

*Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”.
Facultad de Ingeniería.*



*Título: Estudio comparativo de diferentes variantes para el
perfeccionamiento de las multiplicadoras de los aerogeneradores.*

Autor: Kelvin E. Martínez Santos

*Tutores: Dr. Juan José Cabellos Eras
Dr. Rogelio Chou Rodríguez*

2012

“Año 54 de La Revolución”

AGRADECIMIENTOS

A mis tutores, especialmente a Rogelio Chou, que también es mi tío, por su encomiable ayuda.

A mi pequeña Alexa y su mamá Aylén por estar siempre en mis pensamientos.

A mi familia, principalmente mi mamá porque sin ella nada de esto hubiera sido posible, a mi tío José Alberto por su inestimable apoyo.

A Odalys y Joel, qué me hubiera hecho sin su ayuda.

A todos mis amigos, compañeros de aula y de trabajo.

RESUMEN

El presente trabajo forma parte del Proyecto de Investigación Nacional de la Universidad de Oviedo: DPI2010-18166 “Mejora de la eficiencia y durabilidad de las multiplicadoras en aerogeneradores mediante el uso de recubrimientos, lubricación con líquidos iónicos y texturizado láser” del Plan Nacional de España y que guarda relación con el Clúster de Energía, Medioambiente y Cambio Climático de la Universidad de Oviedo.

Se realizó una búsqueda bibliográfica acerca de todo lo referente a las multiplicadoras de los aerogeneradores, sus características fundamentales, se resaltó la importancia de las etapas multiplicadoras sobre todo como el elemento que más roturas puede sufrir durante el funcionamiento de los aerogeneradores. Se enumeraron las posibles roturas que pueden ocurrir en las diferentes partes que conforman la multiplicadora, y los elementos de más probabilidades de fallas, en este caso estaban los dientes de los engranes y los rodamientos.

Se utilizó el Programa de Diseño de transmisiones mecánicas KISSsoft-KISSsys, sobre todo porque es un software líder en el cálculo de multiplicadoras para los aerogeneradores, además de tener un ambiente agradable y fácil de usar para la mayoría de los usuarios.

La mayoría de las multiplicadoras tradicionales utilizan engranajes helicoidales y nuestro trabajo se basó fundamentalmente en sustituir este tipo de engranajes por engranajes bi-helicoidales, precisamente porque estos últimos garantizan minimizar las grandes cargas axiales que se producen y con esto lograr que las fallas en los cojinetes y los dientes de los engranes sean menores.

Se calculó mediante el Programa KISSsoft las etapas de baja y alta velocidad tanto para una multiplicadora tradicional con dientes helicoidales, como para las variantes propuestas de dientes bi-helicoidales. Se demostró cómo se puede disminuir el volumen total de las etapas de baja y alta velocidad a más de un 30% en comparación con las multiplicadoras tradicionales.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1. ESTUDIOS DOCUMENTALES.	5
1.1. Generalidades.	5
1.2. Softwares como herramienta para el diseño de multiplicadoras de aerogeneradores.	6
1.3. Reportes de la literatura acerca de la fiabilidad de las multiplicadoras.	7
1.4. Fallas comunes en los engranes.....	10
1.5. Fallas comunes en los rodamientos	12
1.6. Conclusiones del capítulo.....	14
CAPÍTULO 2. GENERALIDADES DE LOS AEROGENERADORES.....	15
2.1. Información general.	15
2.2. Tren de eje horizontal.	15
2.3. Componentes modulares del tren de engrane.	19
2.4. Esquema típico de la caja multiplicadora.....	23
2.5. Características de los engranajes cilíndricos helicoidales y bi-helicoidales.	24
2.6. Conclusiones del capítulo.....	27
CAPÍTULO 3. CÁLCULO COMPARATIVO DE LAS VARIANTES DE MULTIPLICADORA UTILIZANDO EL PROGRAMA KISSOFT.	28
3.1. Uso del programa KISSsoft	28
3.2. Multiplicadora tradicional. Variante inicial de comparación.	29
3.3. Etapa de baja velocidad.	31
3.4. Etapa de alta velocidad.	33
3.5. Discusión de todas las variantes resultantes de la combinación de todos los resultados de la etapa de baja velocidad y la etapa de alta velocidad.....	36
3.6. Cálculo del volumen del espacio que ocupan las etapas 2 y 3.....	39
3.7. Comparación de las variantes de mejor comportamiento.	41
3.8. Conclusiones del capítulo.....	43

CONCLUSIONES GENERALES	44
RECOMENDACIONES	46
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47
ANEXOS	49

INTRODUCCIÓN

El cambio climático es un problema íntimamente ligado al desarrollo, asociado a nuestro modelo de crecimiento basado en la quema de combustibles fósiles y patrones de consumo y producción poco eficiente, considerando un punto de vista energético. Entre las dificultades que comporta el hacer frente al cambio climático está su carácter global y la desconexión territorial entre emisiones e impactos. Los efectos de las emisiones sobre el sistema climático son independientes del país donde se encuentra la fuente emisora, es decir, las emisiones de unos perjudican a todos, y las medidas de limitación de las emisiones benefician a todos. La iniciativa internacional más relevante de lucha contra el cambio climático es el Protocolo de Kyoto, mediante el cual los países desarrollados se comprometen a reducir colectivamente sus emisiones de gases de efecto invernadero. Los graves problemas ambientales que se ven reforzados por efecto del Cambio Climático son: la disminución de los recursos hídricos y la regresión de la costa, las pérdidas de la biodiversidad biológica y ecosistemas naturales y los aumentos en los procesos de erosión del suelo (Estrategia Española de Cambio Climático y Energía Limpia, 2007).

El sector energético es clave para el desarrollo sostenible así como en la lucha contra el cambio climático. A la vez que la energía es un elemento clave en el desarrollo económico y social, su transformación y consumo dan lugar a una importante afección al Medio Ambiente y constituyen la principal injerencia humana en el sistema climático, además de un insostenible consumo de recursos limitados.

La energía eólica es la fuente de energía renovable que mayor crecimiento tecnológico ha experimentado en los últimos años. Un aerogenerador moderno de 1 MW en un emplazamiento promedio puede desplazar 2000 toneladas de CO₂ anuales de otras fuentes de generación de electricidad, por ejemplo las centrales térmicas de carbón (Trifunović, 2007). Por otro lado, la energía producida por un aerogenerador en 20 años de vida útil es ocho veces mayor que la energía consumida en su fabricación, instalación, operación, mantenimiento, desmontaje y conversión en chatarra.

Las prioridades de investigación deben contribuir a reducir el coste de la energía y sus incertidumbres a través de aerogeneradores más eficientes, fiables, accesibles y económicos. Los aerogeneradores, (Fig.1), son sistemas complejos cuyo principio de funcionamiento es el siguiente: el viento que bate sobre las palas (Blades) provocan el giro del rotor y el árbol de baja velocidad (Low-speed shaft) a una velocidad de entre 30 y 60 rpm, la cual aumenta por medio de una transmisión multiplicadora (Gearbox) a valores de 1500 a 1800 rpm a las que gira el generador (Generator) y el árbol de alta velocidad (High-speed shaft). El aerogenerador consta de dispositivos de control tales como: el anemómetro (Anemometer) que mide la velocidad del viento y la transmite al controlador (Controller), el cual pone en marcha al aerogenerador para velocidades del viento de entre 13 y 26 km/h y lo detiene cuando ésta alcanza un valor aproximado de

unos 88 km/h (el funcionamiento del aerogenerador con vientos a mayores velocidades pueden dañarlo); el freno de disco (Brake), accionado mecánica, eléctrica o hidráulicamente, detiene el rotor en caso de emergencias; la veleta (Wind vane) mide la dirección del viento y lo traslada al mecanismo de dirección (Yaw drive y Yaw motor) que orienta al aerogenerador en la dirección del viento (Wind direction); las paletas pueden girarse (Pitch) para evitar su rotación por el viento en caso de fuertes vientos o de vientos muy débiles para generar electricidad. Los dos restantes componentes son la torre (Tower) y la cubierta (Nacelle) que contiene la mayoría de los elementos mencionados con anterioridad.

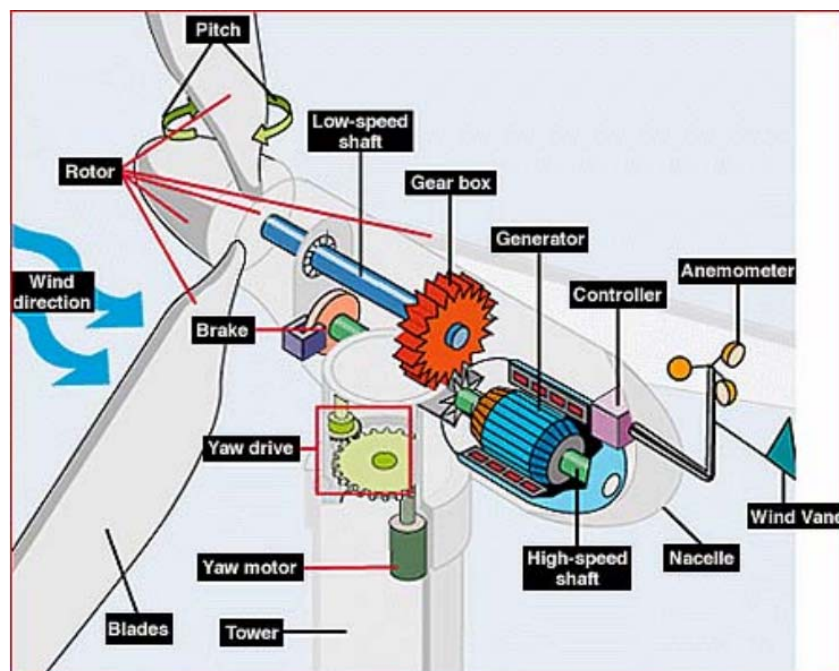


Figura 1. Componentes principales de un aerogenerador.

En principio, los componentes y sistemas de un aerogenerador se diseñan para un tiempo mínimo de servicio que varía entre veinte y treinta años. Investigaciones realizadas en los últimos años acerca de las estadísticas de fallos y daños en aerogeneradores ha demostrado que las principales áreas y causas de fallos son: los cojinetes del rotor, los cojinetes y engranajes de la transmisión multiplicadora y el aceite lubricante (Hau, 2006). La multiplicadora es el componente donde más fallos y averías ocurren en un aerogenerador. Estos problemas tienen lugar debido a la picadura ("pitting") en los engranajes y las averías de los cojinetes. El desgaste en los engranajes puede causar serios daños colaterales afectando otras partes de la transmisión y del generador (Trifunović, 2007). Las multiplicadoras se pueden construir en dos configuraciones: engranajes en árboles paralelos o engranajes planetarios. Los primeros pueden fabricarse con relaciones de transmisión de hasta 1:5 por etapa y los segundos con etapas de hasta 1:12, generalmente las multiplicadoras utilizan más de una etapa (Hau, 2006). Las multiplicadoras de árboles paralelos, por razones de costos,

son las preferidas para aerogeneradores de hasta 500 kW, mientras que para potencias superiores a 1 MW la configuración de engranajes planetarios con varias etapas es la más adecuada. En muchos modelos recientes de aerogeneradores se utilizan multiplicadoras con una etapa de engranajes planetarios y dos etapas adicionales de engranajes en ejes paralelos. Para la fabricación de los engranajes de las multiplicadoras se utiliza fundamentalmente acero aleado de dureza 30-42 RC, una vez fabricadas las ruedas dentadas estas se someten a un tratamiento de cementado mediante el cual aumenta el contenido de carbono en la superficie y se logran durezas del orden de 58-63 RC. Con este procedimiento se logra que el centro de la rueda sea dúctil mientras que la superficie debido a su dureza posea una alta durabilidad (Trifunović, 2007).

Como es conocido, la fricción, el desgaste y la lubricación son parámetros fundamentales para el control de la vida útil y la fiabilidad de muchos componentes mecánicos. Para aplicaciones de bajas velocidades y altas cargas con contactos de rodadura y/o deslizamiento, tales como los que tienen lugar en el contacto de las ruedas dentadas de la multiplicadora, es difícil generar un espesor de película de lubricante apropiado y esto es un factor limitante cuando se diseñan estos componentes para una vida útil larga. Dado el objetivo de lograr un aumento de la eficiencia de los aerogeneradores (<http://www.ewea.org>) (Bozzolo, 2009) es necesario reducir la fricción en los pares tribológicos de sus componentes mecánicos, lo cual se puede lograr mediante el uso de nuevos materiales, recubrimientos y/o lubricantes (Bozzolo, 2009). Aunque las multiplicadoras modernas han reducido las pérdidas de potencia, las cuales se manifiestan fundamentalmente en forma de calor y en una menor cuantía como emisión de ruido, la eficiencia es un parámetro que no debe ser ignorado y en el cual todavía queda margen de mejora (Hau, 2006).

Según se ha podido analizar en la literatura especializada, los elementos más críticos dentro del sistema son la transmisión multiplicadora, y dentro de ellas los rodamientos y las transmisiones por engranajes. Existe la norma ISO 81400-4, la cual ofrece de una manera muy somera especificaciones sobre el diseño de las cajas multiplicadoras (ISO 81400-4: 2005).

Varias observaciones se han hecho con respecto a los fallos de la transmisión multiplicadora en un intento de caracterizar mejor el problema. Por ejemplo, en los últimos años se han simplificado la transmisión multiplicadora por varios fabricantes independientes y progresivamente se han unido para fabricar una configuración similar. Sin embargo, se producen fallos en las multiplicadoras diseñadas y fabricadas con esta configuración independiente del fabricante. Además, porque la industria es muy competitiva y porque se puede suponer que los fabricantes son capaces de corregir los problemas de control de calidad, es lógico deducir que los fracasos experimentados no son causados por la mala mano de obra.

“Por lo tanto, los problemas inherentes a la transmisión multiplicadora parecen ser un producto de imperfecciones en el proceso de diseño”. Este planteamiento da pie a nuestro **Problema de Investigación** para el presente trabajo.

Como punto de partida se presenta la siguiente **Hipótesis**: La utilización de dos etapas de engranajes de dientes bi-helicoidales hacen más compacta la construcción de la multiplicadora, disminuyendo el volumen con el consiguiente peso, y garantiza la resistencia mecánica manteniendo los coeficientes de seguridad en un límite permisible.

Nos planteamos el siguiente **Objetivo general**: “Estudiar diferentes variantes para las etapas de baja y alta velocidad de una multiplicadora, utilizando engranajes de dientes bi-helicoidales para disminuir su peso y mejorar su funcionamiento”.

Objetivos Específicos:

1. Estudiar las características de la multiplicadora de los aerogeneradores.
2. Enumerar las fallas más comunes en la multiplicadora.
3. Realizar el cálculo de las etapas de baja y alta velocidad de una multiplicadora tradicional utilizando el Programa KISSsoft.
4. Calcular las diferentes variantes de etapas de baja y alta velocidad de las multiplicadoras con el Programa KISSsoft, utilizando engranajes de diente bi-helicoidales.
5. Comparar las diferentes variantes propuestas con la variante de la multiplicadora tradicional.

Tareas de investigación:

1. Búsqueda bibliográfica acerca de las multiplicadoras de los aerogeneradores.
2. Utilización del Programa KISSsoft para calcular las etapas de baja y alta velocidad de una multiplicadora tradicional.
3. Utilización del Programa KISSsoft para calcular las diferentes variantes de las etapas de baja y alta velocidad de una multiplicadora, modificando los siguientes parámetros: módulo del diente, número de dientes y ángulo de hélice.
4. Comparación de los resultados de los cálculos de las variantes propuestas con la variante de multiplicadora tradicional.

La tesis consta de los siguientes capítulos:

Capítulo 1: Estudios documentales.

Capítulo 2: Generalidades de los aerogeneradores

Capítulo 3: Cálculo comparativo de las variantes de las etapas de baja y alta velocidad de una multiplicadora utilizando el Programa KISSsoft.

CAPÍTULO 1. ESTUDIOS DOCUMENTALES.

1.1. Generalidades.

A nivel mundial, ha habido un aumento continuo en el uso de la energía eólica desde 1996, con la capacidad de generación de nuevas instalaciones en aumento año tras año. Los mayores consumidores son EE.UU., Alemania y España, que representan más de la mitad del mercado mundial. Las estadísticas publicadas por la European Wind Energy Association (EWEA) muestran que el 43% de toda la capacidad de generación de electricidad nueva construcción en la Unión Europea en 2008 fue la energía eólica, superando todas las otras tecnologías, incluyendo el gas, el carbón y la energía nuclear (EWEA. Wind Energy Statistics, 2009). En el Reino Unido, la energía eólica superó a la energía hidroeléctrica para convertirse en la principal fuente de generación renovable, contribuyendo un 2,2% del suministro de electricidad con un gran potencial para aumentar aún más su capacidad mediante el desarrollo de parques eólicos marinos.

Un aerogenerador (Wind Turbine) es costoso en capital con considerables costos de operación y mantenimiento en comparación con las tecnologías convencionales de combustibles fósiles. El reductor es uno de los subsistemas más importantes en un aerogenerador de accionamiento indirecto y él solo representa aproximadamente el 13% del costo total de un WT (Spinato, 2009).

Las principales causas de las fallas en los engranes de las aplicaciones convencionales son la tensiones de flexión que causan la fractura del diente y las tensiones que causan daños en la superficie de contacto incluyendo picaduras y desgaste por abrasión. Los métodos para el análisis de la capacidad de carga de los engranajes utilizados por la industria se basa principalmente en la American Gear Manufacturers Association Standard ANSI / AGMA 2001 (American Gear Manufacturers Association, 2001) y su homólogo ISO, BS ISO 6336 (BSI, 2006). Históricamente, los primeros aerogeneradores estaban sujetos a tasas de fallo muy altas debido a los errores fundamentales del diseño del reductor y la subestimación de las cargas de funcionamiento. Como ha crecido la comprensión de estos problemas se han identificado y reducido, en particular con la introducción de las normas internacionalmente reconocidas (IEC, 2005; American Gear Manufacturers Association,2003).

Durante los últimos 15 años los datos sobre el funcionamiento de los aerogeneradores se ha recopilados de diferentes países por las organizaciones. Un estudio de tres regiones por Tavner et al. (Tavner,2007) muestra una tasa de falla del reductor de alrededor de 0,1 fallas por aerogenerador y por año, sobre la base de los registros manuales de los operadores.

Sin embargo, la literatura muestra que el reductor tiene el mayor tiempo de inactividad media de cualquier subconjunto. Los datos disponibles al público sobre el desglose de las fallas de los componentes del reductor es difícil de encontrar. La literatura sugiere que los fallos del reductor son el resultado de los cojinetes inadecuados. Una fuente que se refiere a los componentes específicos del informe E.ON UK en el primer año de funcionamiento del parque eólico Scroby Sands, ubicado frente a la costa de Norfolk (E.ON UK, 2005).

Se reportan 43 casos de trabajo no planificado importantes, de los cuales 39 son causados por fallas en el reductor. Todos estos son fallos de los rodamientos, 27 se debieron a la velocidad del árbol intermedio y los restantes 12 al árbol de alta velocidad. En un campo de sólo 30 aerogeneradores se trata claramente de un problema sistemático expuesto en el primer año de operación, pero los fabricantes de aerogeneradores como Vestas, se encuentran entre los líderes del mercado y esto indica una deficiencia de diseño al no ser capaz de valorar correctamente los cojinetes, de acuerdo con las observaciones de NREL (Musial, 2007).

A pesar de que el diseño de engranajes se está fortaleciendo, la falla del diente sigue contribuyendo al posible fallo del reductor. En agosto de 2007 Clipper Windpower descubrió una falla del diente de los engranajes como problema de la insuficiencia de sus turbinas de 2,5 MW de la serie Liberty, que se tradujo en la necesidad de reparar y volver a montar más de 50 aerogeneradores en varios sitios. Un problema relacionado con el diseño, combinados con los problemas de control de calidad fueron los causantes (Ragheb, 2009).

El desarrollo de nuevos conceptos del reductor con evaluaciones de diseño en la fase de diseño conceptual es esencial para eliminar las fallas del mismo y mejorar el rendimiento operativo. Un diseño de un aerogenerador generalmente implica múltiples actividades de diseño interdisciplinarias, una herramienta de diseño podría ser un software fácil de usar para reductores de aerogeneradores, lo que permitiría al equipo de diseño explorar diversos conceptos de diseño posibles en la fase inicial. Aunque los programas comerciales están disponibles, por lo general son costosos, no aptos para aplicaciones de aerogeneradores o demasiado complicado para ser utilizado por los ingenieros sin el conocimiento de especialistas en diseño de engranajes.

1.2. Softwares como herramienta para el diseño de multiplicadoras de aerogeneradores. (Firth A and H Long. (2010).

La literatura reporta muchos softwares como herramienta de diseño para multiplicadoras de aerogeneradores. Los mismos facilitan el diseño conceptual de multiplicadoras de aerogeneradores con diferentes combinaciones de las etapas de engranajes epicicloidales y cilíndricos. Los análisis de resistencia de los engranajes a flexión y resistencia a la picadura que se realizan con el mismo son de acuerdo con la norma AGMA 2001.

Dos principales proveedores de software y sus productos se resumen como sigue.

RomaxWIND

ROMAX Technology es un desarrollador especialista en software de transmisión, cuyo producto estrella, RomaxDesigner, es una industria que lleva el paquete CAE para las transmisiones. Tiene una edición dedicada las aplicaciones de aerogeneradores, RomaxWIND. El software utiliza la norma ISO 6336 para el cálculo de los factores de seguridad para cada engrane, en condiciones de tensiones de contacto y de flexión. RomaxWIND ofrece una función de exportación para permitir un análisis más detallado de los componentes por medio de un paquete independiente de análisis por elementos finitos.

GearCALC / KISSsys

GearCALC es el módulo experto de diseño de engranajes del paquete de diseño mecánico KISSsys. Proporciona un entorno de diseño en el que los componentes creados en los módulos expertos se pueden implementar. Este sistema no está limitado al diseño de sistemas de transmisión, pero, al igual que RomaxWIND, puede ser utilizado para unir engranajes, ejes y rodamientos. GearCALC se utiliza para diseñar una sola etapa de engranajes a la vez, y los resultados muestran los factores de seguridad para las tensiones de flexión y la resistencia a la picadura, en conformidad con la norma AGMA 2001. Una vez que el usuario está satisfecho con el diseño y los resultados obtenidos, la etapa del engranaje se puede exportar al software CAD o al entorno del KISSsys.

1.3. Reportes de la literatura acerca de la fiabilidad de las multiplicadoras.

La transmisión multiplicadora de los aerogeneradores no siempre garantiza su vida de diseño de 20 años. La falla prematura de las mismas aumenta el costo de la producción de este tipo de energía por las siguientes razones (H. Link, et.al., 2011):

- El período de inactividad de generación por fallas de la turbina.
- El mantenimiento y la reparación no planificados.
- El reemplazo o la reparación de la transmisión multiplicadora.
- Las reservas aumentadas de la garantía

El problema de las averías está muy extendido y afecta a la mayoría de fabricantes de de aerogeneradores y se ha podido demostrar que no está causado por problemas tecnológicos de falta de calidad, sino por problemas de diseño. De todo eso se ha confirmado la necesidad de mejorar la fiabilidad de las multiplicadoras y en consecuencia reducir los períodos de inactividad por fallas del aerogenerador.

Como vías de acercamiento técnico al problema los fabricantes y usuarios proponen (Sheng, 2011):

- El modelado y el análisis.
- Pruebas de campo.
- Prueba en dinamómetros.
- Organizar el monitoreo.
- Recopilar y crear bases de datos de averías
- Se cierra el lazo cuando las soluciones sean identificadas.

En la Tabla 1.1 se muestra diferentes caso de falla reportados en la literatura.

Tabla 1.1. Casos de falla reportados.

Cantidad	Componente	Código	Descripción
1	rodamiento	5.4.3	Fatiga Hertziana, Micropicadura, Borde de la pista del cojinete
1	rodamiento	6.1.1	Desgaste, Adhesión
3	rodamiento	6.1.3	Desgaste, Adhesión, Severo (Arrastre)
4	rodamiento	6.2.1	Desgaste, Abrasión, Dos-cuerpos
10	rodamiento	6.2.2	Desgaste, Abrasión, Tres-cuerpos
1	rodamiento	6.2.3	Desgaste, Abrasión, Pulido
14	rodamiento	8.1.1	Agrietamiento, Agrietado de Cojinetes y Anillo, Agrietado endurecido
2	rodamiento	8.1.2	Agrietamiento, Agrietado de Cojinetes y Anillo
1	engrane	3.1	Sobrecarga, Fractura, Quebrado
1	engrane	4.1	Fatiga por flexión
2	engrane	5.3	Fatiga Hertziana
6	engrane	6.4	Desgaste, Desgaste-Corrosión
2	engrane	4.2.1	Fatiga por flexión, Agrietado de la raíz
3	engrane	4.2.2	Fatiga por flexión, Agrietado de contorno
2	engrane	6.1.1	Desgaste, Adhesión
1	engrane	6.2.2	Desgaste, Abrasión

Agrietamiento: 8.1.1 Agrietamiento por endurecimiento del rodillo y el anillo.

- Generalmente inter-granular con la grieta corriendo de la superficie del rodillo o un anillo hacia su centro de masa en una línea relativamente recta.
- El agrietamiento en el tratamiento térmico usualmente ocurre durante o después de apagar debido a las tensiones localizadas causados por el enfriamiento no uniforme o la transformación desigual de austenita para martensita.

Abrasión: 6.2.1, 6.2.2 de dos cuerpos y de tres cuerpos

- Dos cuerpos: partículas incrustadas o las asperezas en una superficie del rodamiento erosionan la superficie opuesta del rodamiento.
- Tres cuerpos: abrasión debido a la pérdida de contaminantes.
- Abrasión por rayado o arrancado sobre la superficie del rodamiento están en la dirección del deslizamiento. Bajo el incremento, aparecen rayados como surcos

paralelos que son lisos y limpios.

- Usualmente causado por la contaminación del lubricante por partículas duras afiladas. Las contaminantes comunes son arena, herrumbre, virutas de maquinado, polvo de rechinamiento, salpicadura de soldadura y desechos de desgaste.

Adhesión: 6.1.3 adhesión severa

- La adhesión severa es una transferencia de metal desde una superficie del rodamiento a otra debido a la soldadura y al desgarramiento.
- El daño típicamente ocurre en áreas de deslizamiento en bandas anchas o estrechas delante de la dirección de deslizamiento. Puede ocurrir en ajustes localizados con concentración de cargas.
- Las áreas de arrastre aparecen para tener una textura áspera o mate, que bajo intensificación, aparecen para ser rotas o plásticamente deformadas.

Desgaste por corrosión: 6.4

- El desgaste por corrosión es el deterioro del contacto de la superficie del diente del engrane causado por el movimiento vibratorio por minuto.
- Ocurre entre las superficie de contactos que son presionadas juntas y están sujetas a ciclos, movimiento relativo de una amplitud extremadamente pequeña. Bajo estas condiciones, el lubricante es inadecuado para rellenar, permitiendo el contacto metal-a-metal y causando adhesión de asperezas de superficie.
- Los daños por desgaste al diente del engrane con la formación de surcos a lo largo de la línea de contacto.

Fatiga por flexión: 4.2.2, ciclo alto

- Consiste de 3 etapas distintivas: inicio del agrietamiento, propagación y fractura.
- Durante la primera etapa no ocurre ningún engrosamiento del diente del engrane. Sin embargo pueden ocurrir formaciones plásticas en regiones de concentraciones de tensiones o áreas de discontinuidad. El final de esta etapa es simbolizado por la formación de micro-grietas dentro de los granos.
- La etapa 2 comienza cuando la grieta gira y crece a través de los bordes del grano (transgranular), en dirección aproximadamente perpendicular a la máxima tensión. La deformación plástica es confinada a pequeñas zonas en el principal borde del agrietamiento. Como resultado, la superficie agrietada usualmente aparece lisa sin signos de la deformación plástica gruesa

- La fractura repentina ocurre durante la 3ra etapa. Puede ser dúctil, frágil o un modo mixto dependiendo de la rugosidad del material y magnitud de la tensión aplicada.

1.4. Fallas comunes en los engranes

a) Desgaste

El desgaste es un fenómeno por el cual la superficie de metal se elimina o desgasta más o menos uniformemente a partir de las superficies de contacto del engranaje (ANSI/AGMA, 1980). Este fenómeno es altamente dependiente de lubricación, más específicamente de factores tales como el grosor de la película de aceite y limpieza del aceite. Además, la rugosidad de la superficie de los flancos del diente juega un papel importante. (Drago, 1988).

El pulido es un tipo leve de desgaste en el cual las asperezas de la rugosidad superficial de las superficies de contacto se reducen y las superficies se suavizan como un espejo (ANSI/AGMA, 1980). El proceso rara vez produce la falla (aunque, si se permite que avance, puede resultar en una falla). El pulido ocurre generalmente en aplicaciones de baja velocidad en la que la lubricación elastohidrodinámica es insuficiente.

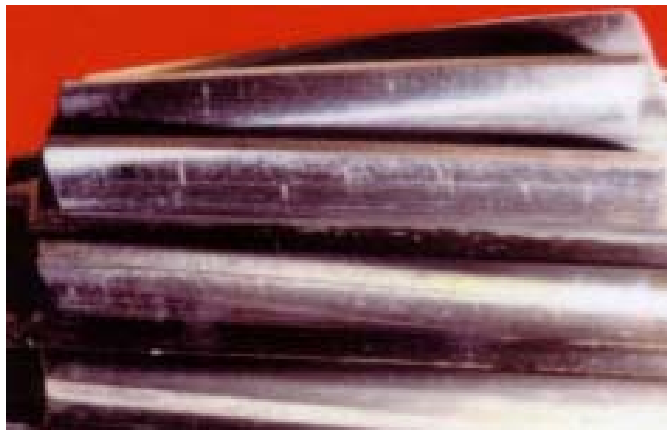


Figura 1.1. Desgaste moderado de los dientes

b) Desgaste moderado y excesivo

El desgaste es proporcional a la velocidad de deslizamiento. El desgaste excesivo (ver Figura 1.1 y 1.2) es una progresión de desgaste moderado, en este punto la progresión hacia la falla es mucho más rápida. Esto es porque una gran parte de la diente se ha eliminado, reduciendo así la resistencia a la fatiga del diente y deformando el perfil del diente; esto resulta en exceso de desgarramiento (Drago, 1988).

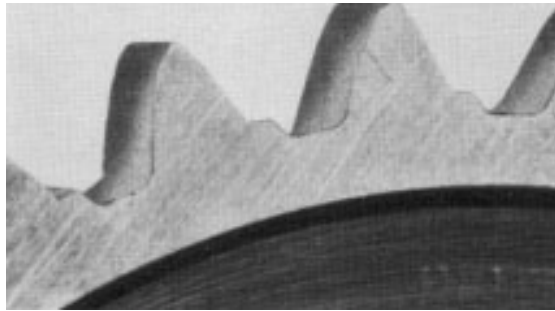


Figura 1.2. El exceso de desgaste de los dientes

c) Abrasión

Abrasión (ver Figura 1.3) es causada por partículas que tienen dureza cerca o mayor que la dureza del engranaje y que están suspendidas en la película de aceite. Para que exista abrasión el diámetro de las partículas también debe ser más grande en diámetro que la película de aceite. La abrasión aparece como pequeñas ranuras que están talladas hacia fuera desde el árbol del engranaje. Se puede prevenirse mediante el uso de un sistema de filtrado que elimina las partículas más grandes del sistema (Drago, 1988).

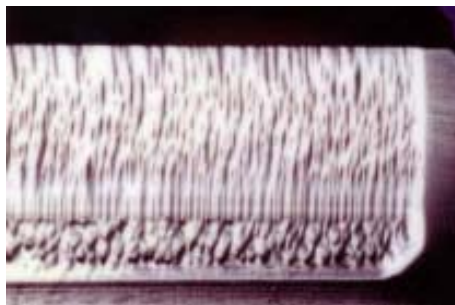


Figura 1.3. Abrasión

d) Interferencia en la raíz del diente

La interferencia (ver Figura 1.4) puede ser causado por mal diseño de perfil o por la distancia entre ejes incorrectos. Su apariencia es muy similar a la de la abrasión, a pesar de que sólo afecta a la zona desde la punta al diente del piñón y la raíz del diente de la rueda (ANSI/AGMA, 1980).

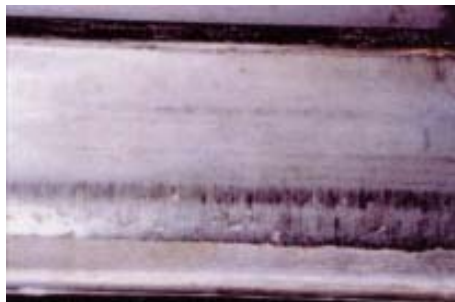


Figura 1.4. Daño por interferencia de diente

e) Fatiga superficial

La fatiga superficial es generada por la carga y descarga de la cara del diente. El fallo se origina en la superficie del diente cuando el límite de resistencia del material se supera. En la fatiga general, la superficie no es crítica en sus primeras etapas, aunque por lo general progresa y termina en una falla, dependiendo de las condiciones de carga (ANSI/AGMA, 1980).

1.5. Fallas comunes en los rodamientos

Los rodamientos son dispositivos que permiten el movimiento restringido, generalmente de rotación. Con el tiempo, estos dispositivos han evolucionado para una variedad de configuraciones que dependen de su aplicación. Los rodamientos más comunes usados en la industria eólica son los cojinetes de rodadura. Estos se eligen debido a su baja fricción y alta capacidad de carga. La industria eólica, sin embargo, ahora se está moviendo hacia el uso de rodamientos de rodillos. Esto es porque, para los grandes cojinetes, los rodamientos de rodillo tienen una mayor capacidad y son más rentables. En el caso de carga axial, la utilización de cojinetes de rodillos cónicos generalmente es más efectiva.

Modos de falla de los rodamientos

Los mecanismos de falla que llevan son muy similares a los mecanismos de falla de los engranes analizados anteriormente. Las fallas se pueden clasificar en dos subdivisiones: fallas por lubricación y por fatiga superficial.

La falla por fatiga superficial (ver Figura 1.5) es generalmente progresiva y se pueden clasificar en micropicadura, macropicadura, y desprendimiento. Típicamente, la pista de rodadura falla primero con respecto a otros componentes del cojinete bajo fatiga superficial. Los rodamientos de dar una indicación audible de picadura. La picadura aumenta la vibración del sistema, y puede progresar y dar lugar a desprendimiento o fractura de los elementos rodantes. El astillado produce una gran cantidad de restos.

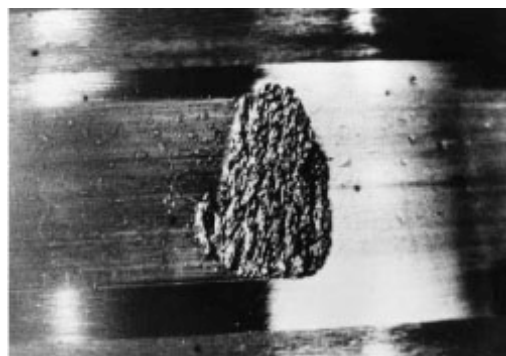


Figura 1.5. Fatiga superficial en la pista de rodadura

La falla por lubricación es debido a la ausencia del espesor requerido de la película de lubricante que se necesita para evitar el contacto entre los elementos rodantes y la pista

de rodadura. La ausencia de espesor de película requerido trae como resultado el contacto metal-metal y hace que el cojinete se sobrecaliente. El síntoma general es la decoloración de los elementos de rodamiento, anillos, y las jaulas. En muchos casos, las altas temperaturas también pueden degradar o destruir el lubricante (Wilcoxon Research, 2008). El sobrecalentamiento (ver figura 1.6) resulta en la pérdida de la dureza del material del cojinete, que eventualmente causa la falla. En el caso de multiplicadoras de los aerogeneradores, muchos de los cojinetes operan a bajas rpm, lo que consecuentemente induce al desgaste debido a una pérdida de espesor de la película o la pérdida completa de la película elastohidrodinámica. Este mecanismo, sin embargo, no es tan crítico y no progresa tan rápidamente como el sobrecalentamiento.



Figura 1.6. Desgaste adhesivo producido por el sobrecalentamiento (Wilcoxon Research, 2008).

Las fallas de engranajes y cojinetes en aerogeneradores

La maduración del proceso de diseño de reductores que actualmente se utiliza en la industria de los aerogeneradores, ha reducido las fallas en el reductor que se derivan de las fallas de engranajes. La principal falla del mecanismo de accionamiento en los reductores que actualmente se utilizan en la industria es la fatiga superficial de los cojinetes. Los restos producidos por la falla del mecanismo provoca la abrasión de otros componentes del reductor.

Hay condiciones de carga características que impulsan la falla por fatiga superficial del cojinete, incluyendo desalineación y carga axial inversa. Otros parámetros que influyen en la falla de los cojinetes pueden incluir el montaje del cojinete suave o fuertemente con la carcasa, lo cual puede resultar preocupante.

Sin embargo, las fallas de engranajes también se producen independientemente de fallas de rodamientos, aunque no tan frecuentemente. Las fallas de engranajes más comunes en la industria incluyen desgaste por mala lubricación (Por lo general se ve en los planetas debido a su bajo número de revoluciones), la abrasión y fatiga superficial

iniciada por los restos generados a partir de fallas de rodamientos. Otras causas comunes de fallas de engranajes de dientes incluyen la interferencia, la mala distribución de carga del diente producido por una mala alineación y los cambios en distancias entre ejes, debido a la conformidad de la carcasa.

1.6. Conclusiones del capítulo.

1. El uso de la energía eólica se ha extendido como una alternativa para el uso de combustibles fósiles.
2. La mayoría de las paradas por roturas en los aerogeneradores ocurren precisamente en la multiplicadora de velocidad.
3. Dentro del software más común para el cálculo de multiplicadoras se encuentra el KISSsoft.
4. Las fallas más comunes en la multiplicadora ocurren en los engranajes y en los cojinetes, debido fundamentalmente al diseño tradicional con engranajes de diente helicoidales donde las fuerzas axiales son muy grandes.

CAPÍTULO 2. GENERALIDADES DE LOS AEROGENERADORES.

2.1. Información general.

En esta sección se describe la configuración básica de los aerogeneradores más comunes presentes en la industria de hoy, se hace hincapié en los componentes de la turbina de eje horizontal, más específicamente, la configuración modular del tren motriz y se describen cada uno de sus componentes.

Las turbinas eólicas que se usan comúnmente pueden clasificarse estructuralmente de dos formas: la turbina eólica de eje vertical y la de eje horizontal con respecto al viento. La ventaja de las turbinas de eje vertical (Figura 2.1) es que son omni-direccionales, o sea, tienen la capacidad de aceptar viento de cualquier dirección. Esto elimina el problema de la orientación del rotor con respecto al viento. Independientemente de las ventajas de la configuración de eje vertical, las turbinas de eje horizontal (Figura 2.2) han demostrado ser más eficiente. No es sorprendente que el diseño del eje horizontal en la actualidad es el diseño más popular en la industria y el diseño en cual la mayoría de los investigadores le dedican mayor esfuerzo.

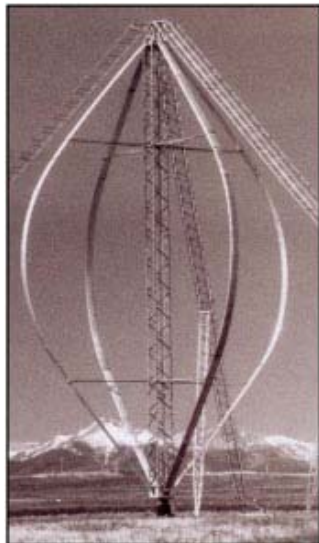


Figura 2.1. Turbina de eje vertical



Figura 2.2. Turbina de eje horizontal

2.2. Tren de eje horizontal.

Como se ha señalado, el tren de engrane es el componente de la turbina eólica que transforma la energía mecánica generada por el rotor en energía eléctrica. Hay muchas configuraciones posibles para el tren de engranaje, dependiendo de los criterios de diseño, dentro de las cuatro más comunes tenemos: la unidad modular, el tren motriz

integrado, el tren motriz integrado parcialmente, y el tren de engrane directo. Actualmente no hay consenso con respecto a qué configuración es la más ventajosa.

a) Tren modular.

En la actualidad, la mayoría de las turbinas de funcionamiento, siguen la configuración modular. Todos los componentes individuales del tren de engrane están montados en una placa base, y están diseñados para ser rígidos a la torsión. Sin embargo, hay un debate en torno al comportamiento de la bancada que sugiere que no es tan rígida como debe ser, y que las flexibilidades que ofrece no sólo influyen en la interacción entre los diferentes componentes del tren motriz, sino también en su comportamiento vibratorio (Gold, 2004). Los principales componentes del tren de engrane son el árbol del rotor, el reductor, los frenos, y el generador.

La configuración modular permite un proceso de diseño no vertical, lo cual significa que los diferentes proveedores pueden contribuir al desarrollo de los diferentes componentes del tren motriz. Esto de por sí reduce el costo global mediante el fomento de un entorno competitivo entre los proveedores, y reduce los requerimientos internos de la fabricación de la turbina. La (Figura 2.3) muestra la configuración típica de un tren de engrane modular (Gasch, 2002).

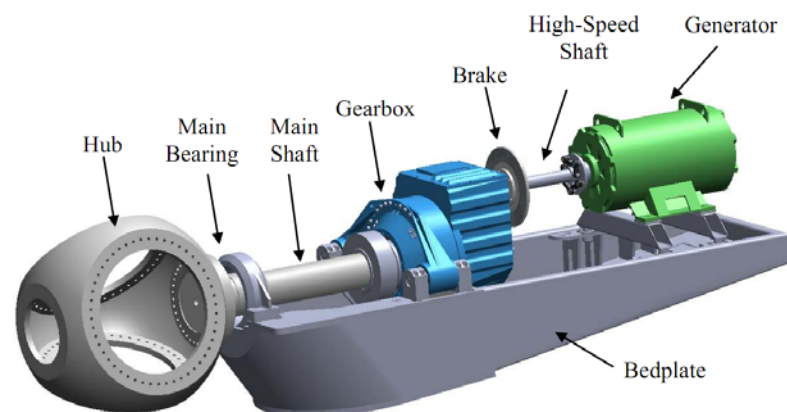


Figura 2.3. Configuración del tren de engrane modular

b) Tren de engranes integrado.

Como su nombre indica, el tren de engrane integrado incluye los componentes del tipo modular que se discutió anteriormente. Generalmente, el reductor se convierte en el componente principal del sistema y los restantes componentes están unidos mediante bridas a este. Este diseño compacto no es dependiente de la bancada, lo que hace el tren de engrane más ligero previendo la desalineación de los ejes y otros componentes.

La principal desventaja de este diseño es que una parte defectuosa generalmente conlleva un desmontaje completo, haciendo su mantenimiento extremadamente caro. Adicionalmente, el reductor se convierte en un componente especial y crítico del sistema con la capacidad de sostener el rotor, por lo tanto, la construcción debe ser

robusta. En este diseño es difícil de aislar completamente las fuerzas de reacción del rotor, por lo tanto, algunas de estas fuerzas podrían ser transferidas a los otros componentes de la tren de engrane, reduciendo así su vida de funcionamiento (Gasch, 2002).

Con respecto al proceso de diseño, la configuración de tren de engranaje integrado generalmente se limita a un diseño de reductor. El proceso de diseño por lo tanto, debe seguir una estructura vertical con los fabricantes de aerogeneradores que participan activamente en el proceso de diseño. Hasta cierto punto esto impide la cooperación entre diferentes proveedores de los reductores y generalmente resulta en que los fabricantes de las turbinas poseen los diseños del reductor; lo que da como resultado un aumento del costo. En la (Figura 2.4) muestra la configuración típica para el tren de engrane integrado.

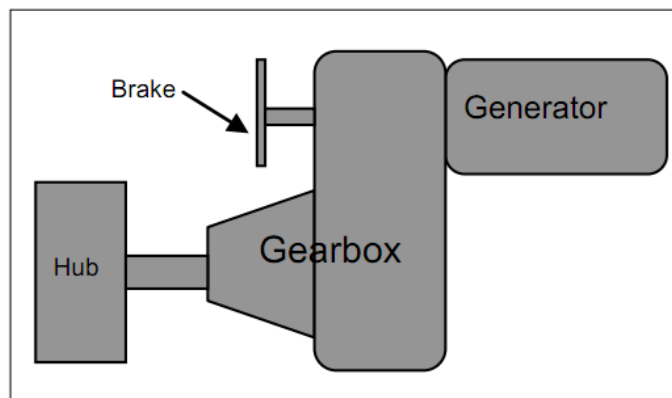


Figura 2.4. Tren de engranes integrado de la World Wind W-2700

c) Tren de engrane parcialmente integrado.

El diseño del tren de engrane integrado parcialmente es una combinación de un diseño modular e integrado. Este usa un diseño modular en el que utiliza una placa de base para el montaje de sus componentes, sin embargo algunos de sus componentes están integrados. Las configuraciones más comunes son la integración reductor-generador, o la integración del reductor-rotor.

En el caso de la integración reductor-rotor del proceso de diseño vertical que se discutió anteriormente debe ser seguido, porque el reductor se convierte en un componente estructural de la turbina eólica. En lo que respecta a la integración reductor-generador, el diseño no tiene que ser totalmente vertical, aunque es necesario un gran nivel de cooperación e integración entre los suministradores de reductores y los proveedores de generadores. Estas limitaciones resultan generalmente en un proceso de diseño más lento y costoso. La (Figura 2.5) muestra la configuración típica para la configuración del tren de engrane parcialmente integrado.

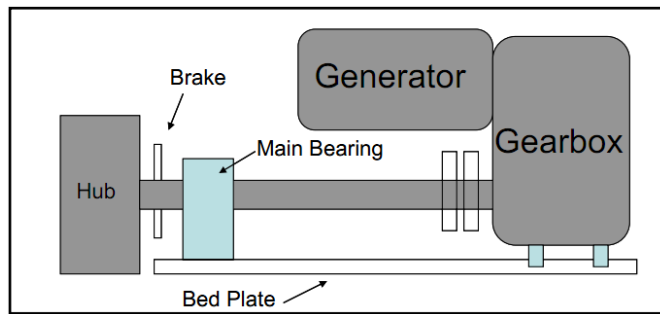


Figura 2.5. Tren de engrane parcialmente integrado

d) Tren de potencia directa.

La diferencia principal del tren de potencia directa es que utiliza un tipo diferente de generador que elimina la necesidad de un reductor. El generador está unido directamente al rotor, por lo tanto, debe ser capaz de producir energía a más bajas velocidades angulares. Esto se consigue aumentando el número de polos, que resulta en un generador de mucho más diámetro. Estos generadores de gran tamaño normalmente se enfrían con aire o líquido para evitar un sobrecalentamiento (Poore, 2002). El generador de imán permanente que parece ser el más rentable para este tipo de generador, y su coste, sin embargo, es mucho mayor que el de los generadores implementados con configuración modular.

En el tren de engrane directo el fabricante de la turbina se enfoca en diseñar un tren de engrane completo, dando lugar a un enfoque de diseño vertical. La única interacción es por lo general entre el fabricante de la turbina y el proveedor del generador, e implica discusión sobre las limitaciones de tamaño y los requisitos del acoplamiento. Aunque esta configuración elimina los problemas del reductor, no obstante, parece ser una solución cara. En consecuencia, la industria en su mayor parte ha mantenido la construcción de la configuración modular. Este concepto, sin embargo, ha sido implementado por algunas empresas europeas como Enercon (ver Figura 2.6 para un ejemplo de tren de potencia directa).

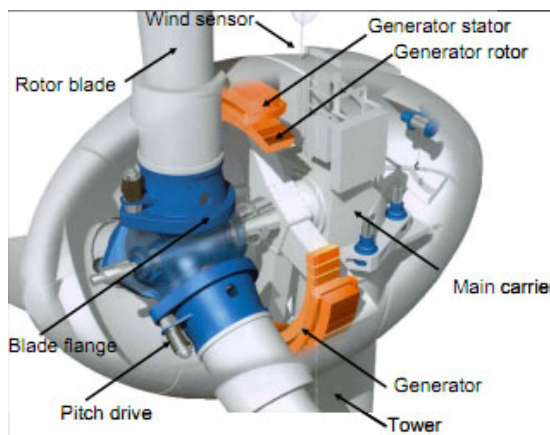


Figura 2.6. Tren de potencia directa Enercon.

2.3. Componentes modulares del tren de engrane.

A continuación se describen los distintos componentes de la tren de engrane modular y se explica brevemente los desafíos que caracterizan el modelo de cada componente individual.

a) El árbol de baja velocidad

El árbol de baja velocidad transmite las cargas del rotor al reductor. Su configuración también intenta minimizar la carga transferida no torsional al reductor.

El árbol de baja velocidad soporta el peso del rotor y transmite todas las fuerzas de reacción en el bastidor principal a través del cojinete principal. Estas fuerzas de reacción están compuestas de todas las cargas no torsionales tales como el empuje axial del viento, así como alteraciones de la turbulencia causada por la distribución desigual del viento o la cizalladura.

Durante el funcionamiento, los efectos dinámicos tales como los desequilibrios de vibración de las palas y las cargas giroscópicas desde el movimiento del eje vertical también contribuyen a la carga no torsional. Aunque el árbol de baja velocidad es un dispositivo mecánico simple, es muy importante, porque las transmisiones no deseadas de fuerzas de reacción a los otros componentes del tren de engrane podría reducir su vida útil (Manwell, 2002).

El modelo más simple del árbol de baja velocidad es un cuerpo totalmente rígido que no permite deflexiones. Una mejor aproximación de su comportamiento real incluiría su deflexión torsional, aunque siempre podría ser modelado como infinitamente rígido a la flexión.

b) Acoplamientos

Los acoplamientos son dispositivos mecánicos utilizados para conectar árboles, y son capaces de transmitir una carga de torsión de un árbol a otro. Los dos principales tipos de acoplamientos son: acoplamiento rígido y flexible.

Un acoplamiento rígido bloquea ambos árboles, permitiendo así que no haya movimiento relativo entre los dos árboles. La desventaja de este tipo de acoplamiento es que los ejes de los árboles deben estar alineados con precisión para evitar fuerzas en el tren de engranes distintas a la torsión.

El acoplamiento flexible se basa en el uso de elastómeros u otros materiales para amortiguar cargas de torsión del tren de engrane sin carga de choque. Otra ventaja es que a un cierto grado que pueden manejar desalineación axial, angular, en paralelo, y de torsión. Así, las tolerancias de montaje del sistema no están obligadas a ser tan precisa. Sus capacidades de amortiguación también ayudan a disminuir los picos de torque y vibraciones que pueden dañar otros componentes del tren de engranes. La

principal desventaja de este acoplamiento es que puede aumentar el nivel de holgura del tren de engrane (Norton, 2006)

c) Reductor

El reductor es un dispositivo mecánico capaz de transferir cargas de torque de un motor primario a una salida rotatoria, típicamente con una relación diferente de velocidad angular y torque. En el caso de los aerogeneradores el reductor se conecta al árbol de baja velocidad y el generador, por lo tanto su relación de transmisión generalmente es dictada por el requerimiento del generador y la velocidad angular del rotor.

Durante años, la capacidad de potencia de salida de las turbinas se ha mejorado al aumentar tanto la delgadez de los álabes y el área de barrido del rotor. Las velocidades angulares por lo tanto, se reducen, creando la necesidad de reductores que son capaces de manejar grandes torques y mayores relaciones de transmisión. Grandes torques han llevado al desarrollo de grandes reductores, que también se han caracterizado por las mismas fallas como las experimentadas por configuraciones más pequeñas utilizadas en pequeñas máquinas. Mayores relaciones de transmisión han provocado el uso de relaciones de transmisión más grandes por etapa y un aumento en el número de etapas, que ha creado configuraciones más complejas que son propensas a fallos.

Hay dos tipos principales de reductores: de árboles paralelos y planetarios. Estos se describen a continuación.

- **Reductor de árbol paralelo**

Los reductores de árboles paralelos son un conjunto de etapas de engranajes simples. Cada etapa está compuesta de dos árboles, un engrane, y un piñón. Un reductor que está diseñado para aumentar la velocidad angular, el engranaje está en el árbol de entrada y el piñón en el árbol de salida. Existe una limitación práctica de la relación de transmisión máxima por cada etapa, generalmente debido a las restricciones de tamaño y también a la posible interferencia entre un piñón muy pequeño y un engrane muy grande, lo que es la razón para utilizar múltiples etapas en reductores paralelos (Norton, 2006). En el caso de cajas de engranajes que tienen proporciones grandes de engranes se minimiza el número de etapas paralelas, de lo contrario se requeriría engranes más grandes que son difíciles de producir con precisión y son caros de fabricar, en comparación con engranes pequeños.

En las etapas de engranajes paralelos, la interacción de engranajes pueden ser modelado de diversas maneras. Las etapas paralelas también tienen la ventaja de que pueden ser modelados con un número mínimo de grados de libertad. Esto es debido a que están unidos directamente al reductor y en muchos casos se sujeta al bastidor. Esto se traduce en el cálculo de las velocidades angulares de los componentes de la fase con respecto a un bastidor fijo, facilitando así su comparación y comprensión.

- **Reductor planetario.**

El reductor planetario (Figura 2.7) ofrece varias ventajas en comparación con la configuración en árbol paralelo, incluyendo una relación de transmisión más alta en un espacio más pequeño. Esta configuración compacta tiene la ventaja de reducir la masa total del reductor, lo cual es un requisito importante para los reductores de los aerogeneradores, porque la masa de la cabeza de la turbina se mantiene al mínimo. Además, la configuración del planetario tiene la capacidad de manejar mayores cargas de torque. Esto es porque la carga se distribuye o comparte por el número de engranes planetas, por lo tanto los dientes siempre están más en contacto. Otra ventaja es su configuración geométrica. La entrada y salida tienen un eje concéntrico y la misma dirección de rotación, por lo tanto, es muy sencilla de construir cajas multietapa de planetarios que mantienen un diseño aerodinámico y compacto.

La caja del planetario es más complicada que la del árbol paralelo, porque está compuesta de tres componentes móviles por etapa. Estos componentes incluyen los planetas, el portador de planetas, y el piñón sol. El engranaje exterior o annulus es también parte de la caja planetario sin embargo, está fija a la bancada.

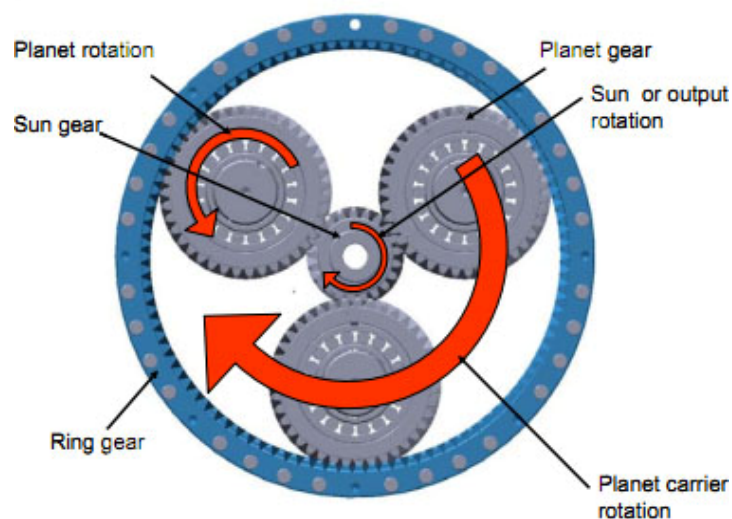


Figura 2.7. Componentes de la etapa del planetario.

d) Frenos

Los frenos son dispositivos mecánicos diseñados para desacelerar o detener una máquina. En los aerogeneradores existen normalmente dos tipos distintivos de frenos: los frenos aerodinámicos y los frenos mecánicos.

Los frenos aerodinámicos generalmente se utilizan en el caso de exceso de velocidad. El frenado durante una sobre-velocidad se consigue mediante el aumento de la resistencia en la punta del álabe, que lleva el rotor a una velocidad de rotación segura. El principal problema de los frenos aerodinámicos es que no es simultáneo el

despliegue de los frenos en cada hoja, lo que provoca desequilibrios aerodinámicos que pueden ser catastróficos (Gasch, 2002).

El freno mecánico más común utilizado en los aerogeneradores es el disco de freno. A pesar de que también puede verse en el árbol de baja velocidad, en la mayoría de los diseños se encuentra en el árbol de alta velocidad debido a que las cargas de torque son mucho menos. El freno se compone de un disco de acero que está rígidamente fijado al árbol de frenado. Un conjunto de pinzas están fijadas al bastidor para que el árbol sea detenido. Las pinzas de aplicar la fuerza suficiente para que el disco deje el eje. Las pinzas de las turbinas de viento por lo general son a prueba de fallos, por lo tanto la carga de parada se aplica por medio de muelles y las pinzas se abren con la hidráulica, y si hay un fallo en el sistema hidráulico a continuación se aplican los frenos (Manwell, 2002).

El freno es un dispositivo de fricción, por lo tanto puede inducir un incremento del torque no lineal tal como se aplica para detener la turbina. También existe la posibilidad de inducir vibraciones adicionales al reductor.

e) Generador

Los generadores son dispositivos que transforman la energía mecánica en energía eléctrica. La energía eléctrica se produce al pasar a través de un conductor de un campo magnético uniforme en un ángulo recto con las líneas de flujo eléctrico. La tensión generada es una función de la velocidad, el conductor longitud, y la densidad de flujo magnético. El campo magnético utilizado por los generadores se obtiene por el uso de electroimanes o imanes permanentes (Gasch, 2002).

El generador de inducción es el generador más común usado en la industria eólica. Esto es en gran parte debido a que tiene una configuración simple y un bajo precio. Su principal desventaja es que no lo hace utilizar imanes permanentes, por lo tanto, tiene que estar conectado a la red para ser capaz de producir potencia (Ackerman, 2005).

f) Sistemas de Control

El propósito de los sistemas de control es mantener el funcionamiento de la turbina eólica en los rangos permisibles, especialmente en el caso de vientos fuertes. Los parámetros que se controlan son la velocidad de rotación, torque, y el empuje del rotor. Conceptos básicos de la aerodinámica, como el borde de ataque y borde de salida, ascensores y la curva de elevación de arrastre, y la separación del flujo, son útiles en la comprensión de la información proporcionada en la sección siguiente.

g) Engranajes

Los engranajes son componentes mecánicos que tienen la capacidad para transmitir el movimiento de un árbol a otro. Las transmisiones de movimiento de potencia no son uniformes, y puede incluir cambios en la dirección y el torque.

Los engranajes helicoidales con mucha frecuencia se utilizan en multiplicadoras de aerogeneradores. Las etapas de planetarios y paralelas, por ejemplo, se componen de engranajes helicoidales. Los engranes helicoidales tienen dientes que se cortan formando un ángulo con respecto al eje de rotación. La ventaja de esta modificación es que estos engranajes tienen más dientes en contacto instantáneo, sino que también comparten la carga, operan más silenciosamente, y pueden soportar mayores cargas. La principal desventaja de esta modificación es que los engranajes producen una carga axial debido a la carga normal del diente. Esto puede ser compensado usando cojinetes que soportan la carga axial o mediante el uso de engranes bi-helicoidales, o sea, en el que el engranaje contiene dos hélices con ángulos opuestos que se cancelan las fuerzas axiales. Las fuerzas axiales generadas por los engranajes helicoidales podrían ser responsables del fallo prematuro de los cojinetes en el reductor, entre otras cosas. Esto es independientemente de si los cojinetes capaces de soportar la carga axial se utilizan (Drago, 1988).

2.4. Esquema típico de la caja multiplicadora.

La configuración típica de una caja multiplicadora convencional son tres pasos o etapas las cuales son (Figura 2.8):

- a) Planetario con 3 planetas.
- b) Etapa de baja velocidad.
- c) Etapa de alta velocidad.

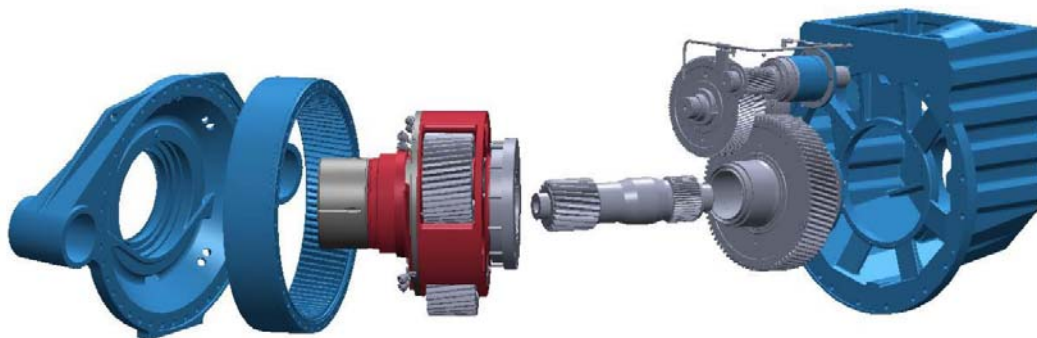


Figura 2.8. Componentes de la Multiplicadora

Por lo general los engranajes en las multiplicadoras tradicionales (Figura 2.9) se construyen con dientes helicoidales.

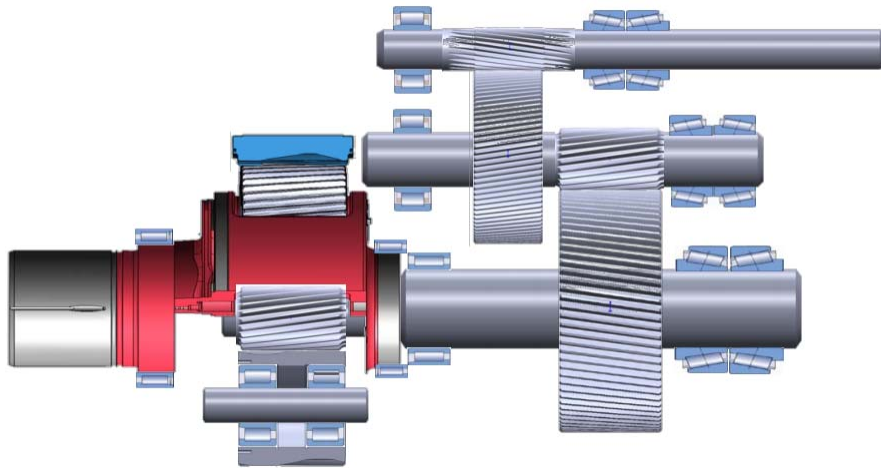


Figura 2.9. Multiplicadora tradicional

2.5. Características de los engranajes cilíndricos helicoidales y bi-helicoidales.

Los engranajes cilíndricos de dentado helicoidal están caracterizados por su dentado oblicuo con relación al eje de rotación. En estos engranajes el movimiento se transmite de modo igual que en los cilíndricos de dentado recto, pero con mayores ventajas. Los ejes de los engranajes helicoidales pueden ser paralelos o cruzarse, generalmente a 90°. Para eliminar el empuje axial del dentado puede hacerse doble helicoidal.

Los engranajes helicoidales tienen la ventaja que transmiten más potencia que los rectos, y también pueden transmitir más velocidad, son más silenciosos y más duraderos; además, pueden transmitir el movimiento de ejes que se corten. De sus inconvenientes se puede decir que se desgastan más que los rectos, son más caros de fabricar y necesitan generalmente más engrase que los rectos.

Lo más característico de un engranaje cilíndrico helicoidal es la hélice que forma, siendo considerada la hélice como el avance de una vuelta completa del diámetro primitivo del engranaje. De esta hélice deriva el ángulo β que forma el dentado con el eje axial. Este ángulo tiene que ser igual para las dos ruedas que engranan pero de orientación contraria, o sea: uno a la derecha y el otro a la izquierda. Su valor se establece a priori de acuerdo con la velocidad que tenga la transmisión, los datos orientativos de este ángulo son los siguientes:

Velocidad lenta: $\beta = (5^\circ - 10^\circ)$

Velocidad normal: $\beta = (15^\circ - 25^\circ)$

Velocidad elevada: $\beta = 30^\circ$

Las relaciones de transmisión que se aconsejan son más o menos parecidas a las de los engranajes rectos.

La principal desventaja de utilizar este tipo de engranaje, es la fuerza axial que este produce, para contrarrestar esta reacción se tiene que colocar una chumacera que soporte axialmente y transversalmente al árbol.

Tipos:

a) Engranajes Helicoidales de ejes paralelos



Figura 2.10. Engranajes Helicoidales de ejes paralelos.

Se emplea para transmitir movimiento o fuerzas entre ejes paralelos, pueden ser considerados como compuesto por un número infinito de engranajes rectos de pequeño espesor escalonado, el resultado será que cada diente está inclinado a lo largo de la cara como una hélice cilíndrica.

Los engranajes helicoidales acoplados deben tener el mismo ángulo de la hélice, pero el uno en sentido contrario al otro (Un piñón derecho engrana con una rueda izquierda y viceversa). Como resultado del ángulo de la hélice existe un empuje axial además de la carga, transmiéndose ambas fuerzas a los apoyos del engrane helicoidal.

Para una operación suave un extremo del diente debe estar adelantado a una distancia mayor del paso circular, con respecto al a otro extremo. Un traslape recomendable es 2, pero 1.1 es un mínimo razonable (relación de contacto). Como resultado tenemos que los engranajes helicoidales operan mucho más suave y silenciosamente que los engranajes rectos.

b) Engranajes Helicoidales de ejes cruzados



Figura 2.11. Engranajes Helicoidales de ejes cruzados.

Son la forma más simple de los engranajes cuyas flechas no se interceptan teniendo una acción conjugada (puede considerárseles como engranajes sinfín no envolventes), la acción consiste primordialmente en una acción de tornillo o de cuña, resultando un alto grado de deslizamiento en los flancos del diente.

El contacto en un punto entre diente acoplado limita la capacidad de transmisión de carga para este tipo de engranes.

Leves cambios en el ángulo de las flechas y la distancia entre centro no afectan a la acción conjugada, por lo tanto el montaje se simplifica grandemente. Estos pueden ser fabricados por cualquier máquina que fabrique engranajes helicoidales.

c) Engranajes bi-helicoidales

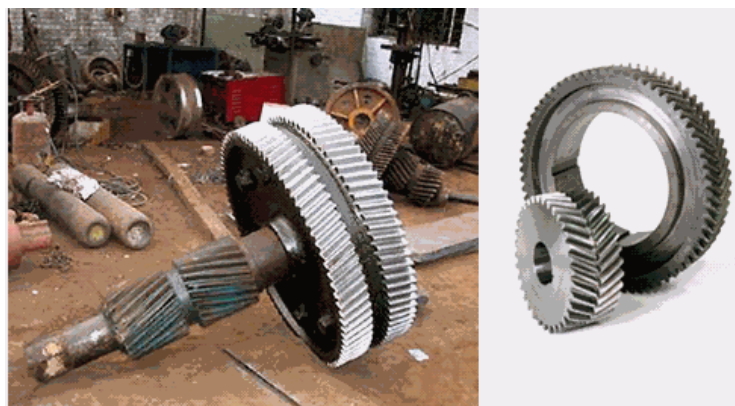


Figura 2.12. Engranajes bi-helicoidales de ejes paralelos.

Los engranajes "espina de pescado" son una combinación de hélice derecha e izquierda. El empuje axial que absorben los apoyos o cojinetes de los engranajes helicoidales es una desventaja de ellos y ésta se elimina por la reacción del empuje igual y opuesto de una rama simétrica de un engrane helicoidal doble.

Un miembro del juego de engranes "espina de pescado" debe ser apto para absorber la carga axial de tal forma que impida las carga excesivas en el diente provocadas por la disparidad de las dos mitades del engranaje.

Un engrane de doble hélice sufre únicamente la mitad del error de deslizamiento que el de una sola hélice o del engranaje recto. Toda discusión relacionada a los engranes helicoidales sencillos (de ejes paralelos) es aplicable a los engranajes de helicoidal doble, exceptuando que el ángulo de la hélice es generalmente mayor para los helicoidales dobles, puesto que no hay empuje axial.

Eficiencia

Las eficiencias de los engranajes, con las pérdidas de potencia consiguientes, originan fuertes variaciones entre la fuerza verdadera suministrada y la carga que se transmite. Las pérdidas en cuestión pueden variar, desde 0.5% hasta 80% por engranamiento, lo que depende de los tipos de los engranajes, sistema de lubricación, chumaceras y el

grado de precisión de manufactura. Se considera que un engranaje con eficiencia menor del 50% es de diseño defectuoso o que esta incorrectamente aplicado. En engranajes helicoidales externos la eficiencia varía desde 97% a 99.5%.

2.6. Conclusiones del capítulo.

Teniendo en cuenta las generalidades expuestas acerca de los aerogeneradores llegamos a las siguientes conclusiones:

1. El tren de engranajes modular es el más utilizado en la mayoría de las configuraciones de aerogeneradores.
2. La mayoría de las configuraciones incorporan una primera etapa multiplicadora planetaria, seguida de dos etapas de árboles paralelos, una de baja velocidad y otra de alta velocidad.
3. La disminución del volumen y el peso es fundamental para disminuir las grandes fuerzas inerciales que se producen, además de la resistencia al movimiento y el proceso de construcción y montaje haciendo más compacta la instalación.
4. Los ángulos de hélice del engranaje helicoidal son sorprendentemente bajos 10° , quizás buscando minimizar las cargas axiales.

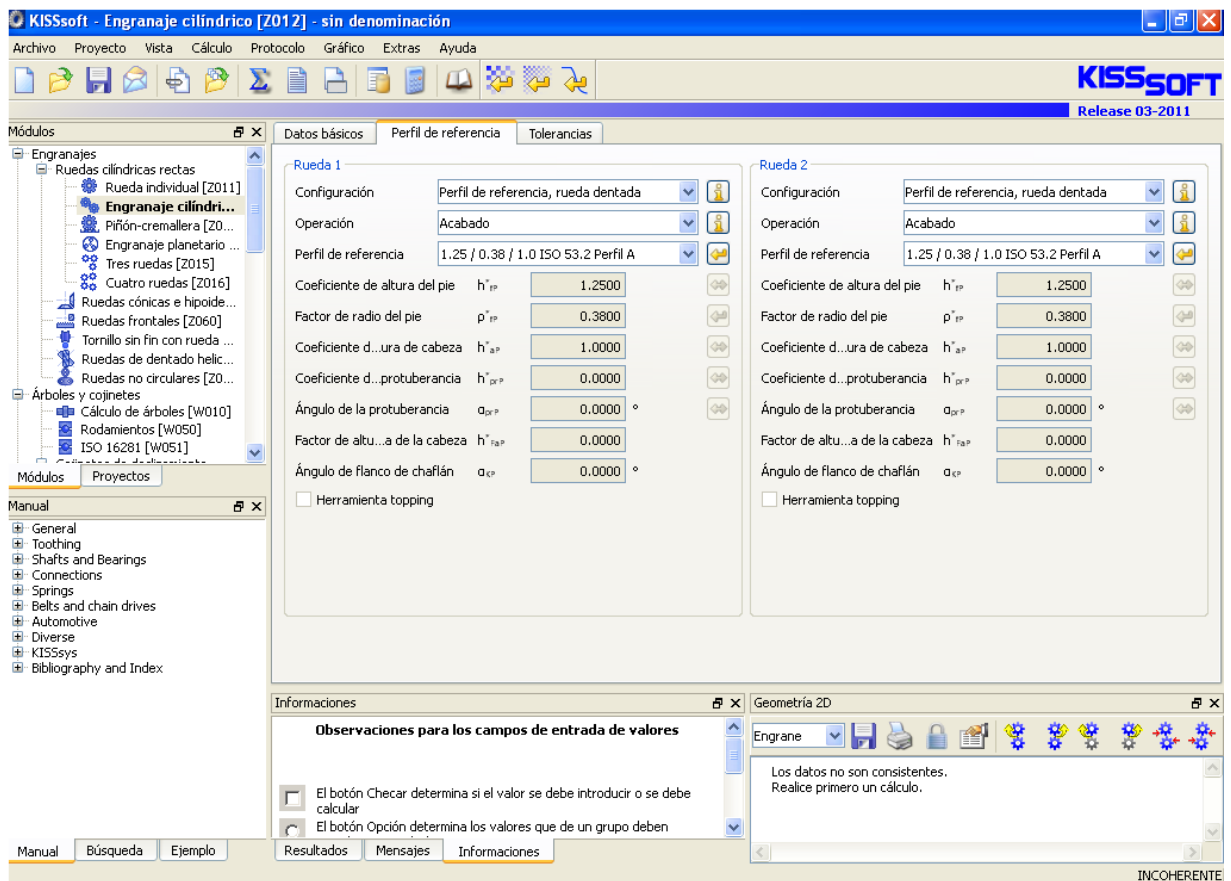
CAPÍTULO 3. CÁLCULO COMPARATIVO DE LAS VARIANTES DE MULTIPLICADORA UTILIZANDO EL PROGRAMA KISSOFT.

3.1. Uso del programa KISSsoft

Tiene una interfaz gráfica de usuario familiar, similar a otros programas utilizados para estas aplicaciones sobre Windows, KISSsoft proporciona una facilidad para crear automáticamente una transmisión por engranajes con el mínimo de datos de entrada del usuario. Al crear un nuevo sistema el usuario tiene que especificar varios parámetros conocidos como son: la velocidad de giro a la entrada, velocidad de salida, la potencia que se transmite a través de los engranajes, números de dientes de la rueda 1 y 2.

Con esta información el programa crea una transmisión por engranajes utilizando el conjunto de reglas enumeradas a continuación, las mismas se han diseñado como reglas de oro basadas en observaciones de diseño de engranajes típicos de aerogeneradores y toman en consideración factores técnicos y económicos (Firth A and H Long. (2010). Las normas se presentan en el orden en que se aplican:

1. La relación de transmisión global que se logra es la relación de la velocidad de entrada especificada a la velocidad de salida especificada.
2. El sistema de engranajes puede constar de entre 1 y 3 etapas, cada una de las cuales será o bien en paralelo o epicicloidal.
3. Las etapas paralelas pueden tener una relación de fase individual entre 1 y 6, y la epicicloidal entre 4 y 12.
4. Una combinación que alcanza la relación de transmisión global en menos etapas se prefiere ya que es probable que sea una solución más barata.
5. Una combinación que logra la relación de transmisión global a la vez utilizando un menor número de etapas epicicloidales se prefiere, ya que es una vez más probable que sea más barato.
6. El piñón se establece en un diámetro predeterminado de 500 mm y el diámetro del engranaje se calcula a partir de esta.
7. Se utilizan los siguientes valores por defecto: ancho de la cara es de 250 - 500 mm; módulo de 10-16 mm; ángulo de presión 20°, ángulo de hélice de 0-35°.



3.1 Interfaz gráfica del software KISSsoft.

3.2. Multiplicadora tradicional. Variante inicial de comparación.

Para la realización de todos los cálculos se ha tomado como base un tipo de multiplicadora tradicional referenciada en la literatura (Firth A and H Long, 2010) de 2 MW de potencia, los datos de la multiplicadora se presentan en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Parámetros de diseño de cada una de las etapas.

Etapas		Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ancho del diente (mm)	Número de dientes	Velocidad (rpm)		Potencia (kW)
						Entrada	Salida	
Etapas 1:	Sol Planeta Engranaje	25	20	750	29 58	16	96	2000
Etapas 2:	Piñón Engranaje	16	10	500	27 108	96	384	2000
Etapas 3:	Piñón Engranaje	12	20	220	25 105	384	1612	2000

En la Figura 3.2 se muestra un esquema de las etapas características de las multiplicadoras tradicionales.

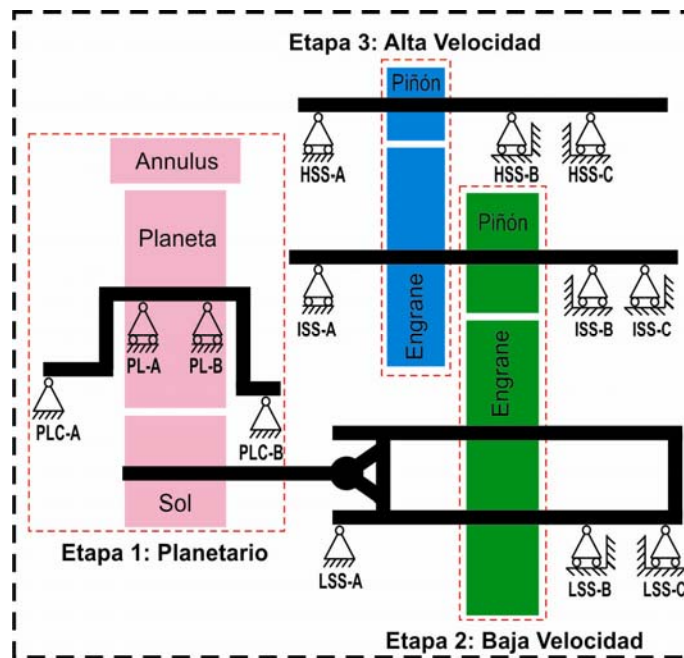


Figura 3.2. Esquema de la Multiplicadora

En la Figura 3.3 se muestra el esquema de la multiplicadora objeto de estudio, en la cual se ha sustituido los engranajes helicoidales de las etapas 2 (baja velocidad) y la etapa 3 (alta velocidad), por engranajes bi-helicoidales, los cuales tienen la ventaja de que pueden transmitir más carga debido a que podemos aumentar el ángulo de la hélice, y de esta forma aumentar la línea de contacto, y limitar las cargas axiales por la disposición de los engranajes. De esta forma se podrá minimizar fundamentalmente la falla de los rodamientos.

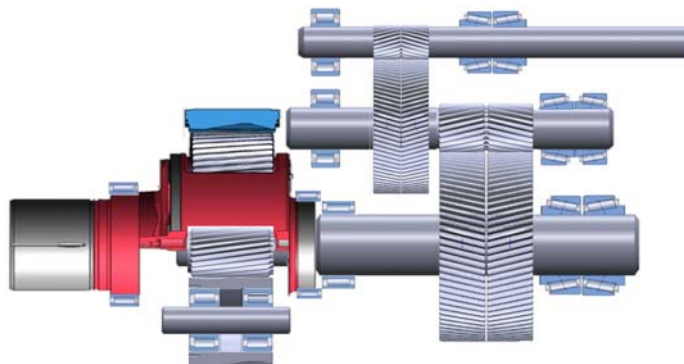


Figura 3.3. Esquema de la Multiplicadora con engranes bi-helicoidales.

En nuestro caso de estudio solamente se variará los siguientes parámetros, los demás se mantendrán como la variante inicial, la cual llamaremos a partir de ahora variante 0:

- En la etapa de baja velocidad se variará el ángulo de hélice en 25, 30 y 35°, además se variará el número de dientes manteniendo la relación de transmisión de 4.

- En la etapa de alta velocidad se varía el módulo en 14 y 16, el ángulo de hélice en 25, 30 y 35°, y el número de dientes manteniendo la relación de transmisión en 4,2.
- La etapa planetaria no es objeto de estudio.

3.3. Etapa de baja velocidad.

Inicialmente se realiza el cálculo de la variante 0, por el Programa KISSsoft y se compara con los resultados reportados en la literatura (Firth A and H Long, 2010) que utilizan otros programas, se pudo comprobar que los resultados no difieren de los reportados.

En la Tabla 3.2 se muestran los datos iniciales para el cálculo de las diferentes variantes objeto de estudio.

Tabla 3.2. Datos iniciales para la etapa de baja velocidad.

Variante	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ángulo de presión normal (°)	Ancho del diente (mm)	Potencia (kW)	Velocidad entrada (rpm)	z1	Velocidad salida (rpm)	z2
Variante 0	16	10	20	500	2000	96	108	384	27
Variante 1	16	25	20	500	2000	96	96	384	24
Variante 2	16	25	20	500	2000	96	92	384	23
Variante 3	16	25	20	500	2000	96	88	384	22
Variante 4	16	25	20	500	2000	96	84	384	21
Variante 5	16	25	20	500	2000	96	80	384	20
Variante 6	16	30	20	500	2000	96	92	384	23
Variante 7	16	30	20	500	2000	96	88	384	22
Variante 8	16	30	20	500	2000	96	84	384	21
Variante 9	16	30	20	500	2000	96	80	384	20
Variante 10	16	30	20	500	2000	96	76	384	19
Variante 11	16	35	20	500	2000	96	88	384	22
Variante 12	16	35	20	500	2000	96	84	384	21
Variante 13	16	35	20	500	2000	96	80	384	20
Variante 14	16	35	20	500	2000	96	76	384	19

En la Tabla 3.3 se muestran los resultados de la etapa de baja velocidad, calculados con el Programa KISSsoft. La distancia entre centros en todas las variantes en estudio son menores que la distancia entre centros de la variante 0, así como los diámetros de las ruedas 1 y 2. Se debe destacar que los factores de seguridad en todos los casos no excedieron en un 20% de la variante 0, requisito indispensable para garantizar la resistencia mecánica del par de engranes.

Tabla 3.3. Resultados de los cálculos para la etapa de baja velocidad.

Variante	Distancia entre centros (mm)	Rueda 1			Rueda 2		
		Diámetro (mm)	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco	Diámetro (mm)	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco
Variante 0	1096,66	1786,65	3,2942	1,7995	470,66	2,9449	1,7431
Variante 1	1059,24	1726,79	3,4729	1,8046	455,70	3,1523	1,7480
Variante 2	1015,11	1656,17	3,3104	1,7259	438,04	2,9935	1,6717
Variante 3	970,97	1585,56	3,1619	1,6471	420,39	2,8345	1,5954
Variante 4	926,84	1514,94	2,9984	1,5682	402,74	2,6756	1,5190
Variante 5	882,70	1444,32	2,8348	1,4893	385,08	2,5166	1,4425
Variante 6	1062,32	1731,72	3,2501	1,7748	456,93	2,9752	1,7191
Variante 7	1016,14	1657,82	3,0937	1,6945	438,46	2,8222	1,6413
Variante 8	969,95	1583,92	2,9503	1,6142	419,98	2,6691	1,5635
Variante 9	923,76	1510,02	2,7930	1,5338	401,50	2,5158	1,4856
Variante 10	877,57	1436,12	2,6355	1,4533	383,03	2,3624	1,4077
Variante 11	1074,28	1750,85	3,2306	1,8208	461,71	2,9853	1,7637
Variante 12	1025,45	1672,72	3,0669	1,7343	442,18	2,8253	1,6799
Variante 13	976,62	1594,59	2,9158	1,6477	422,65	2,6652	1,5960
Variante 14	927,79	1516,46	2,7512	1,5611	403,12	2,5050	1,5121

La Figura 3.4 muestra el porciento de reducción de la distancia entre centros para las diferentes variantes. Las variantes que mejor comportamiento presentaron fueron la 5 y la 10. Se observa como el coeficiente de seguridad tiene muy poca variación.

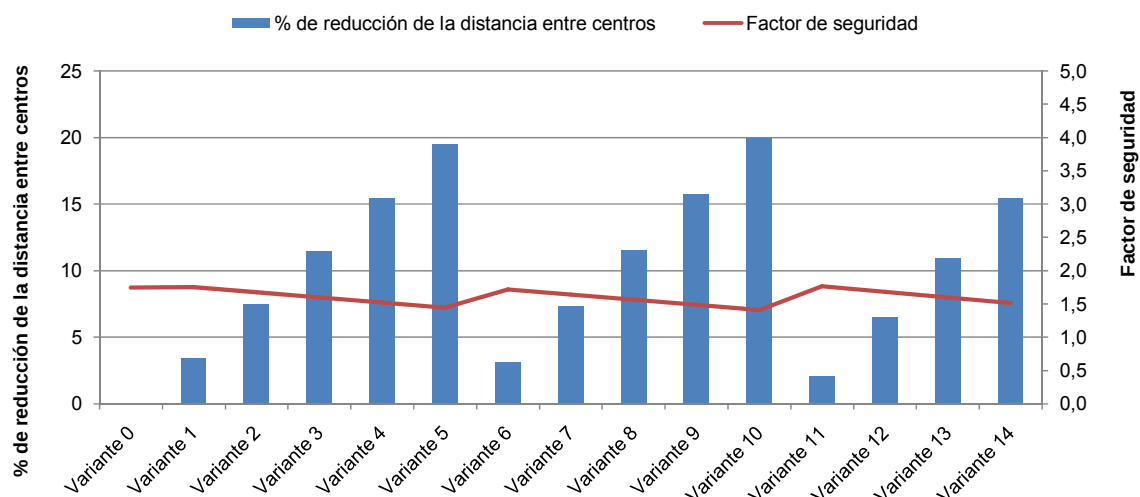


Figura 3.4. Porciento de reducción de la distancia entre centros y factor de seguridad vs. Variante.

En la Figura 3.5 y 3.6 se muestran los porcientos de reducción de los diámetros de la rueda 1 y la rueda 2, cuyos resultados nos indican al igual que la distancia entre centros que las mejores variantes son la 5 y la 10.

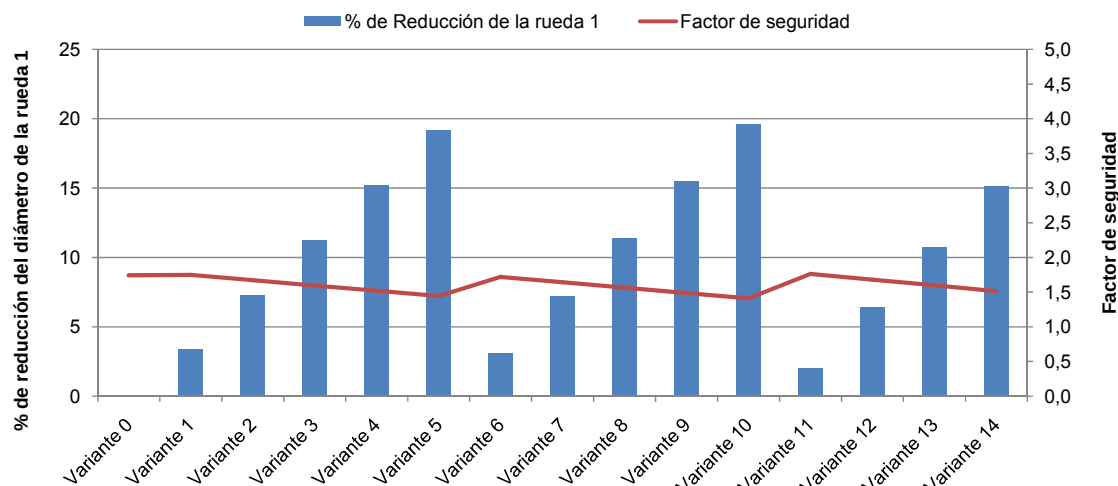


Figura 3.5. Porciento de reducción del diámetro de la rueda 1 y factor de seguridad vs. Variante.

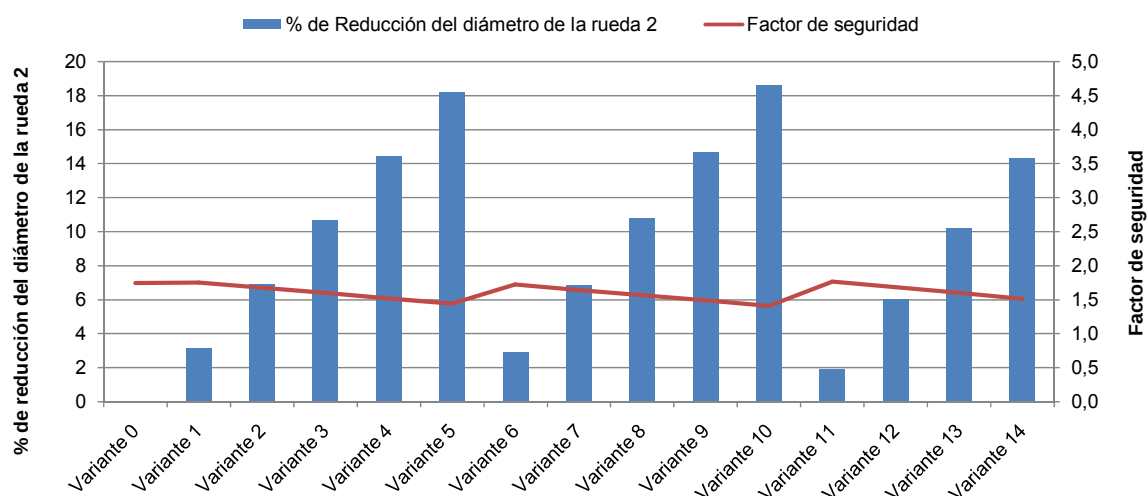


Figura 3.6. Porciento de reducción del diámetro de la rueda 2 y factor de seguridad vs. Variante.

3.4. Etapa de alta velocidad.

Inicialmente se realiza el cálculo de la variante 0 por el Programa KISSsoft y los resultados se comparan con los resultados reportados en la literatura (Firth A and H Long, 2010). que utilizan otros programas, se pudo comprobar que los resultados no difieren de los reportados.

En la Tabla 3.4 se muestran los datos iniciales para el cálculo de las diferentes variantes objeto de estudio.

Tabla 3.4. Datos iniciales para la etapa de alta velocidad.

Variante	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ángulo de presión normal (°)	Ancho del diente (mm)	Potencia (kW)	Velocidad entrada (rpm)	z1	Velocidad salida (rpm)	z2
Variante 0	12	20	20	220	2000	384	105	1612	25
Variante 1	14	25	20	220	2000	384	84	1612	20
Variante 2	16	30	20	220	2000	384	63	1612	15
Variante 3	16	35	20	220	2000	384	63	1612	15

En la Tabla 3.5 se muestran los resultados de la etapa de alta velocidad, calculados con el Programa KISSsoft. La distancia entre centros en todas las variantes en estudio es menor que la distancia entre centros de la variante 0, esta disminuye cuando el ángulo de hélice aumenta de 25 a 30° y aumenta ligeramente cuando utilizamos 35°. Esa misma tendencia se observa para el caso de los diámetros de las ruedas 1 y 2. Se debe destacar que los factores de seguridad en todos los casos no excedieron en un 20% de la variante 0, requisito indispensable para garantizar la resistencia mecánica del par de engrane.

Tabla 3.5. Resultados de los cálculos realizados para la etapa de alta velocidad.

Variante	Distancia entre centros (mm)	Rueda 1			Rueda 2		
		Diámetro (mm)	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco	Diámetro (mm)	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco
Variante 0	830,06	1364,86	3,9781	1,8922	343,25	3,5643	1,8308
Variante 1	803,26	1325,57	4,2814	1,8037	336,95	3,7926	1,7452
Variante 2	720,53	1195,94	4,1432	1,6003	309,13	3,6170	1,5484
Variante 3	761,76	1262,54	4,1437	1,6817	324,99	3,6829	1,6271

En la Figura 3.7 se muestra el porcentaje de reducción de la distancia entre centros para las diferentes variantes, se debe destacar que para la variante 2 se obtuvo el mejor porcentaje de reducción, siendo un poco más pequeños los factores de seguridad, estando siempre estos en el rango establecido del 20% de la variante 0.

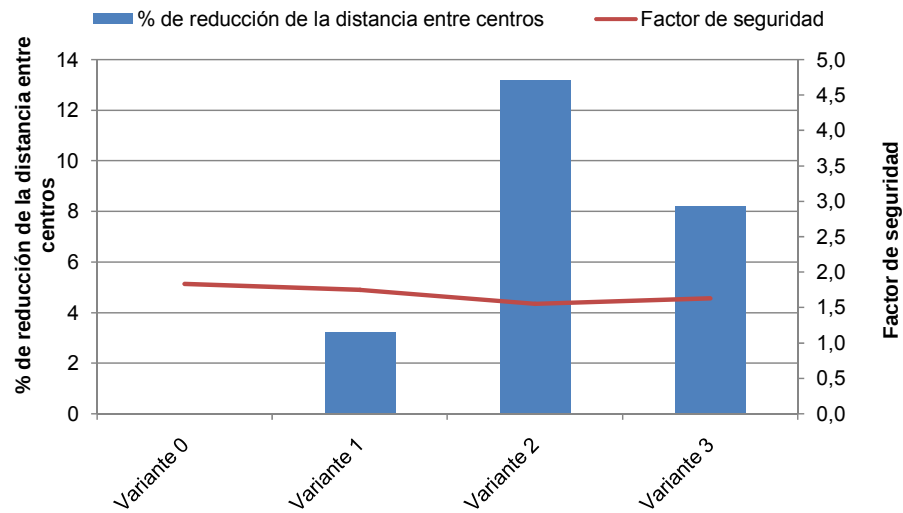


Figura 3.7. Porcentaje de reducción de la distancia entre centros y factor de seguridad vs. Variante.

En la Figura 3.8 y 3.9 se muestran el porcentaje de reducción de los diámetros de la rueda 1 y la rueda 2, cuyos resultados nos indican que al igual que la distancia entre centros, la mejor variante fue la 2.

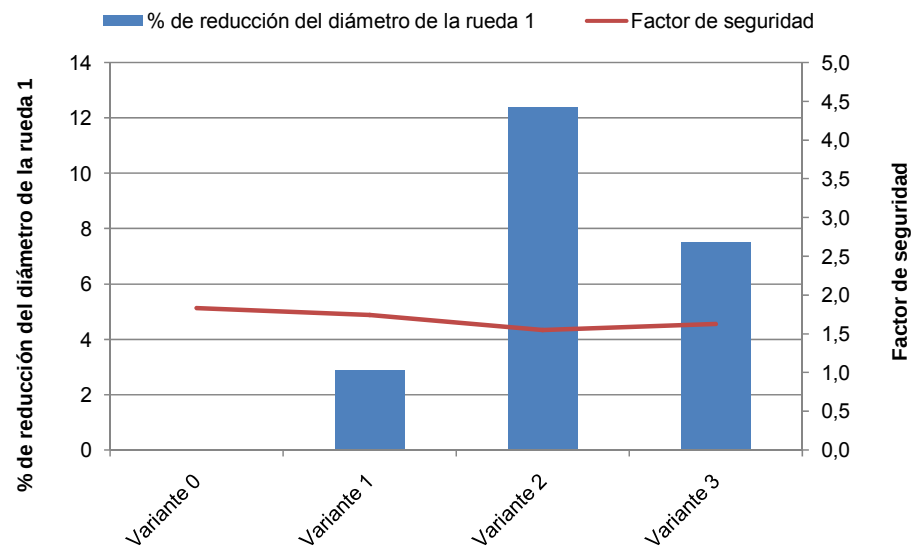


Figura 3.8. Porcentaje de reducción del diámetro de la rueda 1 y factor de seguridad vs. Variante.

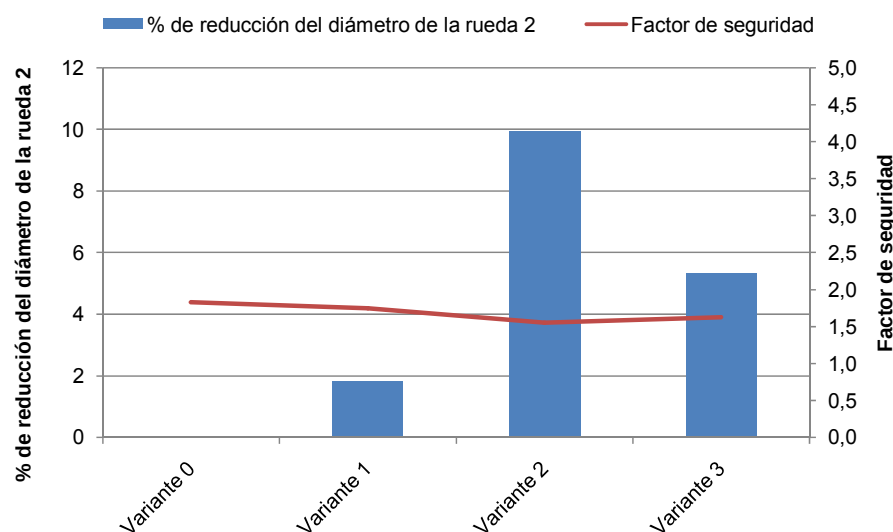


Figura 3.9. Porcentaje de reducción del diámetro de la rueda 2 y factor de seguridad vs. Variante.

3.5. Discusión de todas las variantes resultantes de la combinación de todos los resultados de la etapa de baja velocidad y la etapa de alta velocidad.

En este epígrafe se analizaron las diferentes combinaciones de etapas de baja velocidad y de alta velocidad que conforman cada una de las variantes en estudio. En la Tabla 3.6 se muestran las 42 variantes conformadas con los resultados de cada una expuestos en los epígrafes anteriores. Además se presenta el volumen total, calculado a partir de los volúmenes de cada uno de los pares de engranes que conforman la variante conformada, este dato es de suma importancia ya que nos dice que variante tiene menor volumen con respecto a la variante 0, y esto nos da la medida de ahorro de material y su correspondiente ahorro en peso, ganando en economía y facilidad de montaje y transportación.

Como se observa en la Tabla 3.6 las mejores combinaciones se obtienen para ángulos de hélice entre 25 y 30°, garantizando con esto una mayor línea de contacto y por lo tanto mayor capacidad de transmitir cargas más elevadas, por otro lado se observa además que estos resultados se obtienen para módulos más grandes, garantizando así una mayor resistencia del diente con los consiguientes factores de seguridad dentro del rango permitido.

Tabla 3.6. Resultados de la combinación de las diferentes variantes.

Variante	Etapa de baja velocidad						Etapa de alta velocidad						Volumen Total (m³)	Peso (t)
	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Distancia entre centros (mm)	Rueda1 D (mm)	Rueda2 D (mm)	Ancho del diente (mm)	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Distancia entre centros (mm)	Rueda1 D (mm)	Rueda2 D (mm)	Ancho del diente (mm)		
Variante 10-2	16	30	877,57	1436,12	383,03	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,13	8,4
Variante 5-2	16	25	882,70	1444,32	385,08	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,14	8,4
Variante 10-3	16	30	877,57	1436,12	383,03	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,16	8,6
Variante 5-3	16	25	882,70	1444,32	385,08	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,17	8,7
Variante 10-1	16	30	877,57	1436,12	383,03	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,19	8,8
Variante 5-1	16	25	882,70	1444,32	385,08	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,20	8,9
Variante 9-2	16	30	923,76	1510,02	401,50	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,22	9,0
Variante 4-2	16	25	926,84	1514,94	402,74	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,23	9,1
Variante 14-2	16	35	927,79	1516,46	403,12	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,23	9,1
Variante 9-3	16	30	923,76	1510,02	401,50	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,25	9,3
Variante 4-3	16	25	926,84	1514,94	402,74	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,26	9,3
Variante 14-3	16	35	927,79	1516,46	403,12	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,26	9,3
Variante 9-1	16	30	923,76	1510,02	401,50	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,28	9,5
Variante 4-1	16	25	926,84	1514,94	402,74	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,29	9,5
Variante 14-1	16	35	927,79	1516,46	403,12	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,29	9,5
Variante 8-2	16	30	969,95	1583,92	419,98	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,32	9,8
Variante 3-2	16	25	970,97	1585,56	420,39	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,32	9,8
Variante 13-2	16	35	976,62	1594,59	422,65	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,33	9,9
Variante 8-3	16	30	969,95	1583,92	419,98	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,35	10,0
Variante 3-3	16	25	970,97	1585,56	420,39	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,35	10,0
Variante 13-3	16	35	976,62	1594,59	422,65	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,36	10,1
Variante 8-1	16	30	969,95	1583,92	419,98	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,38	10,2

Tabla 3.6. (Cont.)

Variante	Etapa de baja velocidad						Etapa de alta velocidad						Volumen Total (m³)	Peso (t)
	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Distancia entre centros (mm)	Rueda1 D (mm)	Rueda2 D (mm)	Ancho del diente (mm)	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Distancia entre centros (mm)	Rueda1 D (mm)	Rueda2 D (mm)	Ancho del diente (mm)		
Variante 3-1	16	25	970,97	1585,56	420,39	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,38	10,2
Variante 13-1	16	35	976,62	1594,59	422,65	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,39	10,3
Variante 2-2	16	25	1015,11	1656,17	438,04	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,42	10,5
Variante 7-2	16	30	1016,14	1657,82	438,46	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,42	10,5
Variante 12-2	16	35	1025,45	1672,72	442,18	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,44	10,7
Variante 2-3	16	25	1015,11	1656,17	438,04	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,45	10,7
Variante 7-3	16	30	1016,14	1657,82	438,46	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,45	10,7
Variante 12-3	16	35	1025,45	1672,72	442,18	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,47	10,9
Variante 2-1	16	25	1015,11	1656,17	438,04	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,48	10,9
Variante 7-1	16	30	1016,14	1657,82	438,46	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,48	10,9
Variante 12-1	16	35	1025,45	1672,72	442,18	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,50	11,1
Variante 1-2	16	25	1059,24	1726,79	455,70	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,52	11,2
Variante 6-2	16	30	1062,32	1731,72	456,93	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,52	11,3
Variante 1-3	16	25	1059,24	1726,79	455,70	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,55	11,4
Variante 11-2	16	35	1074,28	1750,85	461,71	500	16	30	720,53	1195,94	309,13	220	1,55	11,5
Variante 6-3	16	30	1062,32	1731,72	456,93	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,55	11,5
Variante 1-1	16	25	1059,24	1726,79	455,70	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,58	11,7
Variante 11-3	16	35	1074,28	1750,85	461,71	500	16	35	761,76	1262,54	324,99	220	1,58	11,7
Variante 6-1	16	30	1062,32	1731,72	456,93	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,58	11,7
Variante 11-1	16	35	1074,28	1750,85	461,71	500	14	25	803,26	1325,57	336,95	220	1,61	11,9
Variante 0	16	10	1096,66	1786,65	470,66	500	12	20	830,06	1364,86	343,25	220	1,68	12,5

En la Figura 3.10 se muestra el porcentaje de reducción del volumen con respecto a la variante 0, objeto de comparación, la mejor combinación es la variante 10-2 con un 32.8% de reducción, este dato es de gran importancia ya que nos dice que podríamos reducir casi la tercera parte del volumen de una multiplicadora tradicional, y puede trabajar con los factores de seguridad dentro de un rango y garantizar la resistencia mecánica.

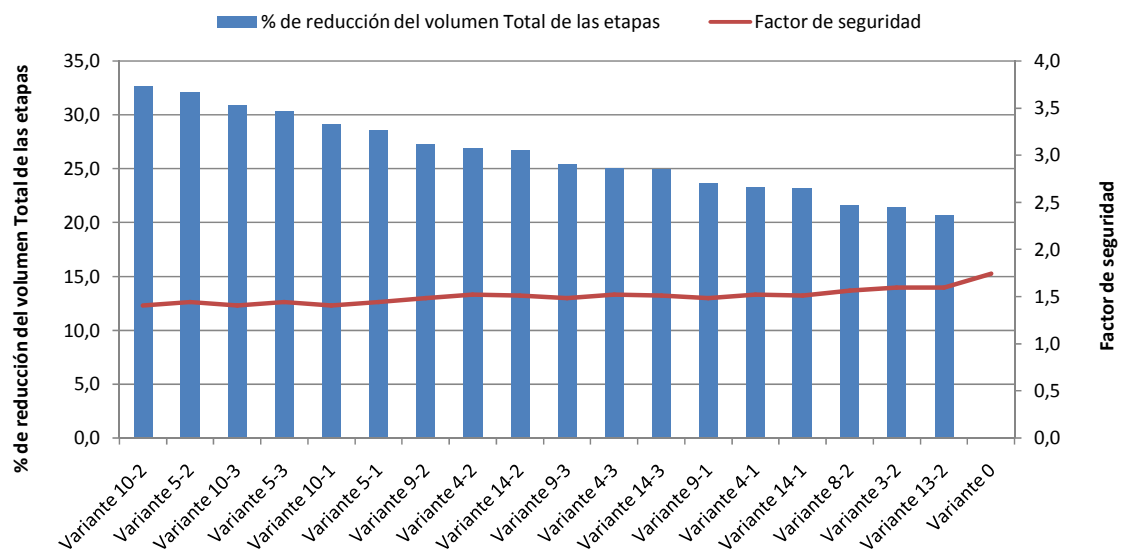


Figura 3.10. Porcentaje de reducción del volumen total.

3.6. Cálculo del volumen del espacio que ocupan las etapas 2 y 3.

En este epígrafe se procede a calcular el volumen aproximado que podrían ocupar las etapas de baja y alta velocidad y de esta forma hacer una comparación con el volumen ocupado por la misma en una multiplicadora tradicional.

Para la misma utilizaremos la siguiente metodología teniendo como datos la geometría calculada de los engranes y los parámetros los cuales se muestran en la Figura 3.11.

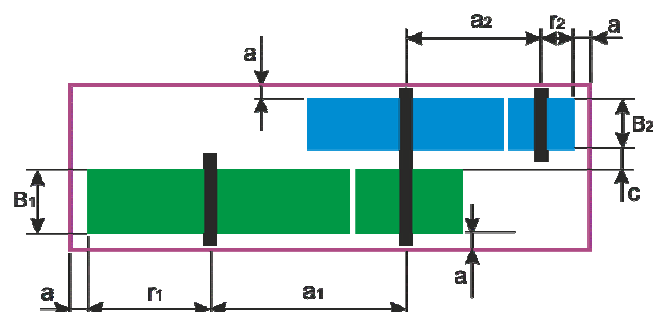


Figura 3.11. Esquema de la caja de engranes.

Para ello utilizamos las siguientes expresiones para el cálculo de a y c.

$$a = \sqrt[3]{L}$$

donde:

$$L = r_1 + a_1 + a_2 + r_2 \quad (\text{mm})$$

$$C = (1 - 2) m$$

donde:

$$m - \text{módulo} \quad (\text{mm})$$

La Tabla 3.7 muestra el volumen aproximado del espacio que deben ocupar las etapas de baja y alta velocidad en la transmisión multiplicadora. En la misma observamos como sigue siendo la variante 10-2 la que menor volumen ocupa, por lo tanto es la que mayor cantidad de material puede ahorrar en comparación con la variante 0.

Tabla 3.7. Resultados del cálculo del volumen aproximado del espacio que ocupan las etapas 1 y 2.

Variante	Diámetro rueda1 (mm)	a	c	Largo (m)	Ancho (m)	Volumen (m ³)
Variante 10-2	1436,12	16,52	32	2,50	0,79	1,72
Variante 5-2	1444,32	16,54	32	2,51	0,79	1,74
Variante 10-3	1436,12	16,61	32	2,55	0,79	1,76
Variante 5-3	1444,32	16,62	32	2,56	0,79	1,78
Variante 10-1	1436,12	16,69	32	2,60	0,79	1,79
Variante 5-1	1444,32	16,71	32	2,61	0,79	1,81
Variante 9-2	1510,02	16,67	32	2,59	0,79	1,88
Variante 4-2	1514,94	16,68	32	2,59	0,79	1,89
Variante 14-2	1516,46	16,68	32	2,59	0,79	1,89
Variante 9-3	1510,02	16,76	32	2,64	0,79	1,91
Variante 4-3	1514,94	16,77	32	2,64	0,79	1,92
Variante 14-3	1516,46	16,77	32	2,64	0,79	1,93
Variante 9-1	1510,02	16,84	32	2,68	0,79	1,95
Variante 4-1	1514,94	16,85	32	2,69	0,79	1,96
Variante 14-1	1516,46	16,85	32	2,69	0,79	1,96
Variante 8-2	1583,92	16,82	32	2,67	0,79	2,04
Variante 3-2	1585,56	16,82	32	2,67	0,79	2,04
Variante 13-2	1594,59	16,84	32	2,68	0,79	2,06
Variante 0	1786,65	16,52	32	3,03	0,79	2,61

En la Figura 3.12 se muestra el porcentaje de reducción del volumen del espacio que ocupa las etapas de baja y alta velocidad. Se observa como con la variante 10-2 el volumen ocupado es un 33,9% menor que para la variante 0 tomada como referencia.

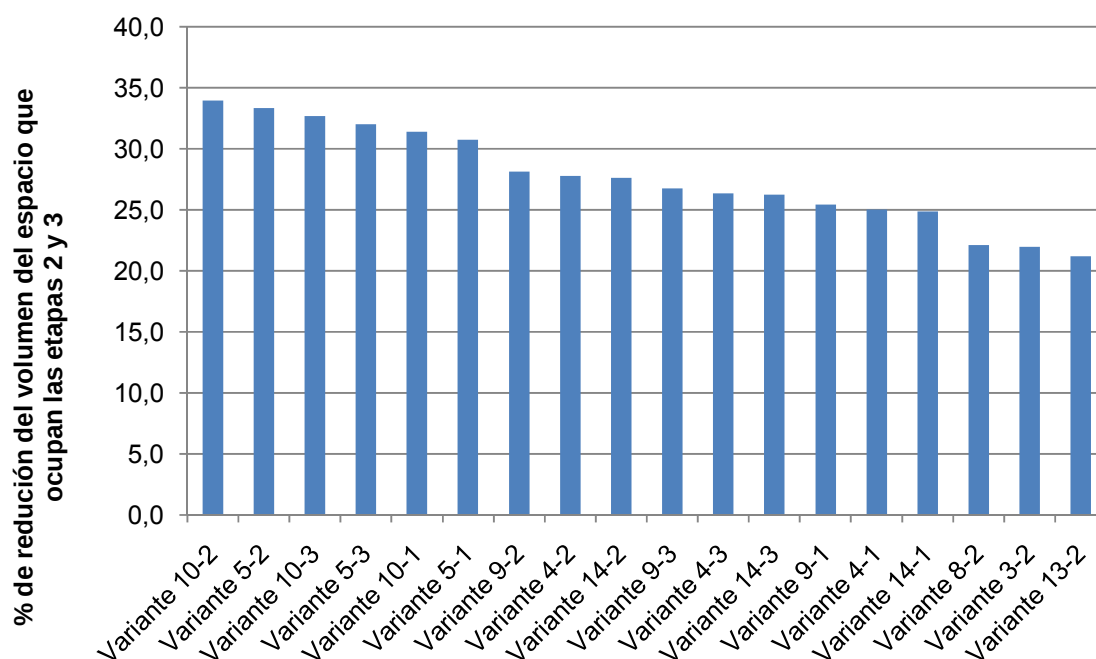


Figura 3.12. Porcentaje de reducción del volumen del espacio que ocupa las etapas de baja y alta velocidad con respecto a la variante 0.

3.7. Comparación de las variantes de mejor comportamiento.

Para la comparación de las mejores variantes se confeccionó la Tabla 3.8 en la cual se tuvo en cuenta la distancia entre centros para las etapas de baja y alta velocidad, así como la reducción del volumen calculado a partir de la combinación de las dos etapas que conforman las variantes y los factores de seguridad de las ruedas 1 y 2 tanto para la etapa de baja como de alta velocidad.

Tabla 3.8. Mejores variantes resultantes de las diferentes combinaciones.

Variante	Etapa de baja velocidad					Etapa de alta velocidad					% Reducción del volumen
	Distancia entre centros (mm)	Rueda 1		Rueda 2		Distancia entre centros (mm)	Rueda 1		Rueda 2		
		Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco		Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco	Seguridad del pie del diente	Seguridad del flanco	
Variante 10-2	877,57	2,6355	1,4533	2,3624	1,4077	720,53	4,1432	1,6003	3,6170	1,5484	32,7
Variante 5-2	882,70	2,8348	1,4893	2,5166	1,4425	720,53	4,1432	1,6003	3,6170	1,5484	32,1
Variante 10-3	877,57	2,6355	1,4533	2,3624	1,4077	761,76	4,1437	1,6817	3,6829	1,6271	30,9
Variante 5-3	882,70	2,8348	1,4893	2,5166	1,4425	761,76	4,1437	1,6817	3,6829	1,6271	30,3
Variante 10-1	877,57	2,6355	1,4533	2,3624	1,4077	803,26	4,2814	1,8037	3,7926	1,7452	29,1
Variante 5-1	882,70	2,8348	1,4893	2,5166	1,4425	803,26	4,2814	1,8037	3,7926	1,7452	28,5
Variante 9-2	923,76	2,7930	1,5338	2,5158	1,4856	720,53	4,1432	1,6003	3,6170	1,5484	27,2
Variante 4-2	926,84	2,9984	1,5682	2,6756	1,5190	720,53	4,1432	1,6003	3,6170	1,5484	26,9
Variante 14-2	927,79	2,7512	1,5611	2,5050	1,5121	720,53	4,1432	1,6003	3,6170	1,5484	26,8
Variante 9-3	923,76	2,7930	1,5338	2,5158	1,4856	761,76	4,1437	1,6817	3,6829	1,6271	25,5
Variante 4-3	926,84	2,9984	1,5682	2,6756	1,5190	761,76	4,1437	1,6817	3,6829	1,6271	25,1
Variante 14-3	927,79	2,7512	1,5611	2,5050	1,5121	761,76	4,1437	1,6817	3,6829	1,6271	25,0
Variante 9-1	923,76	2,7930	1,5338	2,5158	1,4856	803,26	4,2814	1,8037	3,7926	1,7452	23,7
Variante 4-1	926,84	2,9984	1,5682	2,6756	1,5190	803,26	4,2814	1,8037	3,7926	1,7452	23,3
Variante 14-1	927,79	2,7512	1,5611	2,5050	1,5121	803,26	4,2814	1,8037	3,7926	1,7452	23,2
Variante 8-2	969,95	2,9503	1,6142	2,6691	1,5635	720,53	4,1432	1,6003	3,6170	1,5484	21,5
Variante 3-2	970,97	3,1619	1,6471	2,8345	1,5954	720,53	4,1432	1,6003	3,6170	1,5484	21,4
Variante 13-2	976,62	2,9158	1,6477	2,6652	1,5960	720,53	4,1432	1,6003	3,6170	1,5484	20,7

3.8. Conclusiones del capítulo.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos podemos concluir lo siguiente:

1. Se calculó la variante 0 (Multiplicadora tradicional) con el Programa KISSsoft, y se demostró que los resultados no difieren de los resultados calculados por otros programas referidos en la literatura para la misma variante.
2. Se sustituyeron los engranajes de dientes helicoidales por dientes bi-helicoidales en las etapas de baja y alta velocidad, y se confeccionaron todas las variantes de cálculo para introducirlas en el programa.
3. En ambas etapas se variaron los ángulos de hélice entre 25° - 35° , así como el módulo se mantuvo en valores de 14 a 16.
4. La distancia entre centros en todas las variantes en estudio, en la etapa de baja y alta velocidad, son menores que la distancia entre centros de la variante 0, así como los diámetros de las ruedas 1 y 2,
5. Los coeficientes de seguridad se mantuvieron en el rango del 20% con respecto a la variante 0.
6. El volumen total de los engranes de baja y alta velocidad se redujo en más del 30% en la variante 10-2.

CONCLUSIONES GENERALES

A partir del estudio realizado en las etapas de baja y alta velocidad, donde se sustituyeron los engranajes helicoidales por engranajes bi-helicoidales llegamos a las siguientes conclusiones generales:

1. Con la utilización del Programa KISSsoft se realizaron los cálculos de las etapas de baja y alta velocidad, se demostró la facilidad de uso de este software para el cálculo de multiplicadoras de aerogeneradores, ya que caracteriza muy bien este tipo de mecanismos, y la gran cantidad de variantes que puede resolver en un corto período de tiempo, que con otras metodologías sería imposible de realizar.
2. La sustitución de engranajes helicoidales por engranajes bi-helicoidales se debió fundamentalmente para minimizar las grandes cargas axiales que se generan en multiplicadoras de los aerogeneradores y que son causantes de la mayoría de los fallos en los rodamientos y en los dientes de los engranajes, así con la utilización de este tipo de engranajes aumentamos la línea de contacto de los mismos, aumentando así la capacidad de transmisión de carga.
3. En el caso de la etapa de baja velocidad se confeccionaron 14 variantes de cálculo, donde se mantuvo el módulo en 16 y se variaron el ángulo de hélice entre 25 y 35, y los números de dientes siempre manteniendo la misma relación de transmisión de 4, en todos los casos, disminuyó la distancia entre centros y los consiguientes diámetros de las rueda 1 y 2, garantizándose en todos los casos la resistencia mecánica, manteniéndose los factores de seguridad en el pie del diente y del flanco, menores de un 20% de variación con respecto a los factores de seguridad de la variante 0.
4. En el caso de la etapa de alta velocidad se confeccionaron 3 variantes de cálculo, donde el módulo se varió de 14 a 16 y los ángulo de hélice entre 25 y 35, así como los números de dientes siempre manteniendo la misma relación de transmisión de 4.2, en todos los casos, disminuyó la distancia entre centros y los consiguientes diámetros de las rueda 1 y 2, garantizándose en todos los casos la resistencia mecánica, manteniéndose los factores de seguridad en el pie del diente y del flanco menores de un 20% de variación con respecto a los factores de seguridad de la variante 0.
5. La combinación de las variantes de cálculo propuestas para la etapa de baja velocidad con las de alta velocidad, dio como resultado 42 variantes conformadas, se demostró que las mejores variantes fueron para ángulos de hélice de 25 a 30° y para módulo 16, además hubo una reducción del volumen total, que incluye las dos etapas estudiadas del 32.7% para la variante 10-2,

parámetro este de gran importancia, ya que nos dice que podríamos reducir casi la tercera parte del volumen de una multiplicadora tradicional, y mantener los rangos de seguridad para garantizar la resistencia mecánica.

6. Se calculó el espacio que ocupan las etapas de baja y alta velocidad en la multiplicadora y se demostró que con las variantes estudiadas el volumen en las misma se puede reducir en un 33.9% en la mejor variante, con referencia a la variante 0. Este dato tiene suma importancia ya que en la medida que se puede reducir el volumen, el peso también se debe reducir de forma proporcional y eso conllevaría a un ahorro de materiales considerable, así como ayudaría grandemente a la transportación y el montaje de los aerogeneradores.

RECOMENDACIONES

Después de haber concluido el presente trabajo debemos hacer las siguientes recomendaciones:

1. Realizar diseños multicriterial utilizando herramientas de optimización como es MATLAB.
2. Utilizar diferentes normas de cálculo y su comparación entre ellas, sobre todo ver como varían los coeficientes de seguridad.
3. Variar otros parámetros como son las relaciones de transmisión, las cuales en el presente trabajo se tomaron similares a las que se refieren en la literatura.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ackerman, T. (2005). *Wind Power in Power Systems*. Hoboken, NJ: John Wiley.
- ANSI/AGMA (1980). AGMA Standard 110.04. Nomenclature of Tooth Failure Modes (reaffirmed 1989).
- American Gear Manufacturers Association (2001). *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*. ANSI/AGMA 2001-D04.
- American Gear Manufacturers Association (2003). *Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines*. AGMA 6006 Standard.
- BSI (2006). *Calculation of load capacity of spur and helical gears*. BS ISO 6336-(1:6).
- Bozzolo, A. (2009). *Wind Turbine Gear Drive-Trains Based on New Materials and*
- Drago, R. J. (1988). *Fundamentals of Gear Design*. Boston, MA: Butterworths.
- E.ON UK (2005). *Capital Grant Scheme for Offshore Wind Annual Report*. Retrieve in: <http://www.berr.gov.uk/files/file34791.pdf>.
- Estrategia Española de Cambio Climático y Energía Limpia (2007). *Horizonte 2007-2012-2020*. Gobierno de España. Ministerio de Medio Ambiente.
- EWEA. Wind Energy Statistics (2009). Retrieve in: http://www.ewea.org/fileadmin/ewea_documents/documents/publications/factsheets/EWEA_FS_Statistics_FINAL_Ir.pdf.
- Firth A and H Long. (2010). A Design software tool for conceptual design of wind turbine gearboxes. Conference. EWEC(Europe's premier wind energy event). Warsaw:School of Engineering and Computing Sciences, England: Durham University.
- Gasch, R and J, Tvele (2002). *Wind Power Plants Fundamentals: Design, Construction and Operation*. Berlin: Solarpraxis AG.
- Gold, P. W, et.al. (2004). *Simulation of the Three-Dimensional Vibration Behavior of a Wind Energy Plant. SIMPACK User Meeting*. Retrieve from: http://www.simpack.com/downloads/pdf/um04_rwth_moeller.pdf (accessed Sept. 18, 2008).
- Hau, E. (2006). *Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Applications, Economics*. Second Edition. Springer, Germany, 783 p.

- H. Link, et.al. (2011). *Gearbox Reliability Collaborative Project Report: Findings from Phase 1 and Phase 2 Testing*. No. DE-AC36-08GO28308 . NREL/TP-5000-51885. Efficiency & Renewable Energy, operated by the Alliance for Sustainable Energy, LL.
- IEC (2005). *Wind Turbines - Part 4: Design and Specification of Gearboxes*, first edition, IEC 61400-4 (ISO 81400-4: 2005 (E)).
- ISO 81400-4: 2005. *Wind turbines – Part 4: Design and specifications of gearboxes*.
- McNiff, B. W. (1990). *Variations in Gear Fatigue Life for Different Wind Turbine Braking Strategies*. Golden, CO: Solar Energy Research Institute.
- Manwell, J. F; Mc Gowan, J. G and A. L, Rogers. (2002). *Wind Energy Explained: Theory, Design and Application*. Chichester, NY: Wiley.
- Musial, W, (2007). *Improving Wind Turbine Gearbox Reliability*. The 2007 EWEC Conference, Italy.
- Norton, R. L. (2006). *Machine Design: An Integrated Approach*, 3rd edition. Upper Saddle River. NJ: Pearson Prentice Hall.
- Poore, R and T.Lettenmaier. (2002). *Alternative Design Study Report: WindPAC. Kirkland Washington: Advanced Wind Turbine Drivetrain Design Study Global Energy Concepts*. LLC.
- Ragheb, M (2009). *Safety of Wind Systems*. University of Illinois at Urbana-Champaign. Retrieve in: <https://netfiles.uiuc.edu/mragheb/>.
- Sheng, Sh; McDade, M; Errichello. (2011). *R Wind Turbine Gearbox Failure Modes – A.ASME/STLE 2011 International*. Joint Tribology Conference October 24-26, 2011. Los Angeles. California.
- Spinato, F, (2009). *Reliability of wind turbine subassemblies*. *IET Renewable Power Generation*; Vol. 3, Issue 4, pp1-15.
- Trifunović, J, et.al. (2007). *Surface finishing of wind turbine gears by pulsed plasma processes*. European Wind Energy Conference & Exhibition.Milan. Italy.
- Tavner, PJ (2007) *Reliability Analysis for Wind Turbines*. *Wind Energy*; 12 Vol. 2007, no. 10.
- Wilcoxon Research. (2008) *Bearing Failures: Causes and Cures*. Retrieve in: <http://www.wilcoxon.com/knowdesk/bearing.pdf> (accessed Sept. 18)

ANEXOS

Anexo 1: Hoja de cálculo de la variante 0 de la etapa de baja velocidad.

Variante	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ángulo de presión normal (°)	Ancho del diente (mm)	Potencia (kW)	Velocidad entrada (rpm)	z1	Velocidad salida (rpm)	z2
Variante 0	16	10	20	500	2000	96	108	384	27

KISSsoft - Engranaje cilíndrico [Z012] - sin denominación

Archivo Proyecto Vista Cálculo Protocolo Gráfico Extras Ayuda

KISSSOFT Release 03-2011

Módulos

- Engranajes
 - Ruedas cilíndricas rectas
 - Rueda individual [Z011]
 - Engranaje cilíndrico [Z012]**
 - Piñón-cremallera [Z013]
 - Engranaje planetario [Z014]
 - Tres ruedas [Z015]
 - Cuatro ruedas [Z016]
 - Ruedas cónicas e hipoides [Z070]
 - Ruedas frontales [Z060]
 - Tornillo sin fin con rueda helicoidal Gl...
 - Ruedas de dentado helicoidal y torn...
 - Ruedas no circulares [Z040]
 - Árboles y cojinetes
 - Cálculo de árboles [W010]
 - Rodamientos [W050]
 - ISO 16281 [W051]
 - Cojinetes de deslizamiento
 - Cojinetes de deslizamiento radi...
 - Cojinetes de deslizamiento axial...
 - Uniones
 - Módulos
 - Proyectos

Datos básicos Perfil de referencia Tolerancias

Geometría

Módulo normal m_n 16.0000 mm

Ángulo de presión normal α_n 20.0000 °

Rueda 1 Dentado doble helicoidal izquierda-derecha

Ángulo de hélice... círculo primitivo β 10.0000 °

Distancia entre centros a 1096.6607 mm

Número de dientes z Rueda 1: 108 Rueda 2: 27

Ancho del diente b 500.0000 500.0000 mm

Coefficiente de...ción de perfil x^* 0.0000 0.0000

Calidad (AGMA 2015) Q 6 6

Resistencia

Método de cálculo AGMA 2001-D04 Rueda d...erencia Rueda 1

Duración de vida exigida H 20000.0000 h

Factor de aplicación de carga K_A 1.2500

Factor de anchura $K_{H\beta}$ 1.5398

Potencia P 2000.0000 kW

Momento torsor T 198943.6789 Nm

Velocidad n 96.0000 1/min

Materiales y lubricación

Rueda 1 C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind., ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Rueda 2 C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind., ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Lubricación Aceite: ISO-VG 220 Lubricación por barboteo de aceite

Resultados

Resultados

Recubrimientos (perfil/salto/total) 1.7062/0.8637/2.5698

Rueda 1 Rueda 2

Circunferencia exterior efectiva d_{ae} 1786.657 470.664 mm

Seguridad del pie del diente 3.6039 3.2098

Seguridad del flanco 1.8197 1.7626

Geometría 2D

Engrane

COHERENTE

Anexo 2: Hoja de reporte de la variante 0 de la etapa de baja velocidad.

KISSsoft - Release 03-2011

LND-7330757468@CS

Nombre : sin denominación

Modificado por: Administrador

El: 23.06.2012

A las: 08:46:41

CÁLCULO DE UN PAR DE RUEDAS CILÍNDRICAS RECTAS CON DENTADO INCLINADO

No. de plano o de artículo:

Rueda 1: 0.000.0

Rueda 2: 0.000.0

Método de cálculo AGMA 2001-D04

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Transmitted power (kW, hp, ft*lb/s)	[P]	2000.000, 2682.040,	1475120
Velocidad (1/min)	[n]	96.0	384.0
Momento torsor (Nm, ft*lb)	[T]	198943.7, 146733.1	49735.9, 36683.3
Overload factor	[Ko]	1.25	
Duración de vida exigida	[H]	20000.00	
Rueda impulsora (+) / impulsada (-)		+	-
Tipo de engrane: Engrane estándar en cárter cerrado			

1. GEOMETRÍA DEL DIENTE Y MATERIAL

(Cálculo de la geometría según ISO 21771)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Distancia entre centros (in, mm)	[a]	43.1756, 1096.661	
Tolerancia de distancia entre centros		ISO 286 desviación js7	
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	1.58750	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Pd]	1.56338	
Módulo normal (in, mm)	[mn]	0.62992, 16.0000	
Ángulo de presión normal (°)	[alfn]	20.0000	
Ángulo de hélice en el círculo primitivo (°)	[beta]	10.0000	
Número de dientes	[z]	108	27
Dentado doble helicoidal		izquierda/derecha	
derecha/izquierda			
Ancho total de diente (mm)	[b]	500.00	500.00
Ancho de la ranura intermedia (mm)	[bNut]	0.00	
Ancho de diente para el cálculo (mm)	[beH]	250.00	250.00
Calidad del dentado	[Q-AGMA2015]	A6	A6
Diámetro interior (mm)	[di]	0.00	0.00
Diámetro interior de la corona (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Rueda 1: C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templeado/ind.
ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Rueda 2: C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templeado/ind.
ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Endurecimiento superficial		HRC 57	HRC 57
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable bending stress number	[sat]	53665, 370.01	53665, 370.01
Allowable contact stress number	[sac]	176949, 1220.02	176949, 1220.02
Resistencia a la rotura (N/mm ²)	[Rm]	700.00	700.00
Límite elástico (N/mm ²)	[Rp]	490.00	490.00
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	[E]	206842	206842
Número de Poisson	[ny]	0.300	0.300
Valor medio de rugosidad Ra, flanco de diente (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Profundidad media de rugosidad Rz, flanco (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Profundidad media de rugosidad Rz, pie (µm)			

[RZF]	20.00	20.00	
Herramienta o perfil de referencia de la rueda 1 :			
Perfil de referencia 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Perfil A			
Coefficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000	
Coefficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250	
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000	
Coefficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380	
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000	
Coefficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000	
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000	
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000	
	no topping		
Herramienta o perfil de referencia de la rueda 2 :			
Perfil de referencia 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Perfil A			
Coefficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000	
Coefficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250	
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000	
Coefficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380	
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000	
Coefficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000	
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000	
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000	
	no topping		
Resumen del perfil de referencia de las ruedas dentadas:			
Altura del pie del perfil de referencia (módulo)	[hfP*]	1.250	1.250
Radio del pie del perfil de referencia (módulo)	[rofP*]	0.380	0.380
Altura de la cabeza del perfil de referencia (módulo)	[haP*]	1.000	1.000
Altura de protuberancia (módulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Ángulo de protuberancia (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Pandeo, altura del flanco del pie (módulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Pandeo, ángulo del flanco del pie (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Tipo de corrección de perfil:			
ninguna (sólo valor de rodaje)			
Despulla de cabeza (µm)	[Ca]	3.40	3.40
Tipo de lubricación Lubricación por barboteo de aceite			
Tipo de aceite Aceite: ISO-VG 220			
Lubricación de base Base de aceite mineral			
Viscosidad nominal cinemática. Aceite a 40 °C (mm²/s)			
	[nu40]	220.00	
Viscosidad nominal cinemática. Aceite a 100 °C (mm²/s)			
	[nu100]	17.50	
Prueba FZG A/8.3/90 (ISO 14635-1)			
	[FZGtestA]	12	
Densidad específica a 15 °C (kg/dm³)			
	[roOil]	0.895	
Temperatura, aceite (°C)			
	[TS]	70.000	
----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2			
Relación total	[itot]	-0.250	
Relación número de dientes	[u]	4.000	
Módulo transversal (mm)	[mt]	16.247	
Ángulo de presión, círculo primitivo (°)	[alft]	20.284	
Ángulo de presión en funcionamiento (°)	[alfwt]	20.284	
	[alfwt.e/i]	20.291 / 20.276	
Ángulo de engrane de servicio en corte normal (°)	[alfwn]	20.000	
Ángulo de hélice en la circunferencia primitiva de funcionamiento (°)			
	[betaw]	10.000	
Ángulo de base de la hélice (°)	[betab]	9.391	
Distancia entre centros de referencia = 0 (mm)			
	[ad]	1096.661	
Suma de los coeficientes de corrección del perfil			
	[Summexi]	0.0000	
Coefficiente de corrección del perfil	[x]	0.0000	0.0000

Espesor del diente (Arc) (módulo)	[sn*]	1.5708	1.5708
Modificación de la altura de cabeza (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	1754.657	438.664
Diámetro de base (mm)	[db]	1645.848	411.462
Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)	[da]	1786.657	470.664
(mm)	[da.e/i]	1786.657 / 1786.647	470.664 / 470.654
Desviaciones de la circunferencia de cabeza (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Chafilán / Redondeo de cabeza (mm)	[hK]	0.000	0.000
Diámetro circunferencia de la forma de cabeza (mm)	[dFa]	1786.657	470.664
(mm)	[dFa.e/i]	1786.657 / 1786.647	470.664 / 470.654
Diámetro primitivo de funcionamiento (mm)	[dw]	1754.657	438.664
(mm)	[dw.e/i]	1754.741 / 1754.573	438.685 / 438.643
Diámetro de fondo (mm)	[df]	1714.657	398.664
Factor de desplazamiento de perfil de rodamiento	[xE.e/i]	-0.0275 / -0.0386	-0.0112 / -0.0163
Circunferencia de pie generado con xE (mm)	[df.e/i]	1713.778 / 1713.421	398.307 / 398.142
Juego en el fondo teórico (mm)	[c]	4.000	4.000
Juego en el fondo efectivo (mm)	[c.e/i]	4.319 / 4.126	4.676 / 4.387
Diámetro del círculo utilizable del pie (mm)	[dNf]	1729.640	416.585
(mm)	[dNf.e/i]	1729.740 / 1729.547	416.637 / 416.538
Diámetro de la forma del pie (mm)	[dFf]	1724.833	415.780
(mm)	[dFf.e/i]	1724.076 / 1723.769	415.633 / 415.566
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	2.985 / 2.736	0.535 / 0.453
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]	16.000	16.000
(mm)	[ha.e/i]	16.000 / 15.995	16.000 / 15.995
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]	20.000	20.000
(mm)	[hf.e/i]	20.440 / 20.618	20.179 / 20.261
Ángulo di rodadura de dF (°)	[xsi_dFa.e/i]	24.202 / 24.201	31.822 / 31.819
Ángulo de rodadura para dNa (Cabeza) (°)	[xsi_dNa.e/i]	24.202 / 24.201	31.822 / 31.819
Ángulo de rodadura para dNf (Talón) (°)	[xsi_dNf.e/i]	18.525 / 18.504	9.116 / 9.028
Ángulo di rodadura de dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	17.874 / 17.838	8.179 / 8.113
Altura de diente (mm)	[H]	36.000	36.000
Número virtual de dientes	[zn]	112.666	28.166
Espesor normal de diente, cilindro de cabeza (mm)	[san]	12.978	11.713
(mm)	[san.e/i]	12.656 / 12.520	11.579 / 11.510
Entrediente normal, cilindro del pie (mm)	[efn]	11.636	0.000
(mm)	[efn.e/i]	11.691 / 11.714	0.000 / 0.000
Velocidad máx. de deslizamiento en la cabeza (m/s)	[vga]	2.185	1.922
Deslizamiento específico, en la cabeza	[zetaa]	0.625	0.418
Deslizamiento específico, en el pie	[zetaf]	-0.719	-1.668
Factor de deslizamiento, en la cabeza	[Kga]	0.248	0.218
Factor de deslizamiento, en el pie	[Kgf]	-0.218	-0.248
Paso transversal (mm)	[pt]	51.041	
Círculo de base transversal (mm)	[pbt]	47.876	
Círculo de base real (mm)	[pet]	47.876	
Paso de hélice (mm)	[pz]	31262.477	7815.619
Paso axial (mm)	[px]	289.467	
Longitud de la línea de contacto (mm)	[ga, e/i]	81.696 (81.847 / 81.521)	
Longitud T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	265.913(265.761/266.075)	114.263(114.263/114.252)
Longitud T1-B (mm)	[T1B, T2B]	299.733(299.733/299.720)	80.442(80.291/80.607)
Longitud T1-C (mm)	[T1C, T2C]	304.140(304.019/304.262)	76.035(76.005/76.065)
Longitud T1-D (mm)	[T1D, T2D]	313.789(313.637/313.950)	66.387(66.387/66.377)
Longitud T1-E (mm)	[T1E, T2E]	347.609(347.609/347.596)	32.567(32.415/32.731)
Longitud T1-T2 (mm)	[T1T2]	380.176 (380.024 / 380.327)	
Diámetro en el punto de contacto simple B (mm)	[d-B]	1751.621(1751.621/1751.612)	
441.797(441.687/441.917)			
Diámetro en el punto de contacto simple D (mm)	[d-D]	1761.440(1761.332/1761.555)	

432.354(432.354/432.348)			
Recubrimiento en la Cabeza	[eps]	0.908(0.910/ 0.905)	0.798(0.799/ 0.798)
Línea de contacto (mm)	[Lmin]		420.655
Relación de contacto aparente	[eps_a]		1.706
Relación de contacto aparente con desviaciones	[eps_a.e/m/i]	1.710 / 1.706 / 1.703	
Coeficiente de recubrimiento	[eps_b]		0.864
Relación de contacto total	[eps_g]		2.570
Relación de contacto total con desviaciones	[eps_g.e/m/i]	2.573 / 2.570 / 2.566	

2. FACTORES GENERALES DE INFLUENCIA

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Calculado con la circunferencia primitiva de funcionamiento:			
Fuerza circunferencial nominal (N)	[Ftw]	226760.7	
Fuerza axial (N)	[Faw]	0.0	
Fuerza radial (N)	[Frw]	83807.4	
Net face width of narrowest member (in)	[F,b]	19.69	(500.00 mm)
Nominal force at operating pitch dia. (lb)	[Wt,Ft]	50953.14	(226760.74 N)
Pitch line velocity (ft/min)	[vt]	1736.19	(8.82 m/s)
Gear unit type: Commercial enclosed gear unit			
Mesh alignment factor	[Cma,KHma]	0.272	
Mounting procedure: Contact improved by adjusting at assembly			
Mesh alignment correction factor	[Ce,KHe]	0.800	
Gearing: without longitudinale flank correction			
Lead correction factor	[Cmc,KHmc]	1.000	
Pinion proportion factor	[Cpf,KHpf]	0.322	
Pinion proportion modifier	[Cpm,KHpm]	1.000	
Offset pequeño [s1/s < 0.175]			
Face load distribution factor	[Cmf,KHb]	1.540	
Load distribution factor	[Km,KHb]	1.540	
Transmission accuracy level number	[Av]	7	
Dynamic factor	[Kv]	1.174	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	115.200	460.800

3. RESISTENCIA DEL PIE

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Rim thickness factor	[KB]	1.00	1.00
Size factor	[KS]	1.00	1.00
Limiting Variation in action (in/10000)	[LimVarAc]	9.00	
Load sharing:			
0 = No (Loaded at tip) 1 = Yes (Loaded at HPSTC)		1	
Calc. as helical gear (0) / as LACR (1)		0	1
Load angle (°)	[phinL]	22.19	17.69
Calculation of factor Y following AGMA 908			
		(in) , (mm)	(in) , (mm)
Heigth of Lewis parabola	[hF]	1.144, 29.06	0.569, 14.46
Tooth thickness at critical section	[sF]	1.364, 34.63	1.284, 32.62
Radius at curvature of fillet curve	[roF]	0.248, 6.31	0.272, 6.91
Helical factor	[Ch]		1.22
Helix angle factor	[Kpsi]		0.97
Tooth form factor Y	[Y]	0.575	0.859
Stress correction factor	[Kf]	1.577	2.000
Helical overlap factor	[Cpsi]		1.34
Load sharing ratio	[mN]		1.00
Bending strength geometry factor J	[J,YJ]	0.630	0.575
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Bending stress number	[st,sigF]	14508, 100.03	15892, 109.57
Stress cycle factor	[YN]	0.974	0.951
(for general applications)			
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable bending stress number	[sat,sigFP]	53665, 370.01	53665, 370.01
Temperature factor	[KT,YT]	1.00	1.00
Reliability factor	[KR,YZ]		1.00
Reverse loading factor	[-]	1.000	1.000
Effective allow. b.s.n.	[sateff,sigFPeff]	52287, 360.50	51012, 351.72
Bending strength power rating (hp)	[Patu]	12082.27(9009.69 kw)	10761.26(8024.62 kw)

Note: Patu calculated with Ko=1, KR=1, SFmin=1

Unit load	[UL]	4109.7, 28.335
Allowable unit load	[Uat]	14810.9, 102.117 13191.5, 90.952
Safety factor (foot)	[sateff/st]	3.60 3.21
Factor de seguridad requerido	[SFmin]	1.00 1.00
Transmittable power including SFmin (hp)	[Patu/SFmin]	12082.27(9009.69 kw) 10761.26(8024.62 kw)

(Note: Materials with HB > 400: Yield strength not checked.)

4. SEGURIDAD DEL FLANCO (PICADURA)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
		(lb ^{1.5} /in), (N ^{1.5} /mm)	
Elastic coefficient	[Cp, ZE]	2290.0, 190.20	
Size factor	[KS]	1.000	1.000
Load sharing ratio	[mN]		1.000
Helical overlap factor	[Cpsi]		1.340
Geometry factor I	[I, ZI]		0.210
		(lb/in ²), (N/mm ²)	
Contact stress number	[sc, sigH]	91927, 633.82	
Stress cycle factor	[ZN]	0.945	0.916
(for general applications)			
Surface condition factor	[Cf, ZR]	1.00	1.00
Hardness ratio factor	[CH, ZW]	1.00	1.00
Temperature factor	[KT, YT]	1.00	1.00
Reliability factor	[KR, YZ]		1.00
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable contact stress number	[sac, sigHP]	176949, 1220.02	176949, 1220.02
Effective allow. c.s.n. (lb/in ²)	[saceff, sigHPeff]	167279, 1153.35	162030, 1117.16
Pitting resistance power rating (hp)	[Pacu]	11101.39(8278.25 kw)	10415.56(7766.83 kw)
Note: Pacu calculated with Ko=1, KR=1, SHmin=1			
Contact load factor (lb/in ²) (N/mm ²)	[K]	187.4, 1.292	
Allowable contact load factor (lb/in ²)	[Kac]	620.5, 4.278	582.1, 4.014
Note: Kac calculated with CG = 0.200 SHmin=1			
Safety factor (flanc)	[saceff/sc]	1.82	1.76
Factor de seguridad requerido	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power including SHmin (hp)	[Pacu/SHmin ²]	11101.39(8278.25 kw)	10415.56(7766.83 kw)

SERVICE FACTORS:

Service factor for tooth root	[KSF]	4.50	4.01
Service factor for pitting	[CSF]	4.14	3.88
Service factor for gear set	[SF]		3.88

Note: Service factors are calculated with Ko=1, KR=1

Transmittable power including required service factors KSFmin, CSFmin (hp) 10415.56(7766.83 kw)
KSFmin = 1.00, CSFmin = 1.00

5. RESISTENCIA AL GRIPADO

Results from AGMA 925 (Details see in the specific calculation sheet)

Probability of wear (%)	[Pwear]	95.000
(Probability of wear acc. to Dowson and Toyoda)		
Probability of scuffing (%)	[Pscuff]	19.315

6. MEDIDAS DE PRUEBA PARA EL ESPESOR DE DIENTE

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
		DIN3967 cd25	DIN3967 cd25
Tolerancia del espesor del diente			
Desviación, espesor del diente en sección normal (mm)	[As.e/i]	-0.320 / -0.450	-0.130 / -0.190
Número de dientes medidos	[k]	13.000	4.000
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)	[wk]	615.709	171.640
Medida entre dientes efectivo (mm)	[wk.e/i]	615.408 / 615.286	171.518 / 171.461
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMwk.m]	1754.248	444.890
Diámetro de los medidores teórico. (mm)	[DM]	26.883	27.324
Diámetro efectivo. de los medidores (mm)	[DMeff]	28.000	28.000
Medida radial, en una bola, sin holgura (mm)			

	[MrK]	897.577	239.209
Medida radial efectiva, en una bola (mm)	[MrK.e/i]	897.158 / 896.987	239.057 / 238.986
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMMr.m]	1756.313	439.579
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)	[MdK]	1795.154	477.657
Medida diametral efectiva entre 2 bolas (mm)	[MdK.e/i]	1794.316 / 1793.974	477.352 /
477.212			
Medida sobre dos rodillos, sin juego (mm)	[MdR]	1795.154	478.419
Medida diametral, entre rodillos (mm)	[MdR.e/i]	1794.316 / 1793.974	478.114 /
477.973			
Medida sobre tres rodillos sin huelgo (mm)	[Md3R]	0.000	478.419
Medida efectiva sobre tres rodillos (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000	478.114 / 477.973
Cuerda de espesor de diente, sin holgura (mm)	['sn]	25.132	25.120
Cuerda de espesor de diente, efectiva (mm)	['sn.e/i]	24.812 / 24.682	24.990 / 24.930
Altura por encima de la cuerda a partir de da.m (mm)	[ha]	16.085	16.347
Espesor del diente (Arc) (mm)	[sn]	25.133	25.133
(mm)	[sn.e/i]	24.813 / 24.683	25.003 / 24.943
Distancia entre centros sin juego (mm)	[aControl.e/i]	1096.043	/1095.782
Distancia entre centros sin juego, desviaciones (mm)	[jta]	-0.618 / -0.879	
Desviación distancia entre centros (mm)	[Aa.e/i]	0.052 / -0.052	
Juego de circunferencia de Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.039 / -0.039	
Juego radial (mm)	[jrt]	0.932 / 0.566	
juego de circunferencia (sección transversal) (mm)	[jt]	0.689 / 0.418	
Ángulo de torsión con rueda retenida 1 (°)		0.1799 / 0.1092	
Juego de engrane normal (mm)	[jn]	0.637 / 0.387	

7. TOLERANCIAS DEL DENTADO

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Following AGMA 2000-A88:			
Calidad del dentado	[Q-AGMA2000]	11	11
Pitch Variation Allowable (µm)	[VpA]	18.00	14.00
Runout Radial Tolerance (µm)	[VrT]	120.00	85.00
Profile Tolerance (µm)	[VphiT]	31.00	25.00
Tooth Alignment Tolerance (µm)	[VpsiT]	34.00	34.00
Composite Tolerance, Tooth-to-Tooth (µm)	[VqT]	21.00	21.00
Composite Tolerance, Total (µm)	[VcqT]	140.00	110.00
(AGMA <-> ISO: VpA <-> fpb, VrT <-> Fr, VpsiT <-> Fb, VqT <-> fi", VcqT <-> Fi")			
Según AGMA 2015-1-1A01:			
Calidad del dentado	[Q-AGMA2015]	A6	A6
Desviación individual del paso (µm)	[fptT]	20.00	16.00
Desviación total del paso (µm)	[FpT]	91.00	54.00
Desviación, forma del perfil (µm)	[ffaT]	25.00	20.00
Desviación, ángulo del perfil (µm)	[fHaT]	20.00	16.00
Desviación total del perfil (µm)	[FaT]	32.00	26.00
Desviación, forma de línea de flanco (µm)	[ffbT]	18.00	16.00
Desviación, ángulo de la forma de línea de flanco (µm)	[fHbT]	18.00	16.00
Desviación total de la forma de línea de flanco (µm)	[FbT]	26.00	23.00
Salto tangencial (µm)	[fistT]	11.00	5.50
Error compuesto tangencial (µm)	[FisT]	120.00	59.00
(AGMA <-> ISO: fptT <-> fpt, FpT <-> Fp, fistT <-> fi', FisT <-> Fi', FaT <-> Fa)			
(: fHaT <-> fHa, ffaT <-> ffa, FbT <-> Fb, fHbT <-> fHb, ffbT <-> ffb)			

Tolerancias de la alineación de los ejes (recomendación según ISO/TR 10064, calidad 6)
Valor máximo para interinclinación de ejes (µm)

	[fSigbet]	41.52
Valor máximo para error de inclinación (μm)	[fSigdel]	83.04

8. DATOS COMPLEMENTARIOS

Rigidez individual del diente ($\text{N/mm}/\mu\text{m}$)	[c']	13.956
Rigidez del engrane ($\text{N/mm}/\mu\text{m}$)	[cg]	21.350
Coefficiente medio de fricción (según Niemann)	[mum]	0.030
Deslizamiento de desgaste según Niemann	[zetw]	0.879
Potencia disipada en el dentado por la carga en el diente (kW)	[PVZ]	6.681
(Rendimiento del dentado (%))	[etaz]	99.666)
Peso - calculado con da (kg)	[Mass]	9815.312
Momento de inercia (sistema con respecto a la Rueda 1):		681.152
Cálculo, sin tener en cuenta el perfil de diente exacto		
Ruedas, individualmente, ((da+df)/2...di) (kgm^2)		
	[TraeghMom]	3605.85887
Sistema	((da+df)/2...di) (kgm^2)	13.69175
	[TraeghMom]	3824.92683

9. DETERMINACION DEL PERFIL DE DIENTE

Datos para el cálculo del perfil del diente:
 Datos no existentes.

OBSERVACIONES:

- Symbols used in []: [xx,yy] xx as used in AGMA2001, yy as used in AGMA2101
- Datos con [.e/i] significan: valores máximos [e] y mínimos [i] considerando todas las tolerancias
- Las indicaciones con [.m] significan: promedio en la tolerancia
- En el movimiento muerto entre flancos se tienen en cuenta las tolerancias entre centros y las dimensiones del espesor del diente . Se indica el juego máximo y mínimo según las desviaciones más grandes o más pequeñas.
- Se ejecuta el cálculo para la circunferencia primitiva de funcionamiento..
- Material factor Yst (analog to ISO6336):
 $\text{sateff} = \text{sat} \cdot \text{Yst} \cdot \text{KL} / \text{KT} / \text{KR} \cdot \text{Kwb} / \text{SF}$ (SF = 1.0)
- LACR = Spur gear or helical gear with $\text{eps.b} < 1.0$
- PSTC = Point of Single Tooth Contact
- Cálculo de Zbet según corrigendum 1 ISO6336-2(2008) con $\text{Zbet} = 1 / (\text{COS}(\text{beta})^{0.5})$

Fin protocolo

lineas: 458

Anexo 3: Hoja de cálculo de la variante 10 de la etapa de baja velocidad.

Variante	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ángulo de presión normal (°)	Ancho del diente (mm)	Potencia (kW)	Velocidad entrada (rpm)	z1	Velocidad salida (rpm)	z2
Variante 10	16	30	20	500	2000	96	76	384	19

KISSsoft - Engranaje cilíndrico [Z012] - sin denominación

Archivo Proyecto Vista Cálculo Protocolo Gráfico Extras Ayuda

Módulos

- Engranajes
 - Ruedas cilíndricas rectas
 - Rueda individual [Z011]
 - Engranaje cilíndrico [Z012]**
 - Piñón-cremallera [Z013]
 - Engranaje planetario [Z014]
 - Tres ruedas [Z015]
 - Cuatro ruedas [Z016]
 - Ruedas cónicas e hipoides [Z070]
 - Ruedas frontales [Z060]
 - Tornillo sin fin con rueda helicoidal Gl...
 - Ruedas de dentado helicoidal y torn...
 - Ruedas no circulares [Z040]
- Árboles y cojinetes
 - Cálculo de árboles [W010]
 - Rodamientos [W050]
 - ISO 16281 [W051]
 - Cojinetes de deslizamiento
 - Cojinetes de deslizamiento radi...
 - Cojinetes de deslizamiento axial...
- Uniones

Datos básicos Perfil de referencia Tolerancias

Geometría

Módulo normal m_n 16.0000 mm

Ángulo de presión normal α_n 20.0000 °

Ángulo de hélice...ículo primitivo β 30.0000 °

Distancia entre centros a 877.5724 mm

Número de dientes z Rueda 1: 76 Rueda 2: 19

Ancho del diente b 500.0000 500.0000 mm

Coefficiente de...ción de perfil x^* 0.0000 0.0000

Calidad (AGMA 2015) Q 6 6

Resistencia

Método de cálculo AGMA 2001-D04 Rueda de referen Rueda 1

Duración de vida exigida H 20000.0000 h

Factor de aplicación de carga K_A 1.2500

Factor de anchura $K_{H\beta}$ 1.5682

Potencia P 2000.0000 kW

Momento torsor T 198943.6789 Nm

Velocidad n 96.0000 1/min

Materiales y lubricación

Rueda 1 C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind., ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Rueda 2 C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind., ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Lubricación Aceite: ISO-VG 220 Lubricación por barboteo de aceite

Resultados

Recubrimientos (perfil/salto/total) 1.3720/2.4868/3.8588

Circunferencia exterior efectiva $d_{a,e}$ Rueda 1: 1436.116 Rueda 2: 383.029 mm

Seguridad del pie del diente 2.6355 2.3624

Seguridad del flanco 1.4533 1.4077

Geometría 2D

Engrane

Manual Búsqueda Ejemplo

Resultados Mensajes Informaciones

COHERENTE

Anexo 4: Hoja de reporte de la variante 10 de la etapa de baja velocidad.

KISSsoft - Release 03-2011
LND-7330757468@CS

Fichero
Nombre : sin denominación
Modificado por: Administrador El: 23.06.2012 A las: 08:39:52

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> Nota para rueda 1:
¡EL ANCHO ENTRE DIENTES NO SE PUEDE MEDIR!
La rueda dentada es demasiado estrecha y/o el ancho entre dientes demasiado grande,
así que la curva de medición excede la longitud de diente.

CÁLCULO DE UN PAR DE RUEDAS CILÍNDRICAS RECTAS CON DENTADO INCLINADO

No. de plano o de artículo:

Rueda 1: 0.000.0

Rueda 2: 0.000.0

Método de cálculo AGMA 2001-D04

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Transmitted power (kW, hp, ft*lb/s)	[P]	2000.000, 2682.040,	1475120
Velocidad (1/min)	[n]	96.0	384.0
Momento torsor (Nm, ft*lb)	[T]	198943.7, 146733.1	49735.9, 36683.3
Overload factor	[Ko]		1.25
Duración de vida exigida	[H]		20000.00
Rueda impulsora (+) / impulsada (-)		+	-
Tipo de engrane:		Engrane estándar en cárter cerrado	

1. GEOMETRÍA DEL DIENTE Y MATERIAL

(Cálculo de la geometría según ISO 21771)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Distancia entre centros (in, mm)	[a]	34.5501, 877.572	
Tolerancia de distancia entre centros		ISO 286 desviación js7	
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	1.58750	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Pd]	1.37482	
Módulo normal (in, mm)	[mn]	0.62992, 16.0000	
Ángulo de presión normal (°)	[alfn]	20.0000	
Ángulo de hélice en el círculo primitivo (°)	[beta]	30.0000	
Número de dientes	[z]	76	19
Dentado doble helicoidal		izquierda/derecha	
derecha/izquierda			
Ancho total de diente (mm)	[b]	500.00	500.00
Ancho de la ranura intermedia (mm)	[bNut]		0.00
Ancho de diente para el cálculo (mm)	[beH]	250.00	250.00
Calidad del dentado	[Q-AGMA2015]	A6	A6
Diámetro interior (mm)	[di]	0.00	0.00
Diámetro interior de la corona (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Rueda 1: C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind.
ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Rueda 2: C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind.
ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Endurecimiento superficial		HRC 57	HRC 57
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable bending stress number	[sat]	53665, 370.01	53665, 370.01

Allowable contact stress number	[sac]	176949,1220.02	176949,1220.02
Resistencia a la rotura (N/mm ²)	[Rm]	700.00	700.00
Límite elástico (N/mm ²)	[Rp]	490.00	490.00
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	[E]	206842	206842
Número de Poisson	[ny]	0.300	0.300
Valor medio de rugosidad Ra, flanco de diente (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Profundidad media de rugosidad Rz, flanco (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Profundidad media de rugosidad Rz, pie (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Herramienta o perfil de referencia de la rueda 1 :
 Perfil de referencia 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Perfil A

Coeficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000
Coeficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000
Coeficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000
Coeficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000

no topping

Herramienta o perfil de referencia de la rueda 2 :
 Perfil de referencia 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Perfil A

Coeficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000
Coeficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000
Coeficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000
Coeficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000

no topping

Resumen del perfil de referencia de las ruedas dentadas:

Altura del pie del perfil de referencia (módulo)	[hfP*]	1.250	1.250
Radio del pie del perfil de referencia (módulo)	[rofP*]	0.380	0.380
Altura de la cabeza del perfil de referencia (módulo)	[haP*]	1.000	1.000
Altura de protuberancia (módulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Ángulo de protuberancia (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Pandeo, altura del flanco del pie (módulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Pandeo, ángulo del flanco del pie (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Tipo de corrección de perfil:

ninguna (sólo valor de rodaje)

Despulla de cabeza (µm)	[Ca]	3.40	3.40
-------------------------	------	------	------

Tipo de lubricación Lubricación por barboteo de aceite

Tipo de aceite Aceite: ISO-VG 220

Lubricación de base Base de aceite mineral

Viscosidad nominal cinemática. Aceite a 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00
Viscosidad nominal cinemática. Aceite a 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	17.50
Prueba FZG A/8.3/90 (ISO 14635-1)	[FZGtestA]	12
Densidad específica a 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.895
Temperatura, aceite (°C)	[TS]	70.000

Relación total	[itot]	----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --
Relación número de dientes	[u]	-0.250
Módulo transversal (mm)	[mt]	4.000
Ángulo de presión, círculo primitivo (°)	[alft]	18.475
Ángulo de presión en funcionamiento (°)	[alfwt]	22.796
	[alfwt.e/i]	22.796
		22.803 / 22.789

Ángulo de engrane de servicio en corte normal (°)	[alfwn]	20.000	
Ángulo de hélice en la circunferencia primitiva de funcionamiento (°)	[betaw]	30.000	
Ángulo de base de la hélice (°)	[betab]	28.024	
Distancia entre centros de referencia = 0 (mm)	[ad]	877.572	
Suma de los coeficientes de corrección del perfil	[Summexi]	-0.0000	
Coeficiente de corrección del perfil	[x]	0.0000	0.0000
Espesor del diente (Arc) (módulo)	[sn*]	1.5708	1.5708
Modificación de la altura de cabeza (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	1404.116	351.029
Diámetro de base (mm)	[db]	1294.442	323.610
Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)	[da]	1436.116	383.029
(mm)	[da.e/i]	1436.116 / 1436.106	383.029 / 383.019
Desviaciones de la circunferencia de cabeza (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Chafilán / Redondeo de cabeza (mm)	[hk]	0.000	0.000
Diámetro circunferencia de la forma de cabeza (mm)	[dFa]	1436.116	383.029
(mm)	[dFa.e/i]	1436.116 / 1436.106	383.029 / 383.019
Diámetro primitivo de funcionamiento (mm)	[dw]	1404.116	351.029
(mm)	[dw.e/i]	1404.188 / 1404.044	351.047 / 351.011
Diámetro de fondo (mm)	[df]	1364.116	311.029
Factor de desplazamiento de perfil de rodamiento	[xE.e/i]	-0.0206 / -0.0292	-0.0112 / -0.0163
Circunferencia de pie generado con xE (mm)	[df.e/i]	1363.456 / 1363.182	310.672 / 310.507
Juego en el fondo teórico (mm)	[c]	4.000	4.000
Juego en el fondo efectivo (mm)	[c.e/i]	4.311 / 4.134	4.517 / 4.285
Diámetro del círculo utilizable del pie (mm)	[dNf]	1378.883	328.777
(mm)	[dNf.e/i]	1378.970 / 1378.803	328.822 / 328.736
Diámetro de la forma del pie (mm)	[dFf]	1374.228	327.990
(mm)	[dFf.e/i]	1373.657 / 1373.420	327.841 / 327.773
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	2.775 / 2.573	0.525 / 0.448
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]	16.000	16.000
(mm)	[ha.e/i]	16.000 / 15.995	16.000 / 15.995
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hFP*-x)]	20.000	20.000
(mm)	[hf.e/i]	20.330 / 20.467	20.179 / 20.261
Ángulo di rodadura de dF (°)	[xsi_dFa.e/i]	27.530 / 27.529	36.279 / 36.276
Ángulo de rodadura para dNa (Cabeza) (°)	[xsi_dNa.e/i]	27.530 / 27.529	36.279 / 36.276
Ángulo de rodadura para dNf (Talón) (°)	[xsi_dNf.e/i]	21.041 / 21.020	10.324 / 10.238
Ángulo di rodadura de dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	20.349 / 20.318	9.294 / 9.219
Altura de diente (mm)	[H]	36.000	36.000
Número virtual de dientes	[zn]	112.618	28.155
Espesor normal de diente, cilindro de cabeza (mm)	[san]	12.996	11.784
(mm)	[san.e/i]	12.756 / 12.650	11.651 / 11.582
Entrediente normal, cilindro del pie (mm)	[efn]	11.604	0.000
(mm)	[efn.e/i]	11.644 / 11.660	0.000 / 0.000
Velocidad máx. de deslizamiento en la cabeza (m/s)	[vga]	1.959	1.732
Deslizamiento específico, en la cabeza	[zetaa]	0.627	0.420
Deslizamiento específico, en el pie	[zetaf]	-0.725	-1.678
Factor de deslizamiento, en la cabeza	[Kga]	0.278	0.245
Factor de deslizamiento, en el pie	[Kgf]	-0.245	-0.278
Paso transversal (mm)	[pt]	58.042	
Círculo de base transversal (mm)	[pbt]	53.508	
Círculo de base real (mm)	[pet]	53.508	
Paso de hélice (mm)	[pz]	7640.353	1910.088
Paso axial (mm)	[px]	100.531	
Longitud de la línea de contacto (mm)	[ga, e/i]	73.425 (73.542 / 73.288)	
Longitud T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	237.561(237.444/237.686)	102.454(102.454/102.445)

Longitud T1-B (mm)	[T1B, T2B]	257.478(257.478/257.466)	82.537(82.421/82.664)
Longitud T1-C (mm)	[T1C, T2C]	272.012(271.919/272.105)	68.003(67.980/68.026)
Longitud T1-D (mm)	[T1D, T2D]	291.069(290.952/291.194)	48.946(48.946/48.937)
Longitud T1-E (mm)	[T1E, T2E]	310.986(310.986/310.974)	29.029(28.913/29.156)
Longitud T1-T2 (mm)	[T1T2]	340.015 (339.899 / 340.131)	
Diámetro en el punto de contacto simple B (mm)	[d-B]	1393.111(1393.111/1393.103)	
363.281(363.175/363.397)			
Diámetro en el punto de contacto simple D (mm)	[d-D]	1419.318(1419.223/1419.421)	
338.093(338.093/338.087)			
Recubrimiento en la Cabeza	[eps]	0.728(0.730/ 0.726)	0.644(0.644/ 0.643)
Línea de contacto (mm)	[Lmin]		367.989
Relación de contacto aparente	[eps_a]		1.372
Relación de contacto aparente con desviaciones	[eps_a.e/m/i]	1.374 / 1.372 / 1.370	
Coefficiente de recubrimiento	[eps_b]		2.487
Relación de contacto total	[eps_g]		3.859
Relación de contacto total con desviaciones	[eps_g.e/m/i]	3.861 / 3.859 / 3.856	

2. FACTORES GENERALES DE INFLUENCIA

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Calculado con la circunferencia primitiva de funcionamiento:			
Fuerza circunferencial nominal (N)	[Ftw]	283372.2	
Fuerza axial (N)	[Faw]	0.0	
Fuerza radial (N)	[Frw]	119094.7	
Net face width of narrowest member (in)	[F,b]	19.69	(500.00 mm)
Nominal force at operating pitch dia. (lb)	[Wt,Ft]	63673.73	(283372.17 N)
Pitch line velocity (ft/min)	[vt]	1389.34	(7.06 m/s)
Gear unit type: Commercial enclosed gear unit			
Mesh alignment factor	[Cma, KHma]	0.272	
Mounting procedure: Contact improved by adjusting at assembly			
Mesh alignment correction factor	[Ce, KHe]	0.800	
Gearing: without longitudinale flanc correction			
Lead correction factor	[Cmc, KHmc]	1.000	
Pinion proportion factor	[Cpf, KHpf]	0.351	
Pinion proportion modifier	[Cpm, KHpm]	1.000	
Offset pequeño [s1/s < 0.175]			
Face load distribution factor	[Cmf, KHb]	1.568	
Load distribution factor	[Km, KHb]	1.568	
Transmission accuracy level number	[Av]	7	
Dynamic factor	[Kv]	1.157	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	115.200	460.800

3. RESISTENCIA DEL PIE

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Rim thickness factor	[KB]	1.00	1.00
Size factor	[KS]	1.00	1.00
Limiting Variation in action (in/10000)	[LimVarAc]	20.00	
Load sharing:			
0 = No (Loaded at tip) 1 = Yes (Loaded at HPSTC)		0	0
Calc. as helical gear (0) / as LACR (1)			
Load angle (°)	[phinL]	22.11	27.08
Calculation of factor Y following AGMA 908			
		(in) , (mm)	(in) , (mm)
Height of Lewis parabola	[hF]	1.140, 28.96	1.107, 28.11
Tooth thickness at critical section	[sF]	1.367, 34.73	1.214, 30.84
Radius at curvature of fillet curve	[roF]	0.248, 6.30	0.271, 6.89
Helical factor	[Ch]		1.46
Helix angle factor	[Kpsi]		0.75
Tooth form factor Y	[Y]	0.547	0.472
Stress correction factor	[Kf]	1.582	1.485
Helical overlap factor	[Cpsi]		1.00
Load sharing ratio	[mN]		0.68
Bending strength geometry factor J	[J,YJ]	0.509	0.467
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)

Bending stress number	[st,sigF]	19840, 136.79	21593, 148.88
Stress cycle factor (for general applications)	[YN]	0.974	0.951
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable bending stress number	[sat,sigFP]	53665, 370.01	53665, 370.01
Temperature factor	[KT,YT]	1.00	1.00
Reliability factor	[KR,YZ]	1.00	1.00
Reverse loading factor	[-]	1.000	1.000
Effective allow. b.s.n.	[sateff,sigFPeff]	52287, 360.50	51012, 351.72
Bending strength power rating (hp)	[Patu]	8835.62(6588.67 kw)	7920.21(5906.06 kw)
Note: Patu calculated with Ko=1, KR=1, SFmin=1			
Unit load	[UL]	5135.7, 35.409	
Allowable unit load	[Uat]	13535.0, 93.321	12132.7, 83.652
Safety factor (foot)	[sateff/st]	2.64	2.36
Factor de seguridad requerido	[SFmin]	1.00	1.00
Transmittable power including SFmin (hp)	[Patu/SFmin]	8835.62(6588.67 kw)	7920.21(5906.06 kw)

(Note: Materials with HB > 400: Yield strength not checked.)

4. SEGURIDAD DEL FLANCO (PICADURA)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
		(lb ^{1.5} /in), (N ^{1.5} /mm)	
Elastic coefficient	[Cp,ZE]	2290.0, 190.20	
Size factor	[Ks]	1.000	1.000
Load sharing ratio	[mN]	0.679	
Helical overlap factor	[Cpsi]	1.000	
Geometry factor I	[I,ZI]	0.210	
		(lb/in ²), (N/mm ²)	
Contact stress number	[sc,sigH]	115106, 793.63	
Stress cycle factor (for general applications)	[ZN]	0.945	0.916
Surface condition factor	[Cf,ZR]	1.00	1.00
Hardness ratio factor	[CH,ZW]	1.00	1.00
Temperature factor	[KT,YT]	1.00	1.00
Reliability factor	[KR,YZ]	1.00	1.00
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable contact stress number	[sac,sigHP]	176949,1220.02	176949,1220.02
Effective allow. c.s.n. (lb/in ²)	[saceff,sigHPeff]	167279,1153.35	162030,1117.16
Pitting resistance power rating (hp)	[Pacu]	7080.61(5279.98 kw)	6643.18(4953.78 kw)
Note: Pacu calculated with Ko=1, KR=1, SHmin=1			
Contact load factor (lb/in ²) (N/mm ²)	[K]	292.6, 2.017	
Allowable contact load factor (lb/in ²)	[Kac]	618.0, 4.261	579.8, 3.998
Note: Kac calculated with CG = 0.200 SHmin=1			
Safety factor (flanc)	[saceff/sc]	1.45	1.41
Factor de seguridad requerido	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power including SHmin (hp)	[Pacu/SHmin ²]	7080.61(5279.98 kw)	6643.18(4953.78 kw)

SERVICE FACTORS:

Service factor for tooth root	[KSF]	3.29	2.95
Service factor for pitting	[CSF]	2.64	2.48
Service factor for gear set	[SF]	2.48	

Note: Service factors are calculated with Ko=1, KR=1

Transmittable power including required service factors KSFmin, CSFmin (hp) 6643.18(4953.78 kw)
KSFmin = 1.00, CSFmin = 1.00

5. RESISTENCIA AL GRIPADO

Results from AGMA 925 (Details see in the specific calculation sheet)

Probability of wear (%)	[Pwear]	95.000
(Probability of wear acc. to Dowson and Toyoda)		
Probability of scuffing (%)	[Pscuff]	75.742

6. MEDIDAS DE PRUEBA PARA EL ESPESOR DE DIENTE

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
		DIN3967 cd25	DIN3967 cd25
Tolerancia del espesor del diente			
Desviación, espesor del diente en sección normal (mm)	[As.e/i]	-0.240 / -0.340	-0.130 / -0.190

Número de dientes medidos	[k]	13.000	4.000
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)	[Wk]	616.037	171.722
Medida entre dientes efectivo (mm)	[Wk.e/i]	615.812 / 615.718	171.600 / 171.544
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMwk.m]	1403.938	357.299
> La medida entre dientes Rueda 1 no es medible (rueda demasiado estrecha)			
Diámetro de los medidores teórico. (mm)	[DM]	26.873	27.280
Diámetro efectivo. de los medidores (mm)	[DMeff]	28.000	28.000
Medida radial, en una bola, sin holgura (mm)	[MrK]	722.312	195.409
Medida radial efectiva, en una bola (mm)	[MrK.e/i]	721.997 / 721.865	195.256 / 195.185
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMMr.m]	1406.029	352.002
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)	[MdK]	1444.623	389.579
Medida diametral efectiva entre 2 bolas (mm)	[MdK.e/i]	1443.994 / 1443.731	389.273 /
389.132			
Medida sobre dos rodillos, sin juego (mm)	[MdR]	1444.623	390.818
Medida diametral, entre rodillos (mm)	[MdR.e/i]	1443.994 / 1443.731	390.511 /
390.369			
Medida sobre tres rodillos sin huelgo (mm)	[Md3R]	0.000	390.818
Medida efectiva sobre tres rodillos (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000	390.511 / 390.369
Cuerda de espesor de diente, sin holgura (mm)	['sn]	25.132	25.121
Cuerda de espesor de diente, efectiva (mm)	['sn.e/i]	24.892 / 24.792	24.991 / 24.931
Altura por encima de la cuerda a partir de da.m (mm)	[ha]	16.082	16.335
Espesor del diente (Arc) (mm)	[sn]	25.133	25.133
(mm)	[sn.e/i]	24.893 / 24.793	25.003 / 24.943
Distancia entre centros sin juego (mm)	[aControl.e/i]	877.064	/876.844
Distancia entre centros sin juego, desviaciones (mm)	[jta]	-0.508 / -0.728	
Desviación distancia entre centros (mm)	[Aa.e/i]	0.045 / -0.045	
Juego de circunferencia de Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.038 / -0.038	
Juego radial (mm)	[jr]	0.773 / 0.463	
juego de circunferencia (sección transversal) (mm)	[jt]	0.650 / 0.389	
Ángulo de torsión con rueda retenida 1 (°)		0.2121 / 0.1271	
Juego de engrane normal (mm)	[jn]	0.529 / 0.317	

7. TOLERANCIAS DEL DENTADO

----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --			
Following AGMA 2000-A88:			
Calidad del dentado	[Q-AGMA2000]	11	11
Pitch Variation Allowable (µm)	[VpA]	17.00	14.00
Runout Radial Tolerance (µm)	[VrT]	110.00	80.00
Profile Tolerance (µm)	[VphiT]	30.00	25.00
Tooth Alignment Tolerance (µm)	[VpsiT]	34.00	34.00
Composite Tolerance, Tooth-to-Tooth (µm)	[VqT]	21.00	21.00
Composite Tolerance, Total (µm)	[VcqT]	140.00	99.00
(AGMA <-> ISO: VpA <-> fpb, VrT <-> Fr, VpsiT <-> Fb, VqT <-> fi", VcqT <-> Fi")			
Según AGMA 2015-1-1A01:			
Calidad del dentado	[Q-AGMA2015]	A6	A6
Desviación individual del paso (µm)	[fptT]	19.00	16.00
Desviación total del paso (µm)	[FpT]	83.00	50.00
Desviación, forma del perfil (µm)	[ffaT]	24.00	19.00
Desviación, ángulo del perfil (µm)	[fHaT]	19.00	16.00
Desviación total del perfil (µm)	[FaT]	31.00	25.00
Desviación, forma de línea de flanco (µm)	[ffbT]	18.00	16.00
Desviación, ángulo de la forma de línea de flanco (µm)	[fHbT]	18.00	16.00

Desviación total de la forma de línea de flanco (µm)	[FbT]	25.00	23.00
Salto tangencial (µm)	[fisT]	9.50	5.00
Error compuesto tangencial (µm)	[FisT]	104.00	55.00

(AGMA <-> ISO: fptT <-> fpt, FpT <-> Fp, fisT <-> fi', FisT <-> Fi', FaT <-> Fa)
 (: fHaT <-> fHa, ffaT <-> ffa, FbT <-> Fb, fHbT <-> fHb, ffbT <-> ffb)

Tolerancias de la alineación de los ejes (recomendación según ISO/TR 10064, calidad 6)

Valor máximo para interinclinación de ejes (µm)	[fSigbet]	40.52
Valor máximo para error de inclinación (µm)	[fSigdel]	81.04

8. DATOS COMPLEMENTARIOS

Rigidez individual del diente (N/mm/µm)	[c']	12.272	
Rigidez del engrane (N/mm/µm)	[cg]	15.698	
Coefficiente medio de fricción (según Niemann)	[mum]	0.034	
Deslizamiento de desgaste según Niemann	[zetw]	0.710	
Potencia disipada en el dentado por la carga en el diente (kW)	[PVZ]	9.127	
(Rendimiento del dentado (%))	[etaz]	99.544	
Peso - calculado con da (kg)	[Mass]	6341.626	451.113
Momento de inercia (sistema con respecto a la Rueda 1):			
Cálculo, sin tener en cuenta el perfil de diente exacto			
Ruedas, individualmente, ((da+df)/2...di) (kgm²)			
	[TraeghMom]	1475.33312	5.56008
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm²)			
	[TraeghMom]	1564.29447	

9. DETERMINACION DEL PERFIL DE DIENTE

Datos para el cálculo del perfil del diente:
 Datos no existentes.

OBSERVACIONES:

- Symbols used in []: [xx,yy] xx as used in AGMA2001, yy as used in AGMA2101
- Datos con [.e/i] significan: valores máximos [e] y mínimos [i] considerando todas las tolerancias
- Las indicaciones con [.m] significan: promedio en la tolerancia
- En el movimiento muerto entre flancos se tienen en cuenta las tolerancias entre centros y las dimensiones del espesor del diente . Se indica el juego máximo y mínimo según las desviaciones más grandes o más pequeñas.
- Se ejecuta el cálculo para la circunferencia primitiva de funcionamiento..
- Material factor Yst (analog to ISO6336):
 $sateff = sat * Yst * KL / KT / KR * Kw / SF$ (SF = 1.0)
 LACR = Spur gear or helical gear with $eps.b < 1.0$
 PSTC = Point of Single Tooth Contact

Fin protocolo

lineas: 458

Anexo 5: Hoja de cálculo de la variante 0 de la etapa de alta velocidad.

Variante	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ángulo de presión normal (°)	Ancho del diente (mm)	Potencia (kW)	Velocidad entrada (rpm)	z1	Velocidad salida (rpm)	z2
Variante 0	12	20	20	220	2000	384	105	1612	25

KISSsoft - Engranaje cilíndrico [2012] - sin denominación

Archivo Proyecto Vista Cálculo Protocolo Gráfico Extras Ayuda

Módulos

- Engranajes
 - Ruedas cilíndricas rectas
 - Rueda individual [2011]
 - Engranaje cilíndrico [2012]**
 - Piñón-cremallera [2013]
 - Engranaje planetario [2014]
 - Tres ruedas [2015]
 - Cuatro ruedas [2016]
 - Ruedas cónicas e hipoides [2070]
 - Ruedas frontales [2060]
 - Tornillo sin fin con rueda helicoidal Gl...
 - Ruedas de dentado helicoidal y torn...
 - Ruedas no circulares [2040]
 - Árboles y cojinetes
 - Cálculo de árboles [W010]
 - Rodamientos [W050]
 - ISO 16281 [W051]
 - Cojinetes de deslizamiento
 - Cojinetes de deslizamiento radi...
 - Cojinetes de deslizamiento axial...
 - Uniones
 - Uniones de transmisión
- Módulos
- Proyectos

Datos básicos Perfil de referencia Tolerancias

Geometría

Módulo normal m_n 12.0000 mm

Ángulo de presión normal α_n 20.0000 °

Rueda 1 Dentado doble helicoidal izquierda-derecha

Ángulo de hélice...ículo primitivo β 20.0000 °

Distancia entre centros a 830.0587 mm

Número de dientes z Rueda 1: 105 Rueda 2: 25

Ancho del diente b 220.0000 mm

Coefficiente de...ción de perfil x' 0.0000

Calidad (AGMA 2015) Q 6

Resistencia

Método de cálculo AGMA 2001-D04

Duración de vida exigida H 20000.0000 h

Factor de aplicación de carga K_A 1.2500

Factor de anchura $K_{\alpha\beta}$ 1.2944

Potencia P 2000.0000 kW

Momento torsor T 49735.9197 Nm

Velocidad n 384.0000 1/min

Materiales y lubricación

Rueda 1 C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind., ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Rueda 2 C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind., ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Lubricación Aceite: ISO-VG 220

Resultados

Resultados

Recubrimientos (perfil/salto/total) 1.5836/0.9980/2.5816

Rueda 1 Rueda 2

Circunferencia exterior efectiva $d_{a,e}$ 1364.864 343.253 mm

Seguridad del pie del diente 3.9781 3.5643

Seguridad del flanco 1.8922 1.8308

Geometría 2D

Engrane

Anexo 6: Hoja de reporte de la variante 0 de la etapa de alta velocidad.

KISSsoft - Release 03-2011
LND-7330757468@CS

Fichero
Nombre : sin denominación
Modificado por: Administrador El: 23.06.2012 A las: 08:55:22

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> Nota para rueda 1:
¡EL ANCHO ENTRE DIENTES NO SE PUEDE MEDIR!
La rueda dentada es demasiado estrecha y/o el ancho entre dientes demasiado grande,
así que la curva de medición excede la longitud de diente.

CÁLCULO DE UN PAR DE RUEDAS CILÍNDRICAS RECTAS CON DENTADO INCLINADO

No. de plano o de artículo:

Rueda 1: 0.000.0

Rueda 2: 0.000.0

Método de cálculo AGMA 2001-D04

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Transmitted power (kW, hp, ft*lb/s)	[P]	2000.000, 2682.040, 1475120	
Velocidad (1/min)	[n]	384.0	1612.8
Momento torsor (Nm, ft*lb)	[T]	49735.9, 36683.3	11841.9, 8734.1
Overload factor	[Ko]		1.25
Duración de vida exigida	[H]		20000.00
Rueda impulsora (+) / impulsada (-)		+	-
Tipo de engrane: Engrane estándar en cárter cerrado			

1. GEOMETRÍA DEL DIENTE Y MATERIAL

(Cálculo de la geometría según ISO 21771)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Distancia entre centros (in, mm)	[a]	32.6795, 830.059	
Tolerancia de distancia entre centros		ISO 286 desviación js7	
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	2.11667	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Pd]	1.98902	
Módulo normal (in, mm)	[mn]	0.47244, 12.0000	
Ángulo de presión normal (°)	[alfn]	20.0000	
Ángulo de hélice en el círculo primitivo (°)	[beta]	20.0000	
Número de dientes	[z]	105	25
Dentado doble helicoidal		izquierda/derecha	
derecha/izquierda			
Ancho total de diente (mm)	[b]	220.00	220.00
Ancho de la ranura intermedia (mm)	[bNut]		0.00
Ancho de diente para el cálculo (mm)	[beH]	110.00	110.00
Calidad del dentado	[Q-AGMA2015]	A6	A6
Diámetro interior (mm)	[di]	0.00	0.00
Diámetro interior de la corona (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Rueda 1: C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind.

ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Rueda 2: C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind.

ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Endurecimiento superficial		HRC 57	HRC 57
Allowable bending stress number	[sat]	(lb/in ²), (N/mm ²) 53665, 370.01	(lb/in ²), (N/mm ²) 53665, 370.01

Allowable contact stress number	[sac]	176949,1220.02	176949,1220.02
Resistencia a la rotura (N/mm ²)	[Rm]	700.00	700.00
Límite elástico (N/mm ²)	[Rp]	490.00	490.00
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	[E]	206842	206842
Número de Poisson	[ny]	0.300	0.300
Valor medio de rugosidad Ra, flanco de diente (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Profundidad media de rugosidad Rz, flanco (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Profundidad media de rugosidad Rz, pie (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Herramienta o perfil de referencia de la rueda 1 :
 Perfil de referencia 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Perfil A

Coeficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000
Coeficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000
Coeficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000
Coeficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000

no topping

Herramienta o perfil de referencia de la rueda 2 :
 Perfil de referencia 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Perfil A

Coeficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000
Coeficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000
Coeficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000
Coeficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000

no topping

Resumen del perfil de referencia de las ruedas dentadas:

Altura del pie del perfil de referencia (módulo)	[hfP*]	1.250	1.250
Radio del pie del perfil de referencia (módulo)	[rofP*]	0.380	0.380
Altura de la cabeza del perfil de referencia (módulo)	[haP*]	1.000	1.000
Altura de protuberancia (módulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Ángulo de protuberancia (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Pandeo, altura del flanco del pie (módulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Pandeo, ángulo del flanco del pie (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Tipo de corrección de perfil:

ninguna (sólo valor de rodaje)

Despulla de cabeza (µm)	[Ca]	3.40	3.40
-------------------------	------	------	------

Tipo de lubricación Lubricación por barboteo de aceite

Tipo de aceite Aceite: ISO-VG 220

Lubricación de base Base de aceite mineral

Viscosidad nominal cinemática. Aceite a 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00
Viscosidad nominal cinemática. Aceite a 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	17.50
Prueba FZG A/8.3/90 (ISO 14635-1)	[FZGtestA]	12
Densidad específica a 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.895
Temperatura, aceite (°C)	[TS]	70.000

Relación total	[itot]	----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --
Relación número de dientes	[u]	-0.238
Módulo transversal (mm)	[mt]	4.200
Ángulo de presión, círculo primitivo (°)	[alft]	12.770
Ángulo de presión en funcionamiento (°)	[alfwt]	21.173
	[alfwt.e/i]	21.173
		21.181 / 21.165

Ángulo de engrane de servicio en corte normal (°)	[alfwn]	20.000	
Ángulo de hélice en la circunferencia primitiva de funcionamiento (°)	[betaw]	20.000	
Ángulo de base de la hélice (°)	[betab]	18.747	
Distancia entre centros de referencia = 0 (mm)	[ad]	830.059	
Suma de los coeficientes de corrección del perfil	[Summexi]	0.0000	
Coeficiente de corrección del perfil	[x]	0.0000	0.0000
Espesor del diente (Arc) (módulo)	[sn*]	1.5708	1.5708
Modificación de la altura de cabeza (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	1340.864	319.253
Diámetro de base (mm)	[db]	1250.349	297.702
Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)	[da]	1364.864	343.253
(mm)	[da.e/i]	1364.864 / 1364.854	343.253 / 343.243
Desviaciones de la circunferencia de cabeza (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Chafilán / Redondeo de cabeza (mm)	[hk]	0.000	0.000
Diámetro circunferencia de la forma de cabeza (mm)	[dFa]	1364.864	343.253
(mm)	[dFa.e/i]	1364.864 / 1364.854	343.253 / 343.243
Diámetro primitivo de funcionamiento (mm)	[dw]	1340.864	319.253
(mm)	[dw.e/i]	1340.937 / 1340.791	319.271 / 319.236
Diámetro de fondo (mm)	[df]	1310.864	289.253
Factor de desplazamiento de perfil de rodamiento	[xE.e/i]	-0.0275 / -0.0389	-0.0149 / -0.0218
Circunferencia de pie generado con xE (mm)	[df.e/i]	1310.205 / 1309.930	288.896 / 288.731
Juego en el fondo teórico (mm)	[c]	3.000	3.000
Juego en el fondo efectivo (mm)	[c.e/i]	3.311 / 3.134	3.517 / 3.285
Diámetro del círculo utilizable del pie (mm)	[dNf]	1321.812	302.271
(mm)	[dNf.e/i]	1321.900 / 1321.731	302.319 / 302.228
Diámetro de la forma del pie (mm)	[dFf]	1318.322	301.685
(mm)	[dFf.e/i]	1317.744 / 1317.504	301.527 / 301.455
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	2.198 / 1.994	0.432 / 0.351
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]	12.000	12.000
(mm)	[ha.e/i]	12.000 / 11.995	12.000 / 11.995
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfp*-x)]	15.000	15.000
(mm)	[hf.e/i]	15.330 / 15.467	15.179 / 15.261
Ángulo di rodadura de dF (°)	[xsi_dFa.e/i]	25.077 / 25.076	32.885 / 32.882
Ángulo de rodadura para dNa (Cabeza) (°)	[xsi_dNa.e/i]	25.077 / 25.076	32.885 / 32.882
Ángulo de rodadura para dNf (Talón) (°)	[xsi_dNf.e/i]	19.659 / 19.635	10.129 / 10.029
Ángulo di rodadura de dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	19.064 / 19.029	9.214 / 9.126
Altura de diente (mm)	[H]	27.000	27.000
Número virtual de dientes	[zn]	124.610	29.669
Espesor normal de diente, cilindro de cabeza (mm)	[san]	9.772	8.860
(mm)	[san.e/i]	9.533 / 9.427	8.727 / 8.657
Entrediente normal, cilindro del pie (mm)	[efn]	8.637	0.000
(mm)	[efn.e/i]	8.673 / 8.689	0.000 / 0.000
Velocidad máx. de deslizamiento en la cabeza (m/s)	[vga]	6.582	5.809
Deslizamiento específico, en la cabeza	[zetaa]	0.598	0.403
Deslizamiento específico, en el pie	[zetaf]	-0.674	-1.489
Factor de deslizamiento, en la cabeza	[Kga]	0.244	0.215
Factor de deslizamiento, en el pie	[Kgf]	-0.215	-0.244
Paso transversal (mm)	[pt]	40.119	
Círculo de base transversal (mm)	[pbt]	37.410	
Círculo de base real (mm)	[pet]	37.410	
Paso de hélice (mm)	[pz]	11573.607	2755.621
Paso axial (mm)	[px]	110.225	
Longitud de la línea de contacto (mm)	[ga, e/i]	59.256 (59.381 / 59.109)	
Longitud T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	214.368(214.243/214.503)	85.435(85.435/85.425)

Longitud T1-B (mm)	[T1B, T2B]	236.214(236.214/236.201)	63.589(63.464/63.726)
Longitud T1-C (mm)	[T1C, T2C]	242.148(242.048/242.249)	57.654(57.630/57.678)
Longitud T1-D (mm)	[T1D, T2D]	251.778(251.654/251.913)	48.024(48.024/48.014)
Longitud T1-E (mm)	[T1E, T2E]	273.624(273.624/273.612)	26.179(26.054/26.316)
Longitud T1-T2 (mm)	[T1T2]	299.803 (299.678 / 299.927)	
Diámetro en el punto de contacto simple B (mm)	[d-B]	1336.623(1336.623/1336.614)	
323.729(323.632/323.837)			
Diámetro en el punto de contacto simple D (mm)	[d-D]	1347.940(1347.847/1348.041)	
312.813(312.813/312.807)			
Recubrimiento en la Cabeza	[eps]	0.841(0.844/ 0.838)	0.743(0.743/ 0.742)
Línea de contacto (mm)	[Lmin]		183.897
Relación de contacto aparente	[eps_a]		1.584
Relación de contacto aparente con desviaciones	[eps_a.e/m/i]	1.587 / 1.584 / 1.580	
Coefficiente de recubrimiento	[eps_b]		0.998
Relación de contacto total	[eps_g]		2.582
Relación de contacto total con desviaciones	[eps_g.e/m/i]	2.585 / 2.582 / 2.578	

2. FACTORES GENERALES DE INFLUENCIA

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Calculado con la circunferencia primitiva de funcionamiento:			
Fuerza circunferencial nominal (N)	[Ftw]	74184.9	
Fuerza axial (N)	[Faw]	0.0	
Fuerza radial (N)	[Frw]	28734.0	
Net face width of narrowest member (in)	[F,b]	8.66	(220.00 mm)
Nominal force at operating pitch dia. (lb)	[Wt,Ft]	16669.34	(74184.88 N)
Pitch line velocity (ft/min)	[vt]	5307.02	(26.96 m/s)
Gear unit type: Commercial enclosed gear unit			
Mesh alignment factor	[Cma, KHma]	0.193	
Mounting procedure: Contact improved by adjusting at assembly			
Mesh alignment correction factor	[Ce, KHe]	0.800	
Gearing: without longitudinale flanc correction			
Lead correction factor	[Cmc, KHmc]	1.000	
Pinion proportion factor	[Cpf, KHpf]	0.140	
Pinion proportion modifier	[Cpm, KHpm]	1.000	
Offset pequeño [s1/s < 0.175]			
Face load distribution factor	[Cmf, KHb]	1.294	
Load distribution factor	[Km, KHb]	1.294	
Transmission accuracy level number	[Av]	7	
Dynamic factor	[Kv]	1.282	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	460.800	1935.360

3. RESISTENCIA DEL PIE

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Rim thickness factor	[KB]	1.00	1.00
Size factor	[KS]	1.00	1.00
Limiting Variation in action (in/10000)	[LimVarAc]	9.00	
Load sharing:			
0 = No (Loaded at tip) 1 = Yes (Loaded at HPSTC)		1	0
Calc. as helical gear (0) / as LACR (1)			
Load angle (°)	[phinL]	21.97	26.92
Calculation of factor Y following AGMA 908			
		(in) , (mm)	(in) , (mm)
Height of Lewis parabola	[hF]	0.860, 21.84	0.832, 21.14
Tooth thickness at critical section	[sF]	1.028, 26.11	0.913, 23.19
Radius at curvature of fillet curve	[roF]	0.186, 4.71	0.203, 5.15
Helical factor	[Ch]		1.35
Helix angle factor	[Kpsi]		0.88
Tooth form factor Y	[Y]	0.585	0.506
Stress correction factor	[Kf]	1.581	1.487
Helical overlap factor	[Cpsi]		1.39
Load sharing ratio	[mN]		1.00
Bending strength geometry factor J	[J,YJ]	0.619	0.569
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)

Bending stress number	[st,sigF]	12823, 88.41	13951, 96.19
Stress cycle factor (for general applications)	[YN]	0.951	0.927
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable bending stress number	[sat,sigFP]	53665, 370.01	53665, 370.01
Temperature factor	[KT,YT]	1.00	1.00
Reliability factor	[KR,YZ]		1.00
Reverse loading factor	[-]	1.000	1.000
Effective allow. b.s.n.	[sateff,sigFPeff]	51012, 351.72	49726, 342.85
Bending strength power rating (hp)	[Patu]	13337.02(9945.35 kw)	11949.51(8910.69 kw)
Note: Patu calculated with Ko=1, KR=1, SFmin=1			
Unit load	[UL]		4074.2, 28.091
Allowable unit load	[Uat]	16207.8, 111.749	14521.6, 100.123
Safety factor (foot)	[sateff/st]	3.98	3.56
Factor de seguridad requerido	[SFmin]	1.00	1.00
Transmittable power including SFmin (hp)	[Patu/SFmin]	13337.02(9945.35 kw)	11949.51(8910.69 kw)

(Note: Materials with HB > 400: Yield strength not checked.)

4. SEGURIDAD DEL FLANCO (PICADURA)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
		(lb ^{1.5} /in), (N ^{1.5} /mm)	
Elastic coefficient	[Cp,ZE]	2290.0, 190.20	
Size factor	[Ks]	1.000	1.000
Load sharing ratio	[mN]		1.000
Helical overlap factor	[Cpsi]		1.389
Geometry factor I	[I,ZI]		0.227
		(lb/in ²), (N/mm ²)	
Contact stress number	[sc,sigH]	85630, 590.40	
Stress cycle factor (for general applications)	[ZN]	0.916	0.886
Surface condition factor	[Cf,ZR]	1.00	1.00
Hardness ratio factor	[CH,ZW]	1.00	1.00
Temperature factor	[KT,YT]	1.00	1.00
Reliability factor	[KR,YZ]		1.00
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable contact stress number	[sac,sigHP]	176949, 1220.02	176949, 1220.02
Effective allow. c.s.n. (lb/in ²)	[saceff,sigHPeff]	162030, 1117.16	156769, 1080.89
Pitting resistance power rating (hp)	[Pacu]	12003.69(8951.09 kw)	11236.87(8379.28 kw)
Note: Pacu calculated with Ko=1, KR=1, SHmin=1			
Contact load factor (lb/in ²) (N/mm ²)	[K]	189.6, 1.307	
Allowable contact load factor (lb/in ²)	[Kac]	678.9, 4.681	635.5, 4.382
Note: Kac calculated with CG = 0.192 SHmin=1			
Safety factor (flanc)	[saceff/sc]	1.89	1.83
Factor de seguridad requerido	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power including SHmin (hp)	[Pacu/SHmin ²]	12003.69(8951.09 kw)	11236.87(8379.28 kw)

SERVICE FACTORS:

Service factor for tooth root	[KSF]	4.97	4.46
Service factor for pitting	[CSF]	4.48	4.19
Service factor for gear set	[SF]		4.19

Note: Service factors are calculated with Ko=1, KR=1

Transmittable power including required service factors KSFmin, CSFmin (hp) 11236.87(8379.28 kw)
KSFmin = 1.00, CSFmin = 1.00

5. RESISTENCIA AL GRIPADO

Results from AGMA 925 (Details see in the specific calculation sheet)

Probability of wear (%)	[Pwear]	95.000
(Probability of wear acc. to Dowson and Toyoda)		
Probability of scuffing (%)	[Pscuff]	75.593

6. MEDIDAS DE PRUEBA PARA EL ESPESOR DE DIENTE

	----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
	DIN3967 cd25	DIN3967 cd25
Tolerancia del espesor del diente		
Desviación, espesor del diente en sección normal (mm)		

	[As.e/i]	-0.240 / -0.340	-0.130 / -0.190
Número de dientes medidos	[k]	14.000	4.000
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)	[Wk]	499.313	129.006
Medida entre dientes efectivo (mm)	[Wk.e/i]	499.087 / 498.993	128.883 / 128.827
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMWk.m]	1336.671	321.738
> La medida entre dientes Rueda 1 no es medible (rueda demasiado estrecha)			
Diámetro de los medidores teórico. (mm)	[DM]	20.150	20.458
Diámetro efectivo. de los medidores (mm)	[DMeff]	22.000	22.000
Medida radial, en una bola, sin holgura (mm)	[MrK]	687.520	176.290
Medida radial efectiva, en una bola (mm)	[MrK.e/i]	687.208 / 687.078	176.141 / 176.072
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMMr.m]	1344.489	321.748
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)	[MdK]	1374.889	351.927
Medida diametral efectiva entre 2 bolas (mm)	[MdK.e/i]	1374.265 / 1374.005	351.630 /
351.493			
Medida sobre dos rodillos, sin juego (mm)	[MdR]	1375.041	352.579
Medida diametral, entre rodillos (mm)	[MdR.e/i]	1374.417 / 1374.156	352.282 /
352.144			
Medida sobre tres rodillos sin huelgo (mm)	[Md3R]	1375.041	352.579
Medida efectiva sobre tres rodillos (mm)	[Md3R.e/i]	1374.417 / 1374.156	352.282 /
352.144			
Cuerda de espesor de diente, sin holgura (mm)	['sn]	18.849	18.841
Cuerda de espesor de diente, efectiva (mm)	['sn.e/i]	18.609 / 18.509	18.711 / 18.651
Altura por encima de la cuerda a partir de da.m (mm)	[ha]	12.056	12.243
Espesor del diente (Arc) (mm)	[sn]	18.850	18.850
(mm)	[sn.e/i]	18.610 / 18.510	18.720 / 18.660
Distancia entre centros sin juego (mm)	[aControl.e/i]	829.550	/829.331
Distancia entre centros sin juego, desviaciones (mm)	[jta]	-0.508 / -0.728	
Desviación distancia entre centros (mm)	[Aa.e/i]	0.045 / -0.045	
Juego de circunferencia de Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.035 / -0.035	
Juego radial (mm)	[jr]	0.773 / 0.463	
juego de circunferencia (sección transversal) (mm)	[jt]	0.599 / 0.359	
Ángulo de torsión con rueda retenida 1 (°)		0.2150 / 0.1288	
Juego de engrane normal (mm)	[jn]	0.529 / 0.317	

7. TOLERANCIAS DEL DENTADO

----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --			
Following AGMA 2000-A88:			
Calidad del dentado	[Q-AGMA2000]	11	11
Pitch Variation Allowable (µm)	[VpA]	16.00	13.00
Runout Radial Tolerance (µm)	[VrT]	96.00	68.00
Profile Tolerance (µm)	[VphiT]	27.00	21.00
Tooth Alignment Tolerance (µm)	[VpsiT]	19.00	19.00
Composite Tolerance, Tooth-to-Tooth (µm)	[VqT]	20.00	20.00
Composite Tolerance, Total (µm)	[VcqT]	120.00	86.00
(AGMA <-> ISO: VpA <-> fpb, VrT <-> Fr, VpsiT <-> Fb, VqT <-> fi", VcqT <-> Fi")			
Según AGMA 2015-1-1A01:			
Calidad del dentado	[Q-AGMA2015]	A6	A6
Desviación individual del paso (µm)	[fptT]	17.00	14.00
Desviación total del paso (µm)	[FpT]	80.00	47.00
Desviación, forma del perfil (µm)	[ffaT]	22.00	17.00
Desviación, ángulo del perfil (µm)	[fHaT]	18.00	14.00
Desviación total del perfil (µm)	[FaT]	28.00	22.00
Desviación, forma de línea de flanco (µm)	[ffbtT]	15.00	13.00

Desviación, ángulo de la forma de línea de flanco (μm)	[fHbT]	15.00	13.00
Desviación total de la forma de línea de flanco (μm)	[FbT]	20.00	18.00
Salto tangencial (μm)	[fisT]	9.00	4.70
Error compuesto tangencial (μm)	[FisT]	99.00	52.00

(AGMA <-> ISO: fptT <-> fpt, FpT <-> Fp, fisT <-> fi', FisT <-> Fi', FaT <-> Fa)
 (: fHaT <-> fHa, ffaT <-> ffa, FbT <-> Fb, fHbT <-> fHb, ffbT <-> ffb)

Tolerancias de la alineación de los ejes (recomendación según ISO/TR 10064, calidad 6)

Valor máximo para interinclinación de ejes (μm)	[fSigbet]	74.41
Valor máximo para error de inclinación (μm)	[fSigdel]	148.82

8. DATOS COMPLEMENTARIOS

Rigidez individual del diente (N/mm/μm)	[c']	13.439	
Rigidez del engrane (N/mm/μm)	[cg]	19.324	
Coefficiente medio de fricción (según Niemann)	[mum]	0.025	
Deslizamiento de desgaste según Niemann	[zetw]	0.783	
Potencia disipada en el dentado por la carga en el diente (kW)	[PVZ]	5.643	
(Rendimiento del dentado (%))	[etaz]	99.718)	
Peso - calculado con da (kg)	[Mass]	2520.305	159.406
Momento de inercia (sistema con respecto a la Rueda 1): Cálculo, sin tener en cuenta el perfil de diente exacto Ruedas, individualmente, ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	541.14243	1.68695
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	570.90030	

9. DETERMINACION DEL PERFIL DE DIENTE

Datos para el cálculo del perfil del diente:
 Datos no existentes.

OBSERVACIONES:

- Symbols used in []: [xx,yy] xx as used in AGMA2001, yy as used in AGMA2101
- Datos con [.e/i] significan: valores máximos [e] y mínimos [i] considerando todas las tolerancias
- Las indicaciones con [.m] significan: promedio en la tolerancia
- En el movimiento muerto entre flancos se tienen en cuenta las tolerancias entre centros y las dimensiones del espesor del diente . Se indica el juego máximo y mínimo según las desviaciones más grandes o más pequeñas.
- Se ejecuta el cálculo para la circunferencia primitiva de funcionamiento..
- Material factor Yst (analog to ISO6336):
 $sateff = sat * Yst * KL / KT / KR * Kwb / SF$ (SF = 1.0)
- LACR = Spur gear or helical gear with $eps.b < 1.0$
- PSTC = Point of Single Tooth Contact
- Cálculo de Zbet según corrigendum 1 ISO6336-2(2008) con $Zbet = 1 / (COS(beta)^{0.5})$

Fin protocolo

lineas: 459

Anexo 7: Hoja de cálculo de la variante 2 de la etapa de alta velocidad.

Variante	Módulo (mm)	Ángulo de hélice (°)	Ángulo de presión normal (°)	Ancho del diente (mm)	Potencia (kW)	Velocidad entrada (rpm)	z1	Velocidad salida (rpm)	z2
Variante 2	16	30	20	220	2000	384	63	1612	15

KISSsoft - Engranaje cilíndrico [Z012] - sin denominación

Archivo Proyecto Vista Cálculo Protocolo Gráfico Extras Ayuda

Release 03-2011

Módulos

- Engranajes
 - Ruedas cilíndricas rectas
 - Rueda individual [Z011]
 - Engranaje cilíndrico [Z012]**
 - Piñón-cremallera [Z013]
 - Engranaje planetario [Z014]
 - Tres ruedas [Z015]
 - Cuatro ruedas [Z016]
 - Ruedas cónicas e hipoides [Z070]
 - Ruedas frontales [Z060]
 - Tornillo sin fin con rueda helicoidal Gl...
 - Ruedas de dentado helicoidal y torn...
 - Ruedas no circulares [Z040]
 - Árboles y cojinetes
 - Cálculo de árboles [W010]
 - Rodamientos [W050]
 - ISO 16281 [W051]
 - Cojinetes de deslizamiento
 - Cojinetes de deslizamiento radi...
 - Cojinetes de deslizamiento axial...
- Uniones
 - Módulos
 - Proyectos
- Manual
 - General
 - Toothings
 - Shafts and Bearings
 - Connections
 - Springs
 - Belts and chain drives
 - Automotive
 - Diverse
 - KISSys
 - Bibliography and Index

Datos básicos Perfil de referencia Tolerancias

Geometría

Módulo normal m_n 16.0000 mm

Ángulo de presión normal α_n 20.0000 °

Rueda 1 Dentado doble helicoidal izquierda-derecha

Ángulo de hélice...ículo primitivo β 30.0000 °

Distancia entre centros a 720.5331 mm

Número de dientes z Rueda 1 63 Rueda 2 15

Ancho del diente b 220.0000 220.0000 mm

Coefficiente de...ción de perfil x^* 0.0000 0.0000

Calidad (AGMA 2015) Q 6 6

Resistencia

Método de cálculo AGMA 2001-D04

Duración de vida exigida H 20000.0000 h

Factor de aplicación de carga K_A 1.2500

Factor de anchura $K_{H\beta}$ 1.3049

Potencia P 2000.0000 kW

Momento torsor T 49735.9197 Nm

Velocidad n 384.0000 1/min

Materiales y lubricación

Rueda 1 C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind., ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Rueda 2 C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind., ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Lubricación Aceite: ISO-VG 220

Lubricación por barboteo de aceite

Resultados

Resultados

Recubrimientos (perfil/salto/total) 1.3435/1.0942/2.4377

Rueda 1 Rueda 2

Circunferencia exterior efectiva d_{ae} 1195.936 309.128 mm

Seguridad del pie del diente 4.1432 3.6170

Seguridad del flanco 1.6003 1.5484

Geometría 2D

Engrane

COHERENTE

Anexo 8: Hoja de reporte de la variante 2 de la etapa de alta velocidad.

KISSsoft - Release 03-2011
LND-7330757468@CS

Fichero
Nombre : sin denominación
Modificado por: Administrador El: 23.06.2012 A las: 08:56:40

Nota importante: En el cálculo han aparecido advertencias:

1-> Nota para rueda 1:
¡EL ANCHO ENTRE DIENTES NO SE PUEDE MEDIR!
La rueda dentada es demasiado estrecha y/o el ancho entre dientes demasiado grande,
así que la curva de medición excede la longitud de diente.

CÁLCULO DE UN PAR DE RUEDAS CILÍNDRICAS RECTAS CON DENTADO INCLINADO

No. de plano o de artículo:

Rueda 1: 0.000.0

Rueda 2: 0.000.0

Método de cálculo AGMA 2001-D04

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Transmitted power (kW, hp, ft*lb/s)	[P]	2000.000, 2682.040, 1475120	
Velocidad (1/min)	[n]	384.0	1612.8
Momento torsor (Nm, ft*lb)	[T]	49735.9, 36683.3	11841.9, 8734.1
Overload factor	[Ko]		1.25
Duración de vida exigida	[H]		20000.00
Rueda impulsora (+) / impulsada (-)		+	-
Tipo de engrane: Engrane estándar en cárter cerrado			

1. GEOMETRÍA DEL DIENTE Y MATERIAL

(Cálculo de la geometría según ISO 21771)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Distancia entre centros (in, mm)	[a]	28.3674, 720.533	
Tolerancia de distancia entre centros		ISO 286 desviación js7	
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	1.58750	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Pd]	1.37482	
Módulo normal (in, mm)	[mn]	0.62992, 16.0000	
Ángulo de presión normal (°)	[alfn]	20.0000	
Ángulo de hélice en el círculo primitivo (°)	[beta]	30.0000	
Número de dientes	[z]	63	15
Dentado doble helicoidal		izquierda/derecha	
derecha/izquierda			
Ancho total de diente (mm)	[b]	220.00	220.00
Ancho de la ranura intermedia (mm)	[bNut]		0.00
Ancho de diente para el cálculo (mm)	[beH]	110.00	110.00
Calidad del dentado	[Q-AGMA2015]	A6	A6
Diámetro interior (mm)	[di]	0.00	0.00
Diámetro interior de la corona (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Rueda 1: C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind.

ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

Rueda 2: C45 (2), Acero bonificado, endurecido por templado/ind.

ISO 6336-5 Imagen 11/12 (MQ)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Endurecimiento superficial		HRC 57	HRC 57
Allowable bending stress number	[sat]	(lb/in ²), (N/mm ²) 53665, 370.01	(lb/in ²), (N/mm ²) 53665, 370.01

Allowable contact stress number	[sac]	176949,1220.02	176949,1220.02
Resistencia a la rotura (N/mm ²)	[Rm]	700.00	700.00
Límite elástico (N/mm ²)	[Rp]	490.00	490.00
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	[E]	206842	206842
Número de Poisson	[ny]	0.300	0.300
Valor medio de rugosidad Ra, flanco de diente (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Profundidad media de rugosidad Rz, flanco (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Profundidad media de rugosidad Rz, pie (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Herramienta o perfil de referencia de la rueda 1 :
 Perfil de referencia 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Perfil A

Coeficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000
Coeficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000
Coeficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000
Coeficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000

no topping

Herramienta o perfil de referencia de la rueda 2 :
 Perfil de referencia 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2 Perfil A

Coeficiente de altura de cabeza	[haP*]	1.000
Coeficiente de altura del pie	[hfP*]	1.250
Factor de radio de la cabeza	[rhoaP*]	0.000
Coeficiente del radio del pie	[rhofP*]	0.380
Factor de altura de la forma de la cabeza	[hFaP*]	0.000
Coeficiente de altura de protuberancia	[hprP*]	0.000
Ángulo de la protuberancia	[alfprP]	0.000
Ángulo de flanco de chaflán	[alfKP]	0.000

no topping

Resumen del perfil de referencia de las ruedas dentadas:

Altura del pie del perfil de referencia (módulo)	[hfP*]	1.250	1.250
Radio del pie del perfil de referencia (módulo)	[rofP*]	0.380	0.380
Altura de la cabeza del perfil de referencia (módulo)	[haP*]	1.000	1.000
Altura de protuberancia (módulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Ángulo de protuberancia (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Pandeo, altura del flanco del pie (módulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Pandeo, ángulo del flanco del pie (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Tipo de corrección de perfil:

ninguna (sólo valor de rodaje)

Despulla de cabeza (µm)	[Ca]	3.40	3.40
-------------------------	------	------	------

Tipo de lubricación Lubricación por barboteo de aceite

Tipo de aceite Aceite: ISO-VG 220

Lubricación de base Base de aceite mineral

Viscosidad nominal cinemática. Aceite a 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	220.00
Viscosidad nominal cinemática. Aceite a 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	17.50
Prueba FZG A/8.3/90 (ISO 14635-1)	[FZGtestA]	12
Densidad específica a 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.895
Temperatura, aceite (°C)	[TS]	70.000

Relación total	[itot]	----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --
Relación número de dientes	[u]	-0.238
Módulo transversal (mm)	[mt]	4.200
Ángulo de presión, círculo primitivo (°)	[alft]	18.475
Ángulo de presión en funcionamiento (°)	[alfwt]	22.796
	[alfwt.e/i]	22.796
		22.803 / 22.788

Ángulo de engrane de servicio en corte normal (°)	[alfwn]	20.000	
Ángulo de hélice en la circunferencia primitiva de funcionamiento (°)	[betaw]	30.000	
Ángulo de base de la hélice (°)	[betab]	28.024	
Distancia entre centros de referencia = 0 (mm)	[ad]	720.533	
Suma de los coeficientes de corrección del perfil	[Summexi]	-0.0000	
Coeficiente de corrección del perfil	[x]	0.0000	0.0000
Espesor del diente (Arc) (módulo)	[sn*]	1.5708	1.5708
Modificación de la altura de cabeza (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diámetro primitivo de referencia (mm)	[d]	1163.938	277.128
Diámetro de base (mm)	[db]	1073.024	255.482
Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)	[da]	1195.938	309.128
(mm)	[da.e/i]	1195.938 / 1195.928	309.128 / 309.118
Desviaciones de la circunferencia de cabeza (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Chafilán / Redondeo de cabeza (mm)	[hk]	0.000	0.000
Diámetro circunferencia de la forma de cabeza (mm)	[dFa]	1195.938	309.128
(mm)	[dFa.e/i]	1195.938 / 1195.928	309.128 / 309.118
Diámetro primitivo de funcionamiento (mm)	[dw]	1163.938	277.128
(mm)	[dw.e/i]	1164.003 / 1163.874	277.144 / 277.113
Diámetro de fondo (mm)	[df]	1123.938	237.128
Factor de desplazamiento de perfil de rodamiento	[xE.e/i]	-0.0206 / -0.0292	-0.0082 / -0.0124
Circunferencia de pie generado con xE (mm)	[df.e/i]	1123.279 / 1123.004	236.867 / 236.730
Juego en el fondo teórico (mm)	[c]	4.000	4.000
Juego en el fondo efectivo (mm)	[c.e/i]	4.244 / 4.091	4.512 / 4.290
Diámetro del círculo utilizable del pie (mm)	[dNf]	1139.767	257.266
(mm)	[dNf.e/i]	1139.843 / 1139.697	257.293 / 257.241
Diámetro de la forma del pie (mm)	[dFf]	1134.497	256.681
(mm)	[dFf.e/i]	1133.945 / 1133.716	256.617 / 256.584
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	3.063 / 2.876	0.354 / 0.312
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]	16.000	16.000
(mm)	[ha.e/i]	16.000 / 15.995	16.000 / 15.995
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hFP*-x)]	20.000	20.000
(mm)	[hf.e/i]	20.330 / 20.467	20.131 / 20.199
Ángulo di rodadura de dF (°)	[xsi_dFa.e/i]	28.199 / 28.197	39.031 / 39.027
Ángulo de rodadura para dNa (Cabeza) (°)	[xsi_dNa.e/i]	28.199 / 28.197	39.031 / 39.027
Ángulo de rodadura para dNf (Talón) (°)	[xsi_dNf.e/i]	20.532 / 20.509	6.834 / 6.736
Ángulo di rodadura de dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	19.579 / 19.541	5.407 / 5.328
Altura de diente (mm)	[H]	36.000	36.000
Número virtual de dientes	[zn]	93.355	22.227
Espesor normal de diente, cilindro de cabeza (mm)	[san]	12.901	11.416
(mm)	[san.e/i]	12.661 / 12.555	11.319 / 11.259
Entrediente normal, cilindro del pie (mm)	[efn]	11.842	0.000
(mm)	[efn.e/i]	11.891 / 11.912	0.000 / 0.000
Velocidad máx. de deslizamiento en la cabeza (m/s)	[vga]	8.064	6.970
Deslizamiento específico, en la cabeza	[zetaa]	0.759	0.474
Deslizamiento específico, en el pie	[zetaf]	-0.902	-3.158
Factor de deslizamiento, en la cabeza	[Kga]	0.345	0.298
Factor de deslizamiento, en el pie	[Kgf]	-0.298	-0.345
Paso transversal (mm)	[pt]	58.042	
Círculo de base transversal (mm)	[pbt]	53.508	
Círculo de base real (mm)	[pet]	53.508	
Paso de hélice (mm)	[pz]	6333.451	1507.964
Paso axial (mm)	[px]	100.531	
Longitud de la línea de contacto (mm)	[ga, e/i]	71.898 (72.001 / 71.774)	
Longitud T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	192.151(192.048/192.263)	87.019(87.019/87.010)

Longitud T1-B (mm)	[T1B, T2B]	210.541(210.541/210.530)	68.629(68.526/68.744)
Longitud T1-C (mm)	[T1C, T2C]	225.483(225.400/225.567)	53.687(53.667/53.706)
Longitud T1-D (mm)	[T1D, T2D]	245.659(245.556/245.771)	33.511(33.511/33.502)
Longitud T1-E (mm)	[T1E, T2E]	264.049(264.049/264.038)	15.121(15.018/15.236)
Longitud T1-T2 (mm)	[T1T2]	279.170 (279.067 / 279.273)	
Diámetro en el punto de contacto simple B (mm)	[d-B]	1152.688(1152.688/1152.680)	
290.019(289.921/290.127)			
Diámetro en el punto de contacto simple D (mm)	[d-D]	1180.159(1180.073/1180.252)	
264.127(264.127/264.122)			
Recubrimiento en la Cabeza	[eps]	0.721(0.722/ 0.719)	0.623(0.623/ 0.622)
Línea de contacto (mm)	[Lmin]	163.751	
Relación de contacto aparente	[eps_a]	1.344	
Relación de contacto aparente con desviaciones	[eps_a.e/m/i]	1.346 / 1.343 / 1.341	
Coefficiente de recubrimiento	[eps_b]	1.094	
Relación de contacto total	[eps_g]	2.438	
Relación de contacto total con desviaciones	[eps_g.e/m/i]	2.440 / 2.438 / 2.436	

2. FACTORES GENERALES DE INFLUENCIA

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Calculado con la circunferencia primitiva de funcionamiento:			
Fuerza circunferencial nominal (N)	[Ftw]	85461.4	
Fuerza axial (N)	[Faw]	0.0	
Fuerza radial (N)	[Frw]	35917.4	
Net face width of narrowest member (in)	[F,b]	8.66	(220.00 mm)
Nominal force at operating pitch dia. (lb)	[Wt,Ft]	19203.19	(85461.45 N)
Pitch line velocity (ft/min)	[vt]	4606.76	(23.40 m/s)
Gear unit type: Commercial enclosed gear unit			
Mesh alignment factor	[Cma, KHma]	0.193	
Mounting procedure: Contact improved by adjusting at assembly			
Mesh alignment correction factor	[Ce, KHe]	0.800	
Gearing: without longitudinale flanc correction			
Lead correction factor	[Cmc, KHmc]	1.000	
Pinion proportion factor	[Cpf, KHpf]	0.150	
Pinion proportion modifier	[Cpm, KHpm]	1.000	
Offset pequeño [s1/s < 0.175]			
Face load distribution factor	[Cmf, KHb]	1.305	
Load distribution factor	[Km, KHb]	1.305	
Transmission accuracy level number	[Av]	7	
Dynamic factor	[Kv]	1.266	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	460.800	1935.360

3. RESISTENCIA DEL PIE

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
Rim thickness factor	[KB]	1.00	1.00
Size factor	[KS]	1.00	1.00
Limiting Variation in action (in/10000)	[LimVarAc]	14.00	
Load sharing:			
0 = No (Loaded at tip) 1 = Yes (Loaded at HPSTC)		0	0
Calc. as helical gear (0) / as LACR (1)			
Load angle (°)	[phinL]	22.51	28.53
Calculation of factor Y following AGMA 908			
		(in) , (mm)	(in) , (mm)
Height of Lewis parabola	[hF]	1.136, 28.86	1.103, 28.01
Tooth thickness at critical section	[sF]	1.354, 34.40	1.169, 29.70
Radius at curvature of fillet curve	[roF]	0.250, 6.34	0.279, 7.08
Helical factor	[Ch]		1.46
Helix angle factor	[Kpsi]		0.75
Tooth form factor Y	[Y]	0.541	0.447
Stress correction factor	[Kf]	1.575	1.453
Helical overlap factor	[Cpsi]		1.00
Load sharing ratio	[mN]		0.67
Bending strength geometry factor J	[J,YJ]	0.511	0.458
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)

Bending stress number	[st,sigF]	12312, 84.89	13748, 94.79
Stress cycle factor (for general applications)	[YN]	0.951	0.927
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable bending stress number	[sat,sigFP]	53665, 370.01	53665, 370.01
Temperature factor	[KT,YT]	1.00	1.00
Reliability factor	[KR,YZ]	1.00	1.00
Reverse loading factor	[-]	1.000	1.000
Effective allow. b.s.n.	[sateff,sigFPeff]	51012, 351.72	49726, 342.85
Bending strength power rating (hp)	[Patu]	13890.28(10357.91 kw)	12126.11(9042.38 kw)
Note: Patu calculated with Ko=1, KR=1, SFmin=1			
Unit load	[UL]	3520.1, 24.271	
Allowable unit load	[Uat]	14584.5, 100.557	12732.2, 87.785
Safety factor (foot)	[sateff/st]	4.14	3.62
Factor de seguridad requerido	[SFmin]	1.00	1.00
Transmittable power including SFmin (hp)	[Patu/SFmin]	13890.28(10357.91 kw)	12126.11(9042.38 kw)

(Note: Materials with HB > 400: Yield strength not checked.)

4. SEGURIDAD DEL FLANCO (PICADURA)

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
		(lb ^{1.5} /in), (N ^{1.5} /mm)	
Elastic coefficient	[Cp,ZE]	2290.0, 190.20	
Size factor	[Ks]	1.000	1.000
Load sharing ratio	[mN]	0.672	
Helical overlap factor	[Cpsi]	1.000	
Geometry factor I	[I,ZI]	0.215	
		(lb/in ²), (N/mm ²)	
Contact stress number	[sc,sigH]	101248, 698.08	
Stress cycle factor (for general applications)	[ZN]	0.916	0.886
Surface condition factor	[Cf,ZR]	1.00	1.00
Hardness ratio factor	[CH,ZW]	1.00	1.00
Temperature factor	[KT,YT]	1.00	1.00
Reliability factor	[KR,YZ]	1.00	1.00
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)
Allowable contact stress number	[sac,sigHP]	176949, 1220.02	176949, 1220.02
Effective allow. c.s.n. (lb/in ²)	[saceff,sigHPeff]	162030, 1117.16	156769, 1080.89
Pitting resistance power rating (hp)	[Pacu]	8586.07(6402.59 kw)	8037.57(5993.58 kw)
Note: Pacu calculated with Ko=1, KR=1, SHmin=1			
Contact load factor (lb/in ²) (N/mm ²)	[K]	251.6, 1.735	
Allowable contact load factor (lb/in ²)	[Kac]	644.4, 4.443	603.3, 4.159
Note: Kac calculated with CG = 0.192 SHmin=1			
Safety factor (flanc)	[saceff/sc]	1.60	1.55
Factor de seguridad requerido	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power including SHmin (hp)	[Pacu/SHmin ²]	8586.07(6402.59 kw)	8037.57(5993.58 kw)

SERVICE FACTORS:

Service factor for tooth root	[KSF]	5.18	4.52
Service factor for pitting	[CSF]	3.20	3.00
Service factor for gear set	[SF]	3.00	

Note: Service factors are calculated with Ko=1, KR=1

Transmittable power including required service factors KSFmin, CSFmin (hp) 8037.57(5993.58 kw)
KSFmin = 1.00, CSFmin = 1.00

5. RESISTENCIA AL GRIPADO

Results from AGMA 925 (Details see in the specific calculation sheet)

Probability of wear (%)	[Pwear]	95.000
(Probability of wear acc. to Dowson and Toyoda)		
Probability of scuffing (%)	[Pscuff]	95.000

6. MEDIDAS DE PRUEBA PARA EL ESPESOR DE DIENTE

		----- RUEDA 1 -----	RUEDA 2 --
		DIN3967 cd25	DIN3967 cd25
Tolerancia del espesor del diente			
Desviación, espesor del diente en sección normal (mm)	[As.e/i]	-0.240 / -0.340	-0.095 / -0.145

Número de dientes medidos	[k]	11.000	3.000
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)	[Wk]	517.188	123.140
Medida entre dientes efectivo (mm)	[Wk.e/i]	516.963 / 516.869	123.051 / 123.004
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMWk.m]	1166.017	277.607
> La medida entre dientes Rueda 1 no es medible (rueda demasiado estrecha)			
Diámetro de los medidores teórico. (mm)	[DM]	26.900	27.435
Diámetro efectivo. de los medidores (mm)	[DMeff]	28.000	28.000
Medida radial, en una bola, sin holgura (mm)	[MrK]	602.194	158.356
Medida radial efectiva, en una bola (mm)	[MrK.e/i]	601.882 / 601.751	158.247 / 158.190
Diámetro, círculo de medida (mm)	[dMMr.m]	1165.752	277.829
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)	[MdK]	1204.022	315.131
Medida diametral efectiva entre 2 bolas (mm)	[MdK.e/i]	1203.398 / 1203.137	314.914 /
314.800			
Medida sobre dos rodillos, sin juego (mm)	[MdR]	1204.387	316.712
Medida diametral, entre rodillos (mm)	[MdR.e/i]	1203.763 / 1203.503	316.495 /
316.380			
Medida sobre tres rodillos sin huelgo (mm)	[Md3R]	1204.387	316.712
Medida efectiva sobre tres rodillos (mm)	[Md3R.e/i]	1203.763 / 1203.503	316.495 /
316.380			
Cuerda de espesor de diente, sin holgura (mm)	['sn]	25.132	25.113
Cuerda de espesor de diente, efectiva (mm)	['sn.e/i]	24.892 / 24.792	25.018 / 24.968
Altura por encima de la cuerda a partir de da.m (mm)	[ha]	16.099	16.425
Espesor del diente (Arc) (mm)	[sn]	25.133	25.133
(mm)	[sn.e/i]	24.893 / 24.793	25.038 / 24.988
Distancia entre centros sin juego (mm)	[aControl.e/i]	720.073	/719.867
Distancia entre centros sin juego, desviaciones (mm)	[jta]	-0.460 / -0.666	
Desviación distancia entre centros (mm)	[Aa.e/i]	0.040 / -0.040	
Juego de circunferencia de Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.034 / -0.034	
Juego radial (mm)	[jtr]	0.706 / 0.420	
juego de circunferencia (sección transversal) (mm)	[jti]	0.594 / 0.353	
Ángulo de torsión con rueda retenida 1 (°)		0.2455 / 0.1460	
Juego de engrane normal (mm)	[jnt]	0.483 / 0.287	

7. TOLERANCIAS DEL DENTADO

----- RUEDA 1 ----- RUEDA 2 --			
Following AGMA 2000-A88:			
Calidad del dentado	[Q-AGMA2000]	11	11
Pitch Variation Allowable (µm)	[VpA]	17.00	13.00
Runout Radial Tolerance (µm)	[VrT]	110.00	76.00
Profile Tolerance (µm)	[VphiT]	30.00	24.00
Tooth Alignment Tolerance (µm)	[VpsiT]	19.00	19.00
Composite Tolerance, Tooth-to-Tooth (µm)	[VqT]	21.00	23.00
Composite Tolerance, Total (µm)	[VcqT]	130.00	100.00
(AGMA <-> ISO: VpA <-> fpb, VrT <-> Fr, VpsiT <-> Fb, VqT <-> fi", VcqT <-> Fi")			
Según AGMA 2015-1-1A01:			
Calidad del dentado	[Q-AGMA2015]	A6	A6
Desviación individual del paso (µm)	[fptT]	18.00	15.00
Desviación total del paso (µm)	[FpT]	77.00	47.00
Desviación, forma del perfil (µm)	[ffaT]	23.00	19.00
Desviación, ángulo del perfil (µm)	[fHaT]	19.00	15.00
Desviación total del perfil (µm)	[FaT]	30.00	24.00
Desviación, forma de línea de flanco (µm)	[ffbT]	14.00	13.00
Desviación, ángulo de la forma de línea de flanco (µm)			

	[fHbT]	14.00	13.00
Desviación total de la forma de línea de flanco (μm)	[FbT]	20.00	18.00
Salto tangencial (μm)	[fist]	8.50	4.70
Error compuesto tangencial (μm)	[FisT]	93.00	52.00

(AGMA <-> ISO: fptT <-> fpt, FpT <-> Fp, fist <-> fi', FisT <-> Fi', FaT <-> Fa)
 (: fHaT <-> fHa, ffaT <-> ffa, FbT <-> Fb, fHbT <-> fHb, ffbT <-> ffb)

Tolerancias de la alineación de los ejes (recomendación según ISO/TR 10064, calidad 6)
 Valor máximo para interinclinación de ejes (μm)
 [fSigbet] 73.12
 Valor máximo para error de inclinación (μm)
 [fSigdel] 146.25

8. DATOS COMPLEMENTARIOS

Rigidez individual del diente (N/mm/μm)	[c']	11.853	
Rigidez del engrane (N/mm/μm)	[cg]	14.908	
Coeficiente medio de fricción (según Niemann)	[mum]	0.028	
Deslizamiento de desgaste según Niemann	[zetw]	0.815	
Potencia disipada en el dentado por la carga en el diente (kW)	[PVZ]	9.128	
(Rendimiento del dentado (%))	[etaz]	99.544)	
Peso - calculado con da (kg)	[Mass]	1935.048	129.286
Momento de inercia (sistema con respecto a la Rueda 1): Cálculo, sin tener en cuenta el perfil de diente exacto Ruedas, individualmente, ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	305.71952	0.93883
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	322.28042	

9. DETERMINACION DEL PERFIL DE DIENTE

Datos para el cálculo del perfil del diente:
 Datos no existentes.

OBSERVACIONES:

- Symbols used in []: [xx,yy] xx as used in AGMA2001, yy as used in AGMA2101
- Datos con [.e/i] significan: valores máximos [e] y mínimos [i] considerando todas las tolerancias
- Las indicaciones con [.m] significan: promedio en la tolerancia
- En el movimiento muerto entre flancos se tienen en cuenta las tolerancias entre centros y las dimensiones del espesor del diente . Se indica el juego máximo y mínimo según las desviaciones más grandes o más pequeñas.
- Se ejecuta el cálculo para la circunferencia primitiva de funcionamiento..
- Material factor Yst (analog to ISO6336):
 $sateff = sat \cdot Yst \cdot KL / KT / KR \cdot Kwb / SF$ (SF = 1.0)
 LACR = Spur gear or helical gear with eps.b < 1.0
 PSTC = Point of Single Tooth Contact

Fin protocolo

lineas: 458