas-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: 0, ---, 0 Unidades: mm		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-14.7023	6157.03	-7.28135	6157.05
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0
Sobre caras cilíndricas-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: ---, 0 rad., --- Unidades: mm		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	67.4499	5722.16	-2693.08	6324.59
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -3269 N
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, 7886, --- N
Fuerza-3		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 3389 N
Fuerza-4		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, -9311, --- N
Fuerza-5		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 2769 N
Fuerza-6		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, -1918, --- N
Fuerza-7		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 2889 N

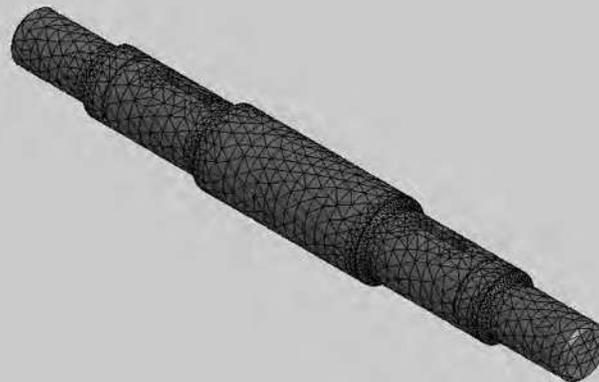
### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	4.92661 mm
Tamaño mínimo del elemento	0.985321 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Información de malla - Detalles

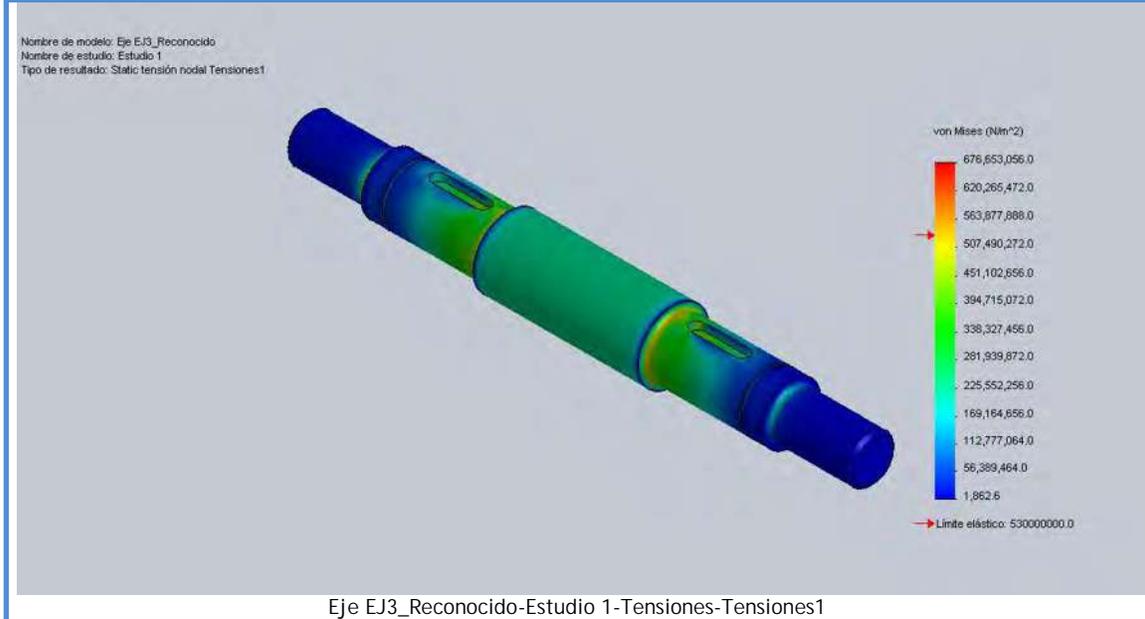
Número total de nodos	39031
Número total de elementos	25718
Cociente máximo de aspecto	19.217
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	95.6
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0661
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:03
Nombre de computadora:	PRBK-4320S

Nombre de modelo: Eje\_E13\_Reconocido  
Nombre de estudio: Estudio 1  
Tipo de malla: Malla de sólida

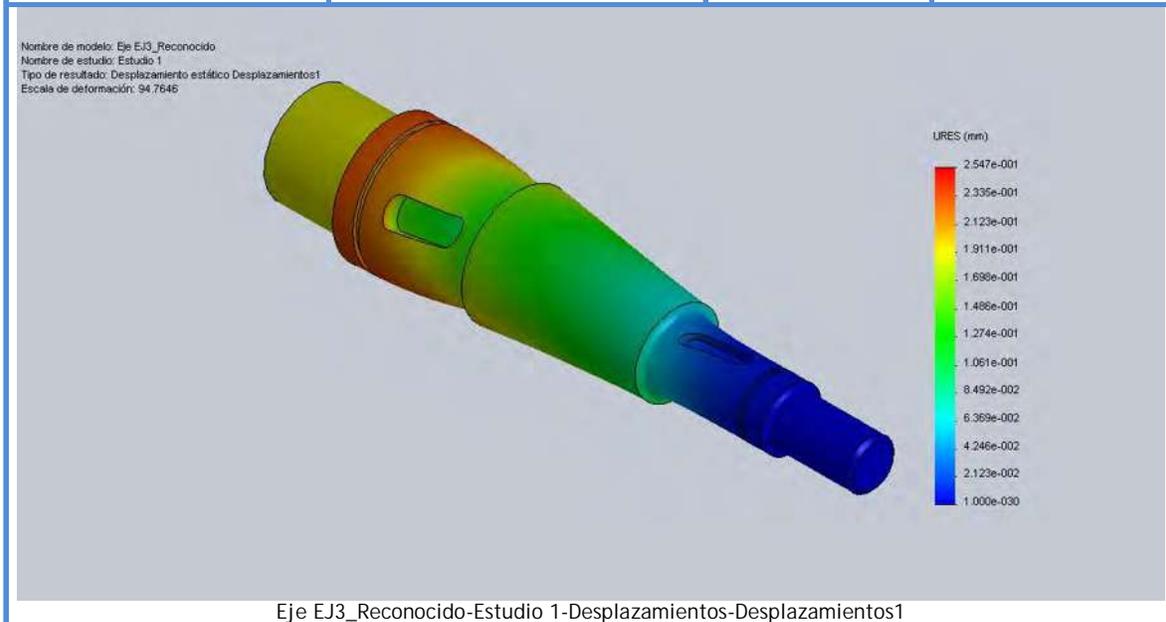


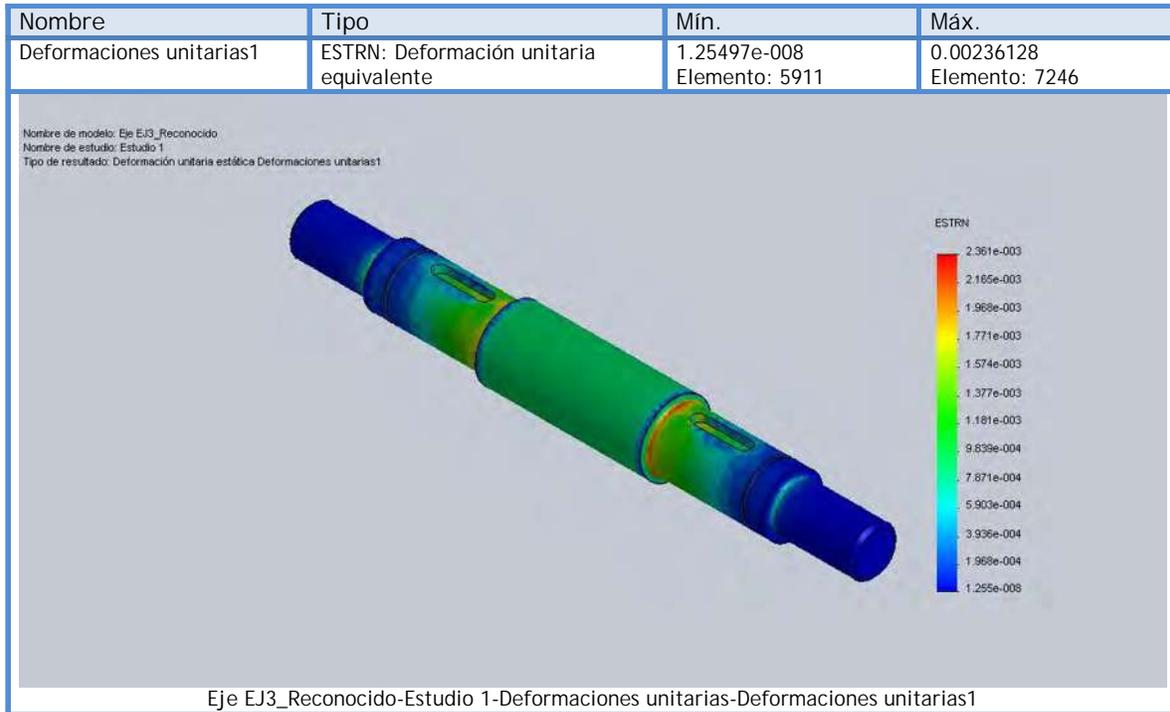
Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1862.57 N/m <sup>2</sup> Nodo: 5792	6.76653e+008 N/m <sup>2</sup> Nodo: 6894



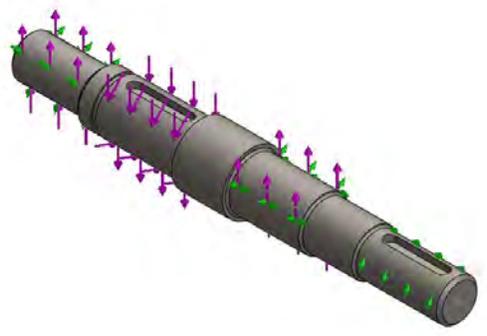
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 280	0.254747 mm Nodo: 7776





## A.5. RESULTADOS MEF EJE 4.

### Información de modelo



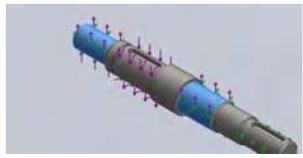
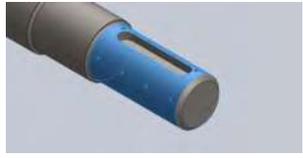
Nombre del modelo: Eje EJ4\_Reconocido  
Configuración actual: Predeterminado

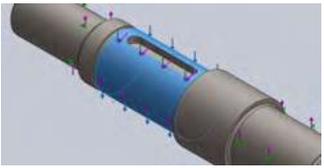
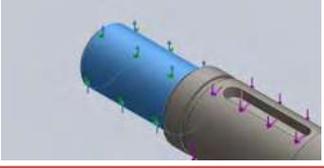
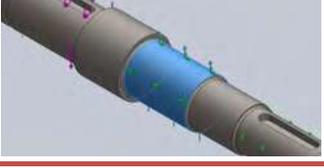
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Cortar-Extruir4 	Sólido	Masa: 1.59253 lb Volumen: 5.61542 in <sup>3</sup> Densidad: 0.283599 lb/in <sup>3</sup> Peso: 1.59145 lbf	C:\Users\George\Documents\Maestria_Trabajos Tesis\SolidWorks\Ejes\Eje EJ4\Eje EJ4_Reconocido.SLDPRT Feb 12 22:22:26 2012

### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 4340 Acero normalizado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 7.1e+008 N/m <sup>2</sup> Límite de tracción: 1.11e+009 N/m <sup>2</sup> Módulo elástico: 2.05e+011 N/m <sup>2</sup> Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m <sup>3</sup> Módulo cortante: 8e+010 N/m <sup>2</sup> Coeficiente de dilatación térmica: 1.2e-005 /Kelvin	Sólido 1(Cortar-Extruir4)(Eje EJ4_Reconocido)
Datos de curva: N/A		

### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Sobre caras cilíndricas-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: 0, ---, 0 Unidades: mm		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	1.46159	50.7588	417.555	420.631
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0
Sobre caras cilíndricas-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas Traslación: ---, 0 rad., --- Unidades: mm		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-0.0152801	7.379	-0.453513	7.39294
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0

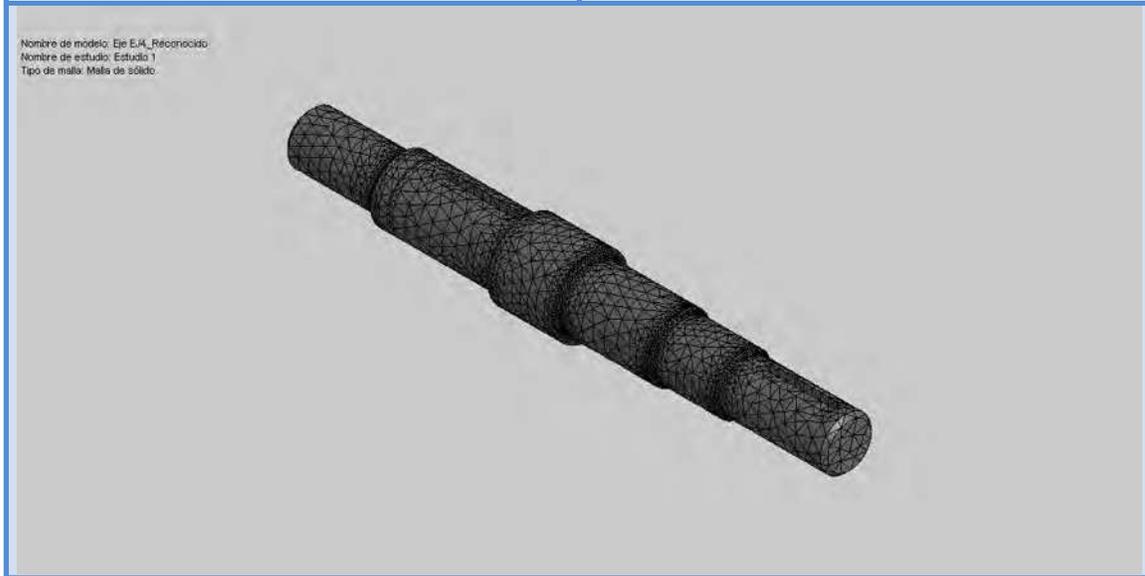
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, 3368 N
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -1383 N
Fuerza-3		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -1985 N
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 81 N-m

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	4.51609 mm
Tamaño mínimo del elemento	0.903217 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

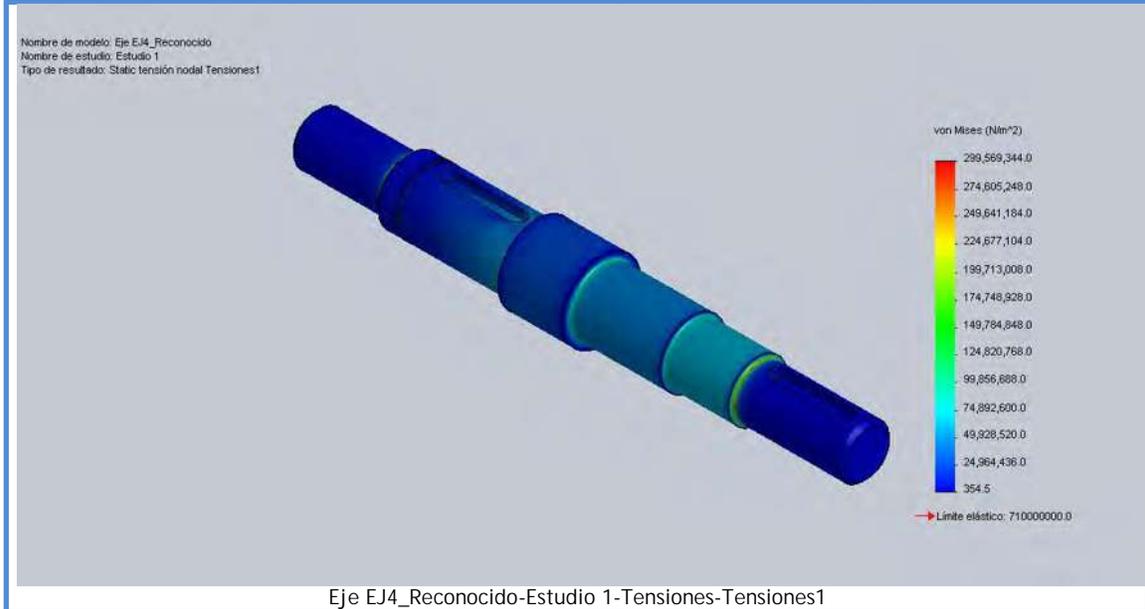
Información de malla - Detalles

Número total de nodos	64680
Número total de elementos	42611
Cociente máximo de aspecto	8.8244
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	96.7
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:03
Nombre de computadora:	PRBK-4320S



Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	354.533 N/m <sup>2</sup> Nodo: 3368	2.99569e+008 N/m <sup>2</sup> Nodo: 19906



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	7.2139e-009 mm Nodo: 18234	0.0416981 mm Nodo: 1769

