

Republica de Cuba
Ministerio de Educación Superior
Instituto Superior Minero Metalúrgico
“Dr. Antonio Núñez Jiménez”
Facultad Metalurgia- Electromecánica
Departamento de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Diploma

En Opción al Título de Ingeniero Mecánico

TITULO: *Diseño de un multiplicador de velocidad en la instalación de procesamiento de biomasa en la cocina comedor del Instituto Superior Minero Metalúrgico.*

Autor: *Yerandi Ramón Lara Quevedo*

Tutores: *M.Sc. Isnel Rodríguez González*

M.Sc. Eduardo Terrero Matos

Moa – 2009



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Moa, 26 de Junio de 2009

Año del 50 Aniversario del Triunfo de la Revolución

Yo **Yerandi Lara Quevedo**, autor del Trabajo de Diploma titulado: **Diseño de un multiplicador de velocidad en la instalación de procesamiento de biomasa en la cocina comedor del Instituto Superior Minero Metalúrgico** y el tutor M. Sc. Isnel Rodríguez González certificamos la propiedad intelectual y la calidad del mismo a favor del Departamento de Ingeniería Mecánica del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

Para que así conste firmamos la presente

Autor: **Yerandi Lara Quevedo** _____

Tutor (es): **M. Sc. Isnel Rodríguez González** _____



PENSAMIENTOS

“ Educar es depositar en cada hombre toda la obra humana que la ha antecedido; es hacer a cada hombre un resumen del mundo viviente, hasta el día en que vive; es ponerlo al nivel de su tiempo, para que flote sobre él, y no dejarlo debajo de su tiempo, con lo que no podrá salir a flote, es preparar al hombre para la vida ”

José Martí



AGRADECIMIENTOS

A la suerte de vivir en el país que tiene la revolución más justa del mundo y con ella su principal gestor, Fidel Castro Ruz.

A toda mi familia y amigos que esperan algo bueno de mi, les dedico todo mi esfuerzo y empeño, los que he puesto para lograr la culminación de lo que un día comencé, deseando que sientan la misma alegría que yo al terminar estos estudios.

A mi tutor Isnel Rodríguez González por los esfuerzos realizados para desarrollar este trabajo.

A Dios quien ha permitido realizar todas las cosas hermosas y valiosas que me he propuesto.



DEDICATORIA

A la Revolución cubana y a nuestro comandante en jefe, por darnos la posibilidad de superarnos y contribuir con nuestro trabajo a la educación de la sociedad.

A toda mi familia por su amor, comprensión y dedicación durante todos estos años, quienes no han escatimado esfuerzos y sacrificios para que este sueño se hiciera realidad.

A todos los profesores que contribuyeron en la educación universitaria para mi formación como ingeniero mecánico.



RESUMEN

En este trabajo de diploma se diseña un multiplicador de velocidades de baja potencia capaz de conservar y multiplicar la velocidad de un mecanismo de agitación compuesto por 2 aerogeneradores de rotor vertical uno Darrieus y el otro Savonius, también consta de un mecanismo diferencial que conecta los aerogeneradores con el agitador mecánico de biomasa esta instalación tiene como función fundamental la cocción de alimentos en el instituto superior minero metalúrgico de Moa.

Se llevó a cabo la revisión y el análisis de los trabajos precedentes que sobre la temática han sido publicados, Luego se establece el análisis de los resultados obtenidos por la metodología de cálculo por un lado; y por el otro se determina la influencia de las tensiones en el área de trabajo de los diferentes tipos de dispositivos en estudio, mediante el Método de Elementos Finitos (MEF). La valoración económica realizada muestra que los gastos para su fabricación y montaje no son de gran envergadura, se hace además un análisis del impacto ambiental de la propuesta.



ABSTRACTS

In this diploma work a low-power multiplier of speeds is designed able to conserve and to multiply the speed of a compound mechanism of agitation for 2 aero generators of vertical rotor one Darrieus and the other Savonius, it also consists of a differential mechanism that connects the aero generators with the mechanical agitator of biomass this installation is it has as fundamental function the cooking of allowances in the institute superior mining metallurgist of Moa.

It was carried out the revision and the analysis of the precedent works that it has more than enough the thematic one they have been published, Then the analysis of the results obtained by the calculation methodology settles down on one hand; and for the other one the influence of the tensions is determined in the workspace of the different types of devices in study, by means of the Method of Finite Elements (MEF). The valuation economic carried out sample that the expenses for its production and assembly are not of great span, it is also made an analysis of the environmental impact of the proposal.

**ÍNDICE**

Contenido	Págs.
Introducción	1
Capítulo I MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.1 Introducción	4
1.2 Trabajos precedentes	4
1.3 Tipos de aerogeneradores.	4
1.4 Multiplicadores y reductores de velocidades empleados en generadores eólicos.	10
1.5 Materiales para la fabricación de multiplicadores y reductores de velocidades.	13
1.6 Conclusiones del Capítulo	14
Capítulo II MATERIALES Y MÉTODOS	15
2.1 Introducción	15
2.2 Materiales utilizados para las mediciones.	15
2.3 Materiales empleados para la elaboración del multiplicador de velocidad	15
2.4 Diseño de la transmisión del multiplicador de velocidades.	16
2.5 Cálculo de los árboles y ejes del multiplicador de velocidades.	20
2.6 Diseño de las uniones por chavetas.	22
2.7 Selección de los cojinetes.	24
2.8 Selección del acoplamiento.	25
2.9 Calculo de la estructura.	26
2.10 Modelación por Método de Elementos Finitos.	27



2.11	Conclusiones del capítulo	28
Capítulo III	VALORACIÓN DE LOS RESULTADOS	29
3.1	Introducción	29
3.2	Determinación de los resultados de las metodologías de cálculos	29
3.3	Análisis de los resultados de la simulación por el Método de Elementos Finitos (M.E.F.)	35
3.4	Valoración Económica.	45
3.5	Impacto Medioambiental de la instalación eólica.	46
3.6	Conclusiones del capítulo	47
	Conclusiones Generales	48
	Recomendaciones	49
	Bibliografía	50
	Anexos.	---



INTRODUCCIÓN

Hasta los días de hoy desafortunadamente, de un futuro muy cercano, el 90 % de las necesidades energéticas del planeta son satisfechas con la utilización de combustibles fósiles (petróleo, gas, carbón), todos ellos extinguidos, fuertemente contaminantes y utilizados en forma ineficiente, por el interés predominante de la producción de energía y su efecto ecológico.

El uso de las energías renovables no es un hecho novedoso, fueron ellas las primeras utilizadas por el hombre, sin embargo la aparición de los combustibles fósiles las relegó por muchos años al olvido. En la actualidad el panorama ha cambiado, por una parte los problemas medioambientales debidos en un significativo por ciento a los procesos de conversión energética y en su totalidad a la acción indiscriminada del hombre sobre la biosfera y por otra parte la convulsa situación del mundo del petróleo portador energético fundamental en la actualidad que ha enfrentado tres crisis en menos de 50 años han puesto de nuevo sobre el tapete las olvidadas energías renovables.

En los últimos años las fuentes alternativas de energía han ido adquiriendo una importancia cada vez mayor en Cuba, lo cual básicamente por razones energéticas y ambientales, también es una tendencia mundial. El déficit de energía que sufre el mundo actual y en particular Cuba, tiene una situación cada vez menos favorable. Las fuentes tradicionales de energía (combustibles fósiles) no parecen ser solución sino a muy largo plazo.

La reanimación de la economía cubana conduce a una reestructuración de la producción y los servicios en la búsqueda de un mayor aprovechamiento de los recursos naturales, al igual que en otros países, aunque en condiciones mucho más complejas por la aguda crisis de las relaciones entre Cuba y los EE.UU.

En Cuba se han ido desarrollando diversas iniciativas que tienden a la búsqueda de nuevas formas de explotar las considerables capacidades de la energía eólica fundamentalmente en la zona donde se encuentra ubicado el Instituto Superior minero Metalúrgico de Moa, el mismo se encuentra dentro de los sectores inmersos en el



progresivo desarrollo de utilización de la energía renovable, el cual cuenta con una instalación de procesamiento de biomasa en la cocina comedor.

Situación Problemática.

El biodigestor instalado en la cocina del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa dispone de un mecanismo diferencial que une los aerogeneradores con el mecanismo de agitación pero esto se hace de manera directa sin variar la velocidad quedando libre uno de sus extremos, este funciona sin tener un mecanismo de recolección de esa energía pudiendo emplearla para la iluminación de la propia instalación y otras zonas mejorando el ahorro de energía en la institución utilizando los recursos renovables ya que en la zona donde se encuentra ubicada la instalación no se dispone de iluminación y colocarla conllevaría a la elevación de los gastos de energéticos del Instituto Superior Minero Metalúrgico.

Problema.

Inexistencia de un equipo capaz de incrementar la velocidad de rotación a la salida del diferencial empleado en la instalación para el procesamiento de la biomasa en la cocina del Instituto Superior Minero Metalúrgico para aprovecharla como energía eléctrica.

Hipótesis.

Si se diseña apropiadamente un mecanismo multiplicador de velocidades se podrá disponer de la energía mecánica adicional en el eje del diferencial del biodigestor de la cocina comedor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

Objetivo.

Diseñar un multiplicador de velocidades de poca potencia para aprovechar la energía mecánica adicional del aerogenerador de rotación vertical en el biodigestor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa

Objetivos Específicos.

1. Diseñar los elementos móviles del multiplicador.
2. Diseñar la carcasa y la estructura soporte del multiplicador de velocidades.



Tareas.

1. Búsqueda de información sobre reductores y multiplicadores de velocidad.
2. Diseño de la transmisión mecánica de dientes rectos.
3. Diseño de la estructura soporte.
4. Selección del acoplamiento
5. Valoración de resultados.



CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Introducción

En el presente capítulo se mostrarán una serie de aspectos relacionados con la temática que se tratará en este trabajo de diploma, los mismos son resultado de una búsqueda bibliográfica basada en la obtención de información acerca del proceso de diseño de un multiplicador de velocidad para el biodigestor instalado en la cocina del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

Este capítulo tiene como **objetivo**:

Establecer los fundamentos teóricos para un posterior análisis y solución del problema.

1.2. Trabajos precedentes

Trabajos precedentes.

Samón (2004) diseña una maquina eólica que aprovechando la energía cinética del viento, la convierte en energía mecánica y luego en eléctrica a través de los distintos elementos que la componen.

Hernández (2008) desarrolla el procedimiento de construcción de la instalación del aeroagitador con una aproximación al rotor Savonius, el cual tiene como objetivo agitar una masa derivada de la excreta animal con el fin de elevar el rendimiento de la producción de metano en la planta de biogás del instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

1.3 Tipos de aerogeneradores.

El aprovechamiento de la energía eólica se realiza mediante el empleo de aeroturbinas, que pueden ser de muy diversos tamaños y potencias, instalándose individualmente o como colectivo, recibiendo en este ultimo caso la denominación de Parque Eólico (<http://www.monografia.com/trabajos55>). Por otra parte, la energía obtenida dependerá tanto del potencial de viento en el sitio de emplazamiento como del tipo de máquina (fig. 3) y de la aplicación concreta que se pretende realizar con la instalación.

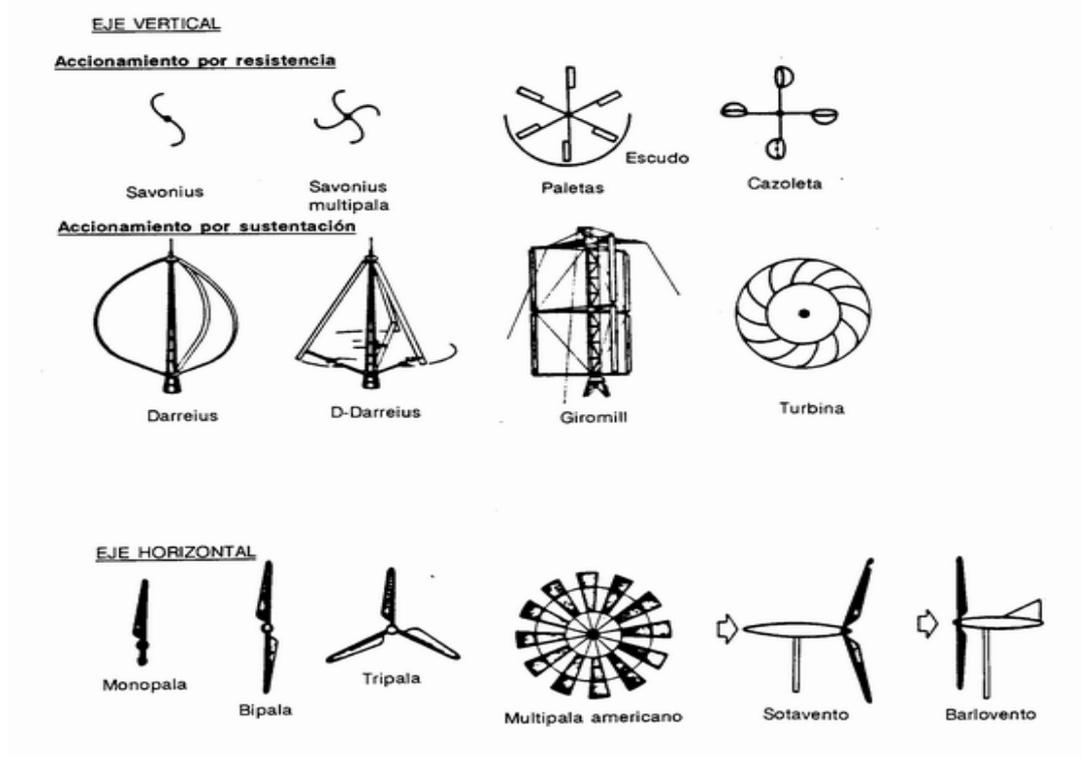


Fig.1 Tipos de Aeroturbinas

Las modernas turbinas de viento se mueven por dos procedimientos: el arrastre, en el que el viento empuja las aspas, y la sustentación, en el que las aspas se mueven de un modo parecido a las alas de un avión a través de una corriente de aire. Las turbinas que funcionan por sustentación giran a más velocidad y son, por su diseño, más eficaces. Las turbinas de viento pueden clasificarse en turbinas de eje horizontal, en las que los ejes principales están paralelos al suelo y turbinas de eje vertical, con los ejes perpendiculares al suelo.

1.3.1 Características de los aerogeneradores de eje vertical.

Estos aerogeneradores cuentan con algunas ventajas de tipo estructural, respecto a los de eje horizontal, debido a la sujeción de las palas. Por otra parte la no necesidad de orientación, por la simetría de las palas, permite aprovechar vientos de cualquier dirección, así como instalar el generador en tierra con una menor complejidad a la hora de efectuar labores de mantenimiento.

Existe una gran variedad de modelos verticales, algunos muy antiguos, apareciendo casi todos los años nuevas patentes interesantes. Los modelos más utilizados son el *Savonius* y el *Darrius* que permite el aprovechamiento de las altas velocidades del viento dentro de una banda muy amplia su mecanismo de control es por pérdida aerodinámica

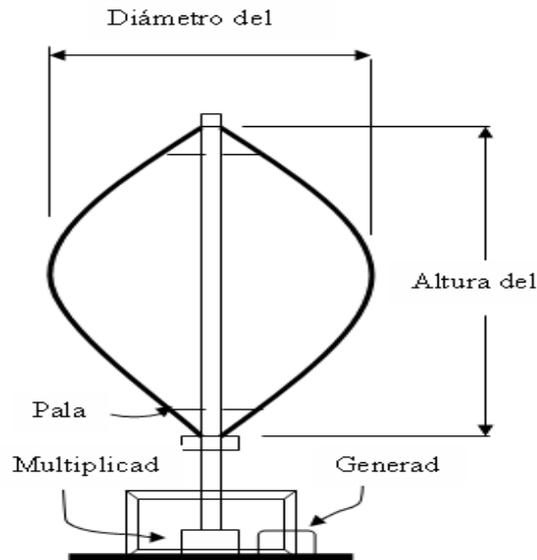


Fig.2 Aerogenerador de eje vertical tipo *Darrius*

Las grandes desventajas de estos tipos de aerogeneradores, respecto a los de eje horizontal, son las siguientes:

1. Necesitan un motor impulsor primaria, ya que los perfiles aerodinámicos y la simetría de las palas no permiten el auto arranque.
2. Se ha probado en algunos casos que a igual potencia instalada, entre un modelo de eje vertical y otro de eje horizontal, el primero genera aproximadamente la mitad de la energía eléctrica. Esta ha sido una de las principales razones por las que normalmente el mercado eólico ha demandado menos máquinas de este tipo según (<http://www.pujolmuntala.es>).

1.3.2 Características de los aerogeneradores de eje horizontal.

Los aerogeneradores horizontales representan más del 95% de los instalados en el mundo, estos requieren de sistemas de orientación. Conviene señalar que existen dos tipos de aeroturbinas, según la velocidad de giro de sus rotores: las aeroturbinas lentas y las rápidas. Estas últimas reciben propiamente la denominación de Aerogeneradores. Las aeroturbinas lentas, son conocidas como Multipalas, son menos complejas, pesadas y costosas tienen una eficiencia del 25-35%, sus palas son de metal, su gran aplicación es para el bombeo de agua (aerobombas).

Un aerogenerador de eje horizontal consiste básicamente en una máquina rotacional, cuyo movimiento es producido por la energía cinética del viento al actuar este sobre un rotor dotado, normalmente, de tres palas con perfiles de avanzado diseño

Aerodinámico, el movimiento rotacional producido es transmitido y multiplicado a través de un multiplicador de velocidad, hasta un generador que produce la energía eléctrica según (<http://www.pujolmuntala.es>).

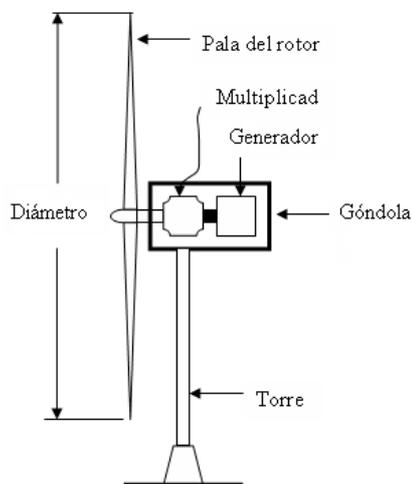


Fig.3 Aerogenerador de eje horizontal.

Partes componentes de una Turbina Eólica

- La góndola



Contiene los componentes clave del aerogenerador, incluyendo el multiplicador y el generador eléctrico. A la izquierda de la góndola tenemos el rotor del aerogenerador, es decir las palas y el buje.

- Las palas del rotor

Capturan el viento y transmiten su potencia hacia el buje. Son construidas de materiales livianos y altamente resistentes.

- El buje

El buje del rotor está acoplado al eje de baja velocidad del aerogenerador. En la mayoría de los aerogeneradores modernos de estilo danés con multiplicador, está instalado al eje de baja de la etapa planetaria

- El eje de baja velocidad

Conecta el buje del rotor al multiplicador. Generalmente el rotor gira muy lento, a unas 19 a 30 r.p.m. Este contiene conductos del sistema hidráulico para permitir el funcionamiento de los frenos aerodinámicos.

- El multiplicador

Sistema complejo de engranajes, sistemas hidráulicos, de enfriamiento etc. Tiene a su izquierda el eje de baja velocidad. Permite que el eje de alta velocidad que está a su derecha gire 50 veces más rápido que el eje de baja velocidad.

- El eje de alta velocidad

Gira aproximadamente a 1.500 r.p.m. lo que permite el funcionamiento del generador eléctrico. Está equipado con un freno de disco mecánico de emergencia. El freno mecánico se utiliza en caso de fallo del freno aerodinámico, o durante las labores de mantenimiento de la turbina, también en caso de paradas de emergencia si fueran necesarias

- El generador eléctrico

Suele ser un generador asíncrono o de inducción. En los aerogeneradores modernos la potencia máxima suele estar entre 500 y 3500 kW. También se usan en las máquinas sin multiplicador generadores sincrónicos o asíncrónicos de imán permanente, estos



son de gran tamaño lo cual permite aprovechar las velocidades bajas de los vientos (Enercon es un fabricante por excelencia de estos generadores).

- El controlador electrónico

Es un ordenador que continuamente monitoriza las condiciones del aerogenerador y que controla el mecanismo de orientación. En caso de cualquier disfunción (por ejemplo, un sobrecalentamiento en el multiplicador o en el generador), automáticamente para el aerogenerador.

- La unidad de refrigeración

Contiene un ventilador eléctrico utilizado para enfriar el generador eléctrico. Además contiene una unidad refrigerante por aceite empleada para enfriar el aceite del multiplicador. Algunas turbinas tienen generadores refrigerados por agua.

- La torre

Soporta la góndola y el rotor. Generalmente es una ventaja disponer de una torre alta, dado que la velocidad del viento aumenta conforme nos alejamos del nivel del suelo. Estas pueden ser torres tubulares o torres de celosía. Las torres tubulares son más seguras para el personal de mantenimiento. La principal ventaja de las torres de celosía es que son más baratas.

- El mecanismo de orientación

Está activado por el controlador electrónico, que vigila la dirección del viento utilizando la veleta. Normalmente, la turbina sólo se orientará unos pocos grados cada vez, cuando el viento cambia de dirección.

- El anemómetro y la veleta

Las señales electrónicas del anemómetro son utilizadas por el controlador electrónico del aerogenerador para conectarlo cuando el viento alcanza aproximadamente 5 m/s. El ordenador parará el aerogenerador automáticamente si la velocidad del viento excede de 25 m/s, con el fin de proteger a la turbina y sus alrededores. Las señales de la veleta son utilizadas por el controlador electrónico para girar el aerogenerador en contra del viento, utilizando el mecanismo de orientación según (<http://www.pujolmuntala.es>).



1.4 Multiplicadores y reductores de velocidades empleados en generadores eólicos.

Los multiplicadores y reductores de velocidad son mecanismos que sirven para aumentar o reducir el número de revoluciones del árbol conducido al conductor. Tiene numerosos usos sobre todo en la construcción de maquinas elevadoras y transportadoras, construcción de maquinaria para la metalurgia, para la industria química y construcción naval. La transmisión se aloja en una armazón rígida, separada y hermética, en la cual no entra ni polvo ni se derrama el lubricante, en su interior porta árboles y cojinetes. Si la transmisión asegura la relación de transmisión constante, además sirve para reducir o aumentar la velocidad del conducido se denomina reductor o multiplicador. Si durante su explotación se puede variar la relación de transmisión entonces se denomina variador. Las relaciones de transmisión se eligen no más de 8 a 10 habitualmente hasta 6.3, para evitar el aumento de las dimensiones exteriores. Principalmente están extendidos los reductores de dos escalones en un 65%. En caso de transmisión mas altas que las indicadas, se emplean reductores de tres escalones, no obstante, existe la tendencia a sustituirlos por reductores planetarios más compactos.

En los reductores se emplea por lo general engranajes dentados además de los de tornillo y por cadenas, se distinguen los reductores cilíndricos, cónicos y planetarios, por tornillo sin fin y mixtos. Los variadores según el tipo de transmisión se distinguen por fricción, por correa o por cadenas y dentados (Reshetov, 1985).

Los parámetros fundamentales de los reductores están estandarizados, esencialmente los coeficientes de anchura de los reductores y la relación de transmisión.

- 1- Un reductor de una etapa cilíndrico es fiable y se emplea en un amplio diapason de potencias pero las relaciones de transmisión $u \leq 8 \dots 10$
- 2- Los reductores coaxiales son muy cómodos cuando se desea emplear una línea de árboles de los mecanismos a unir, sus inconvenientes son:
- 3- Incremento de las medidas exteriores, como resultado de tener que establecer los cojinetes en un eje geométrico.

- 4- Altos torques en el eje intermedio y altos momentos flectores por el tamaño del árbol intermedio
- 5- Dificultad de utilizar efectivamente la capacidad de carga de las ruedas del escalón rápido, debido a la igualdad de la distancia ínter centros entre el escalón lento y rápido.
- 6- Para obtener grandes relaciones de transmisión se emplean reductores multietápicos. Sin embargo el rendimiento de estos disminuye en tanto aumenta el número de escalones:

$$\eta_t = \eta_{mec} \cdot \eta_{coj} \cdot \eta_{ac}$$

- 7- Para suplir problemas como el anterior se utilizan los reductores planetarios que son muy compactos y con los que se pueden lograr altas relaciones de transmisión además de una considerable reducción de la masa (de 2...3 veces) respecto a los demás, se reparten mejor las cargas y el ancho de las ruedas también es considerablemente menor gracias a su elevado rendimiento (0,99...0,97), se emplean en muchos accionamientos, como principal deficiencia poseen grandes dimensiones radiales, se emplean para relaciones de transmisión de 20 a 100 y potencias hasta 100 kW

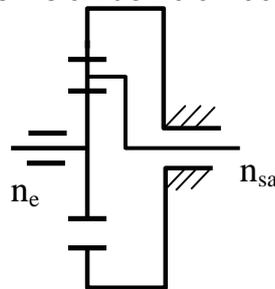


Figura.4 Reductor planetario

Para elevar la relación de transmisión lo suficientemente alta, con elevados rendimientos se usa combinaciones

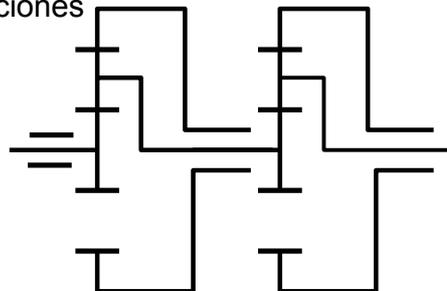


Figura.5 Combinación de reductores planetarios



1.4.1 Tipos de multiplicadores y reductores de velocidad.

En la mayoría de los casos ya hemos vistos que tienen como objetivos aumentar o reducir el número de revoluciones del árbol conducido al conductor. En los multiplicadores de velocidades se emplea por lo general engranajes dentados además de los de tornillo y por cadenas, se distinguen los multiplicadores cilíndricos, cónicos y planetarios, por tornillo sin fin y mixtos.

1. De un escalón (cilíndricos, cónicos por tornillo)
2. De dos escalones (cilíndricos, cónicos por tornillo)
3. Multietápicas o de varios escalones (cilíndricos, por combinaciones)

Algunos tipos de variadores:

1. de una etapa o un escalón (de fricción cilíndricos, cónicos, toroidales esféricos y de discos)
2. de dos etapas (de fricción, de polea y correa)
3. Multietápicas o de varios escalones (de cadenas y combinados)
4. Cajas de velocidades

1.4.2 Características de los multiplicadores para aerogeneradores.

Los multiplicadores para generadores sirven para aumentar la velocidad del rotor a la velocidad racional requerida para que el generador produzca electricidad. Hasta hoy ha suministrado más de 5000 multiplicadores para generadores a los 5 grandes productores de turbinas. Muchos de esos multiplicadores se componen de etapas planetarias y helicoidales, designados para proporcionar una relación de transmisión óptima ver (Anexo 1).

Características técnicas

Los ejes y los engranajes planetarios están montados exclusivamente en rodamientos antifricción de alta calidad de fabricantes reconocidos. El engranaje helicoidal del sol es endurecido y cementado, el aro del engranaje es cementado y nitrogenado. Engranajes y rodamientos son abastecidos de aceite por un sistema circular de lubricación. La



mayoría de los componentes del sistema de lubricación por ejemplo: las tuberías, están alojadas dentro de la carcasa de la caja. Los sistemas están sensorizados según (<http://www.pujolmuntala.es>).

1.5 Materiales para la fabricación de multiplicadores y reductores de velocidades.

La elección del material se determina en grado considerable por las exigencias impuestas a las dimensiones exteriores y a la masa de las piezas y de las maquinas en general. Las piezas móviles, sobre todo las que se mueven a alta velocidad, se hacen de materiales de alta resistencia por unidad de masa, ya que su carga aumenta la masa debido al crecimiento de las fuerzas de inercia. Para las maquinas de transporte se emplean materiales mas duros que para las maquinas estacionales. La elección de materiales y el tratamiento térmico de las piezas de maquinas se determinan por.

- a) La necesidad de asegurar la fiabilidad requerida durante el plazo de servicio dado cumpliendo los requisitos preestablecidos a las dimensiones exteriores o bien las dimensiones seleccionadas.
- b) Los factores económicos y condiciones de fabricación.

Conviene tener en cuenta que el coste de los materiales es una parte considerable de las maquinas, en particular maquinas destinadas a la transmisión de potencia (Reshetov, 1985).

Las piezas cuyas dimensiones se determinan por condiciones de resistencia se hacen de materiales con altas características de resistencia, principalmente de acero mejorado y de hierro fundido de alta resistencia como ruedas dentadas y árboles. Las piezas cuyas dimensiones se determinan por la rigidez se fabrican de materiales con alto modulo de elasticidad, que permiten producir las piezas de formas perfectas: de aceros no termo tratado y de hierro fundido. Las piezas que soportan las tensiones de contacto y desgaste en condiciones de rodamiento con deslizamiento se fabrican de acero templado hasta que adquiera la alta dureza (Reshetov, 1985).

Los aceros de construcción se emplean para la fabricación de elementos de máquinas, estructuras y construcciones. El contenido de carbono en este grupo de aceros comúnmente no supera el 0,5-0,6%. El acero de construcción debe poseer alta



resistencia, plasticidad y viscosidad en combinación con excelentes propiedades de ingeniería. El acero debe elaborarse fácilmente por presión (laminado, forjado, estampado, y por corte y baja tendencia a las deformaciones y formaciones de grietas durante el temple.

El empleo industrial de este material en nuestro país es muy difundido, porque tiene amplia aplicación, el mismo presenta, una fácil maquinabilidad, es un acero muy dúctil, forjable, alcanzando valores de dureza de 56-58 HRC, cuando se somete a proceso de temple, es un acero medio de contenido carbono, su producción es nacional el cual requiere de un valor mínimo de costo de producción. Por consiguiente, este es un material adecuado para ejes, pasadores y tornillos (Bengton, 1991)

1.6 Conclusiones del Capítulo

1. La búsqueda bibliográfica muestra pocos trabajos relacionados con la temática de generadores eólicos, lo cual redujo el enriquecimiento teórico que se pudo hacer de la misma.
2. Es de vital importancia el conocimiento de las ventajas económicas y medio ambientales que ofrece el uso de la energía eólica para el país.



CAPÍTULO II: MATERIALES Y MÉTODOS

2.1- Introducción

En este capítulo se establecerán los diferentes tipos de materiales empleados para la elaboración del diseño de los elementos como los engranajes, los ejes, así como, las metodologías de cálculos correspondientes al diseño de un multiplicador de velocidad, el cual labora en el biodigestor de la cocina comedor del Instituto Superior Minero Metalúrgico. Todo esto se realiza con la finalidad de lograr la generación de energía eléctrica de la manera más limpia y económica posible.

Este capítulo tiene como **objetivo**:

Seleccionar el material y establecer una metodología de cálculo para el diseño del multiplicador de velocidades.

2.2- Materiales utilizados para las mediciones.

Para la realización de las mediciones de las piezas del aerogenerador y el multiplicador se utilizaron los siguientes instrumentos:

Pie de rey.

Cinta métrica.

El pie de rey se empleó para medir los diámetros exteriores e interiores hasta una medida aproximada de los engranes del multiplicador de velocidades, longitud y ancho del chavetero.

La cinta métrica se utilizó para conocer la longitud de las dimensiones de la torre y estructura donde se colocará el multiplicador de velocidades.

2.3- Materiales empleados para la elaboración del multiplicador de velocidad.

Todos los elementos del multiplicador de velocidad se elaborarán con aceros de alta resistencia al contacto y/o a la corrosión.

2.3.1 Material de los engranajes y de los ejes.

El material de los engranajes y de los ejes es de acero AISI 3140, la composición química de este así como los principales elementos químicos que posee la aleación se muestra en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Composición química del acero AISI 3140

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
0.40	0.26	1.3	0.04	0.05	0.95	0.01	0.40

El acero AISI 3140 en varias normas tiene una forma diferente de representarse (ver anexo 2) donde se muestran las fundamentales.

2.4- Diseño de la transmisión del multiplicador de velocidades

Para el diseño del multiplicador de velocidades se desarrolló la metodología propuesta por González y Rodríguez (2006).

Diseño del nuevo engranaje:

Se determinará la relación de transmisión total (i) del multiplicador de velocidades, teniendo en cuenta la velocidad de rotación de los árboles:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.1)$$

Donde:

i : Relación de transmisión total del multiplicador.

n_1 : Numero de revoluciones a la entrada del multiplicador.

n_2 : Numero de revoluciones a la salida del multiplicador.

Definición del tipo de transmisión:

La determinación del tipo de dientes a utilizar, ya sean rectos ó inclinados, se determina en dependencia del número de revoluciones y la potencia del motor, y está dada por la expresión 2.2. En la misma cuando se cumple la igualdad es necesario utilizar un engranaje cilíndrico de dientes inclinados, y al incumplirse se utiliza un engranaje cilíndrico de dientes rectos.

$$\frac{n_1^2 N}{i} \geq 2.8 \times 10^6 \quad (2.2)$$

Con:

n_1 : Número de revoluciones a la entrada del multiplicador; rev/min.



n: es el coeficiente de seguridad.

Luego se determina la relación de anchura Ψ_a que depende de la distancia interaxial y del ancho de la rueda mediante la ecuación 2.6:

$$\Psi_a = \frac{b}{a_w} \quad (2.6)$$

Selección del módulo normal (m_n):

Selección del Módulo, el mismo depende de la distancia interaxial y se calcula por la expresión 2.7:

$$m_n = (0,01... 0,02) \alpha_w \quad (2.7)$$

Donde:

m_n : Módulo nominal (mm).

Determinación del número sumario de dientes:

Determinación del número sumario de dientes (Z_Σ), este depende de la distancia interaxial y del módulo normalizado, el mismo se determina mediante la expresión 2.8:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w}{m} \geq 36 \quad (2.8)$$

Número de dientes del árbol piñón (Z_1):

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{i + 1} \geq Z_{\min} = 17 \quad (2.9)$$

Número de dientes de la rueda (Z_2):

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 \quad (2.10)$$

Expresando la condición de resistencia a la flexión (σ_F) de los dientes de un piñón y una rueda dentada, la misma se determina mediante la ecuación 2.11:

$$\sigma_F = \frac{(i + 1) Y_F K M_{tor2}}{i \cdot m \cdot b \cdot a_w} \leq [\sigma]_F \quad (2.11)$$

Siendo:

Y_F : es el coeficiente de resistencia de los dientes según la tensión local en la sección peligrosa del diente.

$[\sigma]_F$: tensión admisible a la flexión de los dientes del árbol y el piñón. La misma se determina por la ecuación 2.12.



$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_0 Y_R Y_{e.m} Y_e}{n} \quad (2.12)$$

Para lo que:

σ_0 : es el límite de resistencia a la fatiga, expresado en las tensiones locales (kgf/cm²).

Y_R : es el coeficiente que considera la aspereza de la superficie y el rectificado de redondeo.

Y_{em} : es el coeficiente que considera el endurecimiento por deformación en frío.

Y_e : es el factor de escala; con el diámetro exterior del engrane.

n : coeficiente de seguridad.

De aquí el valor mínimo del módulo (m): El mismo se determina por la ecuación 2.13.

$$m \geq \frac{(i+1) Y_F K M_{tor2}}{i \cdot b \cdot a_w \cdot [\sigma]_F} \quad (2.13)$$

Determinación de la velocidad circunferencial (v):

Comprobación de la velocidad circunferencial de rotación, la misma depende del diámetro del tambor rotatorio y del número de revoluciones del mismo, esta se determina por la expresión 2.14:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \quad (2.14)$$

Cálculo de los básicos del engranaje

La comprobación de la distancia interaxial se determina por la ecuación 2.15, la cual depende del número de dientes del árbol y de la rueda dentada respectivamente, así como del módulo tangencial.

$$a_w = 0,5 \cdot (Z_1 + Z_2) \cdot m_t \quad (2.15)$$

$m_t = m_n$ – engranaje cilíndrico de dientes rectos.

La altura del diente, la de la cabeza del diente y el juego radial se determinan por las ecuaciones 2.16, 2.17 y 2.18 respectivamente. Las mismas dependen del módulo nominal de la rueda dentada.

$$h = 2,25 \cdot m_n \quad (2.16)$$

Donde:

m_n : Módulo nominal de la rueda dentada.



Donde:

d_k : Diámetro de salida en (mm).

M_{tor} : Momento torsor que actúa sobre el árbol en (N*mm).

$[\tau]$: Tensión admisible a cortante en (MPa). Depende del número de revoluciones del árbol, comúnmente se suele adoptar $[\tau] = 12 \dots 20$ MPa.

El valor de d_k se redondea por la serie de números preferidos Ra 40, luego se escalona en dependencia de los elementos que se colocan sobre él.

2.5.2 Cálculo aproximado o de proyecto del árbol.

Para el cálculo aproximado o de proyecto es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas.

Para obtener el esquema de cálculo se admite lo siguiente:

- Las cargas distribuidas (de engranajes, transmisiones por cadenas, polea-correa, tornillo sinfín) se sustituyen por cargas concentradas.
- El árbol o eje se analiza como una viga simplemente apoyada
- Las fuerzas actuantes se agrupan en dos planos mutuamente perpendiculares.

Para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante por la siguiente ecuación:

$$M_{Flex} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2}; \text{ N*mm} \quad (2.23)$$

En el que:

M_{Flex} : Momento flector en la sección más peligrosa en (N*mm).

M_y : Momento resultante en el eje Y en (N*mm).

M_x : Momento resultante en el eje X en (N*mm).

Teniendo en cuenta la tercera teoría de resistencia se determina el momento equivalente para la combinación de esfuerzos y la ecuación es la que se muestra a continuación:

$$M_{eq} = \sqrt{M_{flex}^2 + M_t^2}; \text{ N .mm} \quad (2.24)$$



La ecuación para calcular la longitud de la chaveta teniendo en cuenta las tensiones de cizallamiento será.

$$l \geq \frac{2 * M_{tor}}{b * d [\tau_{ciz}]} \quad (2.28)$$

Siendo:

b : ancho de la chaveta en (mm).

d: diámetro de la chaveta en (mm).

$[\tau_{ciz}]$: Tensiones admisibles al cizallamiento en (MPa).

M_{tor} : Momento torsor actuante en Kgf*cm

$$[\tau_{ciz}] \leq 70 \dots 80 \text{ MPa}$$

Se toma el valor de longitud calculada y estandarizada, la longitud de la chaveta debe ser menor que la del cubo 10 cm. Tratando de colocarla de manera simétrica.

Para el caso de uniones estriadas la ecuación ha utilizar será la siguiente.

$$l \geq \frac{M_{tor}}{U * Z * h * R * [\delta_{apl}]} \quad (2.29)$$

Para donde:

M_{tor} : Momento torsor actuante en (Kgf*cm).

Z: numero de dientes.

R: Radio de la chaveta en (mm).

h : Altura de la chaveta en (mm).

$[\delta_{apl}]$: Tensiones admisibles al aplastamiento en (MPa).

2.7- Selección de los cojinetes.

Los cojinetes de rodamiento frecuentemente se someten a la acción conjunta de las cargas radial – axial, la carga puede ser constante o acompañarse por sacudidas y choques; puede girar el anillo interior o exterior; la temperatura puede ser normal, elevada o baja. Todos estos factores influyen en la capacidad de trabajo de los cojinetes y han de tenerse en cuenta al seleccionar la carga reducida.



La carga radial reducida para los cojinetes de bolas radiales y radiales axiales y para los de rodillos se determina según la siguiente ecuación.

$$Q = (X * K_A * R + YA) + K_S K_T \quad (2.26)$$

Siendo:

R: Es la carga radial en (Kgf).

A: Es la carga axial en (Kgf).

X y Y: Son los coeficientes de las cargas radial y axial.

K_A : Es el coeficiente de rotación igual a 1 cuando gira el anillo interior respecto a la dirección de la carga e igual a 1.2 cuando gira el anillo exterior.

K_T : Es el coeficiente de temperatura que se introduce solo a una temperatura elevada de trabajo.

En los cojinetes radiales y radiales – axiales con pequeños nominales de contacto, el ángulo de contacto de las bolas sometidas a carga y, por consiguiente, el coeficiente Y depende de la carga axial. Para estos cojinetes los valores de Y se especifican en función de la carga axial expresada en fracciones de la capacidad de carga estática.

La ecuación para determinar la carga axial reducida para cojinetes axiales es la siguiente:

$$Q = A * K_S * K_T \quad (2.27)$$

2.8 Selección del acoplamiento.

En la elección del tipo de acoplamiento adecuado debe en primer lugar calcularse el factor de servicio (fs) para después dividir el par torsional por este factor de servicio. El par transmitido debe siempre resultar inferior que T/fs. El factor de servicio tiene en cuenta la desalineación del eje, el tipo de aplicación y la temperatura.

2.8.1. Metodología de cálculo para el diseño del acoplamiento.



Para el rediseño del acoplamiento se tomaron como referencia las metodologías de Transmisiones Mecánicas, frenos y embragues, y uniones árbol – cubo propuesta por González y Rodríguez (2006).

Ecuación para el cálculo del momento torsor en el árbol.

Esta ecuación para determinar el momento torsor en el árbol depende de la potencia que sale del reductor y del número de revoluciones del árbol.

$$M_t = \frac{N}{w} \quad (2.28)$$

Donde.

M_t – es el momento torsor en N*m.

N – es la potencia de motor en Kw.

W – es la velocidad angular en Rad/s.

La velocidad angular (w) se puede obtener de la siguiente forma.

$$w = \frac{2\pi * n}{60} \quad (2.29)$$

Donde.

n – es en número de revoluciones en r.p.m.

π - es una constante con valor de 3.14.

Ecuación para el cálculo del momento torsor que puede transmitir el acoplamiento.

Esta ecuación depende del momento torsor en el árbol y del coeficiente de seguridad (K). Según el folleto frenos y embragues en Labmec5/APP.

$$M_{tc} = k * M_{tarb} \leq [M_{tA}] \quad (2.30)$$

Donde.

K – es el factor de servicio y tiene valores entre 1.2 y 2.

M_{tarb} - es el momento torsor en el árbol en N*m.

$[M_{tA}]$ - es el momento torsor admisible en N*m.

M_{tc} - es el momento torsor que puede transmitir el acoplamiento en N*m.



2.9. Cálculos de la estructura.

Para la construcción de la estructura que soportara todo el peso del multiplicador se deben emplear elementos laminados estandarizados. Estos deberán tener estabilidad para mantener al equipo en óptima condición para el trabajo.

2.9.1. Selección de los elementos laminados.

Como la resistencia a la fluencia de las barras depende fundamentalmente de la magnitud del peso del multiplicador de velocidades, a su vez, será importante tener en cuenta el valor del área y la sección transversal.

Para fabricar la estructura se emplearan barras de acero laminado angular de lados iguales de acero CT- 3 GOST 8509 – 57 que permitirá una uniformidad y estética de la estructura de soporte. No se recomienda usar aceros de alta calidad pues estos son muy caros y además sería absurdo ya que el modulo de elasticidad E para todos los aceros es el mismo.

2.10 Modelación por Método de Elementos Finitos

El método de elemento finito (MEF) consiste en la transformación de un sistema de ingeniería con infinitas incógnitas a un modelo de elementos finitos.

En realidad dicho modelo es una idealización matemática de un sistema real cuyo comportamiento deberá, al menos, de ser intuitivo, pues de otro modo la modelación puede ser muy laboriosa o imposible.

La metodología que se va a utilizar en este caso está relacionada con el software complementario Cosmos Design Star, versión 4.5, donde se determinarán las zonas de mayores concentraciones de tensiones bajo condiciones de cargas específicas para los elementos móviles diseñados para el multiplicador de velocidad, usando la discretización de los “Nodos intermedios”.

Pasos a seguir para realizar la metodología del Método de Elemento Finito:

Elaboración del modelo geométrico en 3D de las piezas, utilizando como software de dibujo auxiliar el AutoCad 2000, luego se crea un estudio para cada caso, se selecciona



el material utilizando la biblioteca de materiales del Cosmos, después se aplican las condiciones de frontera y las cargas correspondientes para cada una de las piezas. Se establece la discretización del modelo y se le da corrida de los estudios para la obtención de los resultados.

2.11 Conclusiones del capítulo

- Se desarrolló la propuesta de cálculo de los elementos móviles del multiplicador de velocidades para la planta de procesamiento de biomasa del Instituto Superior Minero Metalúrgico.
- En la simulación por el Método de Elemento Finito de un elemento mecánico es imprescindible el conocimiento de las tensiones máximas actuantes, para determinar las deformaciones, los desplazamientos y el comportamiento de los mismos al aplicarle las cargas.



CAPÍTULO III: VALORACIÓN DE LOS RESULTADOS

3.1- Introducción del capítulo

En este capítulo se dará a conocer los resultados de las metodologías de cálculo propuesta para el diseño de los elementos del multiplicador así como los efectos que se producen en dichas piezas mediante los análisis de la simulación por el Método de Elemento Finito.

3.2- Determinación de los resultados de las metodologías de cálculos

En este epígrafe se hará el análisis de los resultados obtenidos por el folleto de transmisiones mecánicas.

3.2.1 Cálculo de las transmisiones

La utilización de la metodología de cálculo para el diseño de los engranajes cilíndricos de dientes rectos arrojaron los resultados que se muestran a continuación.

Como se trata de un nuevo multiplicador de velocidades, se determina la relación de transmisión total (i) del multiplicador de velocidades, para ello se empleará la ecuación 2.1, siendo en este caso el número de revoluciones a la entrada de 144 y el de la salida de 2200 por lo que:

$$i = 15.27$$

Para determinar el tipo de dientes a utilizar, está dada por la expresión 2.2 se determina en dependencia del número de revoluciones de 144 la potencia del motor de 78.66 w y la relación de transmisión total del multiplicador de velocidades de 15.27 quedando que:

$$10.5 * 10^4 \geq 2.8 * 10^6$$

Como se trata de la obtención del cálculo de resistencia al contacto del primer tren de engranajes, se determina mediante la ecuación 2.3 dependiendo del coeficiente que considera la influencia del recubrimiento de los dientes de 0.89, la distancia interaxial de 114 mm, el ancho de las ruedas dentadas de 16mm, el momento torsor del multiplicador de 51.75 Kgf*cm, el coeficiente de carga de 1.4 y la relación de transmisión de 0.33 por lo que:

$$\sigma_T = 2650.38 \text{ Kgf/cm}^2$$



Para la obtención del cálculo de resistencia al contacto del segundo tren de engranajes, se determina mediante la ecuación 2.3 dependiendo del coeficiente que considera la influencia del recubrimiento de los dientes de 0.89, la distancia interaxial de 120 mm, el ancho de las ruedas dentadas de 16 mm, el momento torsor del multiplicador de 15.52 Kgf*cm, el coeficiente de carga de 1.4 y la relación de transmisión de 0.49 por lo que:

$$\sigma_T = 1100.27 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para la obtención del cálculo de resistencia al contacto del tercer tren de engranajes, se determina mediante la ecuación 2.3 dependiendo del coeficiente que considera la influencia del recubrimiento de los dientes de 0.89, la distancia interaxial de 97.5 mm, el ancho de las ruedas dentadas de 16 mm, el momento torsor del multiplicador de 7.62 Kgf*cm, el coeficiente de carga de 1.4 y la relación de transmisión de 0.44 por lo que:

$$\sigma_T = 1003.9 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para determinar la tensión admisible al contacto de todos los trenes de engranajes se utiliza la ecuación 2.5 donde el límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto es de 6500 Kgf/cm², el coeficiente que considera la aspereza de las superficies es de 0.95y el coeficiente de seguridad de 1.3 por lo que:

$$[\sigma]_T = 4750 \text{ Kgf/cm}^2$$

El módulo nominal, expresado por la ecuación 2.7, la cual depende de la distancia interaxial tiene un valor estandarizado de 3 mm para el multiplicador de velocidades completo.

Utilizando las ecuaciones 2.9 y 2.10 se determinan los números de dientes la cuales dependen del número sumario de dientes expresadas en la ecuación 2.8 por lo que:
 $Z_1=57, Z_2=19, Z_3=54, Z_4=26, Z_5=45, Z_6=20$

Para determinar el cálculo de la resistencia a la flexión de los dientes del primer tren de engranajes por la ecuación 2.11, siendo el coeficiente de resistencia de los dientes según la tensión local en la sección peligrosa del diente de 4.3, el coeficiente de carga de 1.4, la relación de transmisión de 0.33, el momento torsor de 51.75 Kgf*cm, el ancho de las ruedas dentadas de 16 mm, la distancia interaxial de 114 mm y el modulo estandarizado de 3 por lo que:



$$\sigma_F = 22.95 \text{ Kgf/cm}^2$$

En la obtención del cálculo de la resistencia a la flexión de los dientes del segundo tren de engranajes se utiliza la ecuación 2.11, siendo el coeficiente de resistencia de los dientes según la tensión local en la sección peligrosa del diente de 4.3, el coeficiente de carga de 1.4, la relación de transmisión de 0.49, el momento torsor de 15.52 Kgf*cm, el ancho de las ruedas dentadas de 16 mm, la distancia interaxial de 120 mm y el modulo estandarizado de 3 por lo que:

$$\sigma_F = 4.93 \text{ Kgf/cm}^2$$

Utilizando la ecuación 2.11 para determinar el cálculo de la resistencia a la flexión de los dientes del segundo tren de engranajes, siendo el coeficiente de resistencia de los dientes según la tensión local en la sección peligrosa del diente de 4.3, el coeficiente de carga de 1.4, la relación de transmisión de 0.44, el momento torsor de 7.62 Kgf*cm, el ancho de las ruedas dentadas de 16 mm, la distancia interaxial de 97.5 mm y el modulo estandarizado de 3 por lo que:

$$\sigma_F = 2.92 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para determinar la tensión admisible a la flexión de los dientes de los engranajes del multiplicador de velocidades se utiliza la ecuación 2.12 donde el límite de resistencia a la fatiga es de 6500 kgf/cm², el coeficiente que considera la aspereza de la superficie y el rectificado de redondeo de 0.8, el coeficiente que considera el endurecimiento por deformación en frío de 1.5, el factor de escala de 1y el coeficiente de seguridad de 1.3 obteniendo que: $[\sigma]_F = 6000 \text{ Kgf/cm}^2$

Los parámetros básicos de la rueda dentada se determinan por las ecuaciones 2.15 a la 2.21 y se encuentran representados en la tabla 3.1:

- Altura del diente; h , mm
- Altura de la cabeza del diente; h_a , mm
- Juego radial; c , mm
- Diámetro de la circunferencia primitiva; d_w , mm
- Diámetro de la circunferencia exterior ; d_a , mm
- Diámetro de la circunferencia de fondo; d_f , mm

Parámetro	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆
h(mm)	6.75	6.75	6.75	6.75	6.75	6.75
h _a (mm)	3	3	3	3	3	3
c(mm)	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
d _w (mm)	171	57	162	78	135	60
d _a (mm)	177	63	168	84	141	66
d _t (mm)	163.5	49.5	154.5	70.5	127.5	52.5

Tabla 3.1 parámetros de los engranajes calculados

3.2.2 Cálculo de los árboles.

Los resultados de la metodología de cálculo de árboles y ejes se muestran a continuación:

Mediante la utilización de la ecuación 2.22 se determinara el diámetro de salida del árbol 1 donde el momento torsor que actúa sobre el árbol es de 5175.17 N*mm, la tensión admisible a cortante de 15 N/mm² por lo que:

$$d_k = 12.06 \text{ mm}$$

Con la utilización de la ecuación 2.22 se determinara el diámetro de salida del árbol 2 donde el momento torsor que actúa sobre el árbol es de 1552.54 N*mm, la tensión admisible a cortante de 15 N/mm² por lo que:

$$d_k = 8.07 \text{ mm}$$

Para determinar el diámetro de salida del árbol 3 se utiliza la ecuación 2.22 se donde el momento torsor que actúa sobre el árbol es de 762.22 N*mm, la tensión admisible a cortante de 12 N/mm² por lo que:

$$d_k = 7.29 \text{ mm}$$

Utilizando la ecuación 2.22 se determinara el diámetro de salida del árbol 4 donde el momento torsor que actúa sobre el árbol es de 338.73 N*mm, la tensión admisible a cortante de 12 N/mm² por lo que:

$$d_k = 5.99 \text{ mm}$$

Para determinar el diámetro de la sección más peligrosa del árbol 1 se utiliza la ecuación 2.25 siendo el momento equivalente igual a 972.4 Kgf*cm y la tensión admisible a la tracción compresión del material de 2088.9 Kgf/cm² por lo que:



$$d = 16.6 \text{ mm}$$

Para obtener el diámetro de la sección más peligrosa del árbol 1 se utiliza la ecuación 2.25 siendo el momento equivalente igual a 67.1 Kgf*cm y la tensión admisible a la tracción compresión del material de 2088.9 Kgf/cm² por lo que:

$$d = 6.84 \text{ mm}$$

Utilizando la ecuación 2.25 se obtiene el diámetro de la sección más peligrosa del árbol 3 siendo el momento equivalente igual a 24.9 Kgf*cm y la tensión admisible a la tracción compresión del material de 2088.9 Kgf/cm² por lo que:

$$d = 4.92 \text{ mm}$$

Utilizando la ecuación 2.25 para determinar el diámetro de la sección más peligrosa del árbol 4 siendo el momento equivalente igual a 7.19 Kgf*cm y la tensión admisible a la tracción compresión del material de 2088.9 Kgf/cm² por lo que:

$$d = 3.25 \text{ mm}$$

3.2.3 Cálculo de las chavetas

Mediante la utilización de la metodología de cálculo para el diseño de las chavetas obtuvimos los resultados expuestos a continuación:

Utilizando el atlas de diseño parte II se seleccionan las chavetas dependiendo de los diámetros de los árboles como se muestra en la tabla 3.2.

D	b	h	t	t₁	k
15	5	5	3.0	2.1	2.3
20	6	6	3.5	2.6	2.9
25	8	7	4.0	3.1	3.5
35	10	8	4.5	3.6	4.2

Tabla 3.2 dimensiones de las chavetas seleccionadas

Para determinar el momento torsor que puede transmitir la chaveta seleccionada para un diámetro de 35 mm se utiliza la ecuación 2.26 siendo el radio convencional de aplicación de las cargas de 0.0175 m, el área de la sección transversal de 0.08 m², el



coeficiente de irregularidad de distribución de la carga en la superficie de contacto igual a 1 y la tensión admisible al aplastamiento local de 150 MPa por lo que:

$$M_{tor} = 21 \text{ N*m}$$

Para determinar el momento torsor que puede transmitir la chaveta seleccionada para un diámetro de 25 mm se utiliza la ecuación 2.26 siendo el radio convencional de aplicación de las cargas de 0.0125 m, el área de la sección transversal de 0.056 m², el coeficiente de irregularidad de distribución de la carga en la superficie de contacto igual a 1 y la tensión admisible al aplastamiento local de 150 MPa por lo que:

$$M_{tor} = 10.5 \text{ N*m}$$

Utilizando la ecuación 2.26 se determina el momento torsor que puede transmitir la chaveta seleccionada para un diámetro de 20 mm siendo el radio convencional de aplicación de las cargas de 0.01 m, el área de la sección transversal de 0.042 m², el coeficiente de irregularidad de distribución de la carga en la superficie de contacto igual a 1 y la tensión admisible al aplastamiento local de 150 MPa por lo que:

$$M_{tor} = 6.3 \text{ N*m}$$

Utilizando la ecuación 2.26 se determina el momento torsor que puede transmitir la chaveta seleccionada para un diámetro de 15 mm siendo el radio convencional de aplicación de las cargas de 0.0075 m, el área de la sección transversal de 0.04 m², el coeficiente de irregularidad de distribución de la carga en la superficie de contacto igual a 1 y la tensión admisible al aplastamiento local de 150 MPa por lo que:

$$M_{tor} = 4.5 \text{ N*m}$$

3.2.4 Cálculo del acoplamiento

Aplicando la metodología de cálculo para el diseño del acoplamiento obtenemos los siguientes resultados:

Para determinar el momento torsor que puede transmitir el acoplamiento se utiliza la ecuación 2.30 donde el factor de servicio es igual a 2, el momento torsor en el árbol es de 5.17 N*m por lo que: $M_{tc} = 10.34 \text{ N*m}$

3.3- Análisis de los resultados de la simulación por el Método de Elementos Finitos (M.E.F.)

En este epígrafe se darán a conocer los resultados obtenidos por la modelación mediante el programa computacional Cosmos Desing Star, versión 4.5 utilizando como referencia el Método de Elementos Finitos.

3.3.1 Modelación por el método de elementos finitos de la transmisión

La modelación por el método de elementos finitos de la transmisión muestra que las máximas tensiones se producen en la zona interior del diente y se encuentra aproximadamente en la raíz de estos, las mínimas están localizadas en la zona no dentada (ver fig.3.1).

Dib del perfil del diente-ylo diente :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 1

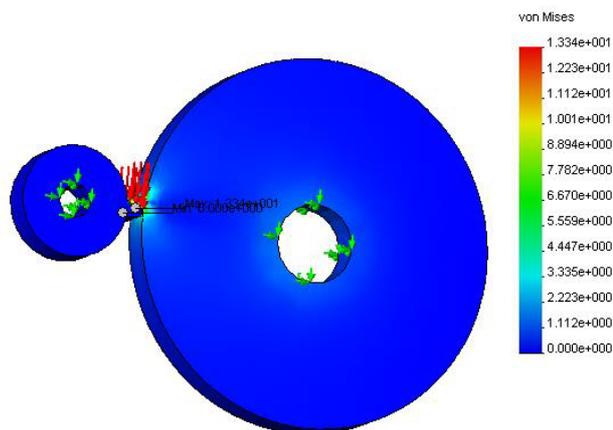


Figura 3.1 Tensiones (Von Mises) de los dientes.

En la figura 3.2 se puede observar que los desplazamientos máximos obtenidos a partir del análisis estático no muestran valores peligrosos, con máximos en la zona dentada, por el contrario los mínimos se encuentran en la región no tallada.

Dib del perfil del diente-ylq diente :: Static Displacement
Units : mm Deformation Scale 1 : 1

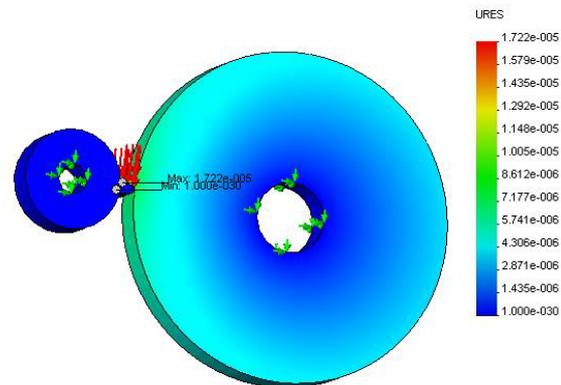


Figura 3.2 Deformación de los desplazamientos estáticos de los dientes.

En la figura 3.3 el coeficiente de seguridad tiene un valor de 26.

Dib del perfil del diente-ylq diente :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 26 Deformation Scale 1 : 0

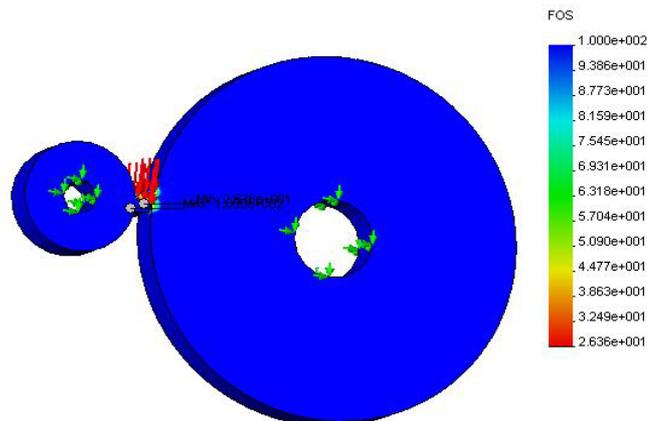


Figura 3.3 coeficiente de seguridad de los dientes

3.3.2 Resultados de la modelación del árbol 1

La modelación por el método de elementos finitos del árbol 1 muestra que las máximas tensiones se producen en la zona donde esta situada la chaveta y se encuentra aproximadamente en la raíz de estos, las mínimas están localizadas en la zona central (ver fig.3.4).

Dib: arb1 en3d-yerandi :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 1

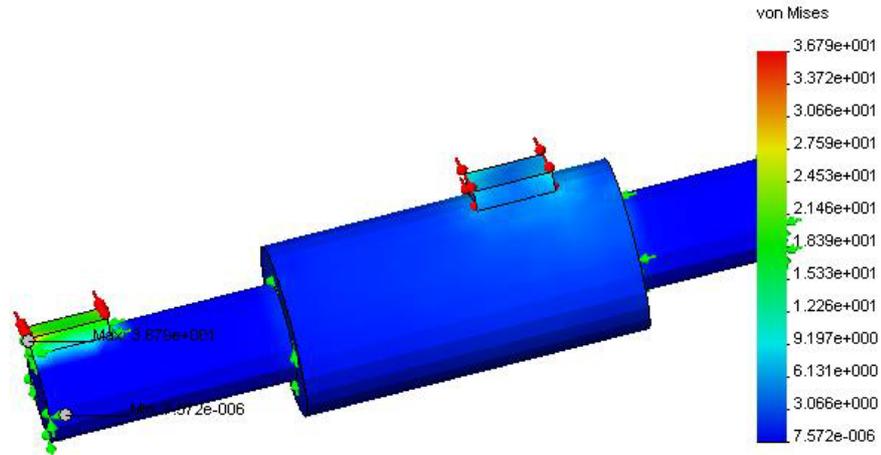


Figura 3.4 Tensiones (Von Mises) del árbol 1.

En la figura 3.5 se puede observar que los desplazamientos máximos obtenidos a partir del análisis estático no muestran valores peligrosos, con máximos en la zona donde esta ubicada la chaveta por el contrario los mínimos se encuentran en el centro.

Dib: arb1 en3d-yerandi :: Static Displacement
Units : mm Deformation Scale 1 : 1

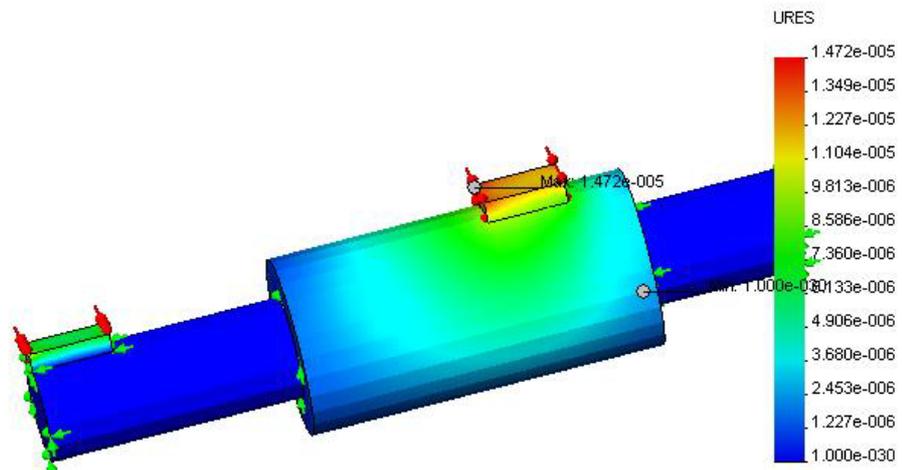


Figura 3.5 Deformación de los desplazamientos estáticos del árbol 1.

En la figura 3.6 el coeficiente de seguridad tiene un valor de 9.6

Dib arb1 en3d-yerandi :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 9.6 Deformation Scale 1 : 0

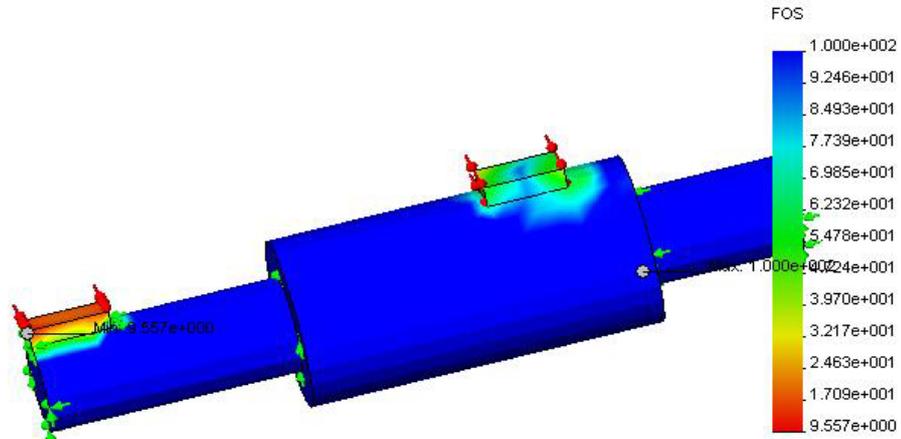


Figura 3.6 coeficiente de seguridad del árbol 1

3.3.3 Resultados de la modelación de los árboles 2 y 3

La modelación por el método de elementos finitos de los árboles 2 y 3 muestra que las máximas tensiones se producen en la zona donde esta situada la chaveta y se encuentra aproximadamente en la raíz de estas y en la sección del diámetro mayor, las mínimas están localizadas en la zona central (ver fig.3.7).

Dib arb2 en3d-yerandi :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 1

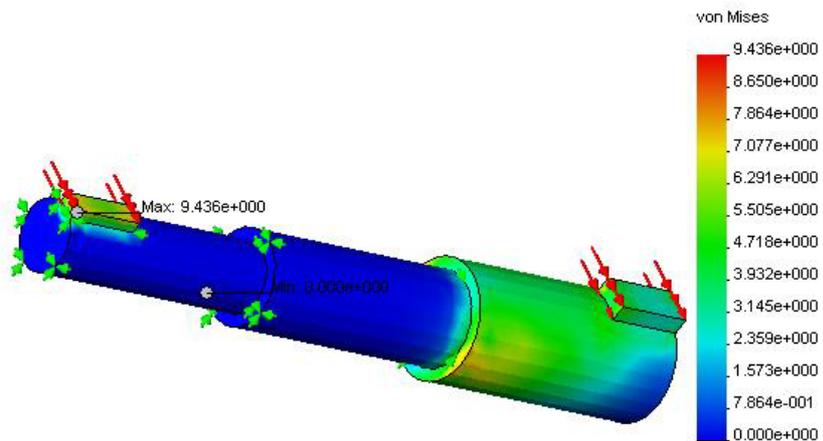


Figura 3.7 Tensiones (Von Mises) de los árboles 2 y 3.

En la figura 3.8 se puede observar que los desplazamientos máximos obtenidos a partir del análisis estático no muestran valores peligrosos, con máximos en la zona donde esta ubicada la chaveta de la sección de mayor diámetro por el contrario los mínimos se encuentran en el centro.

Dib arb2 en3d-yerandi :: Static Displacement
Units : mm Deformation Scale 1 : 1

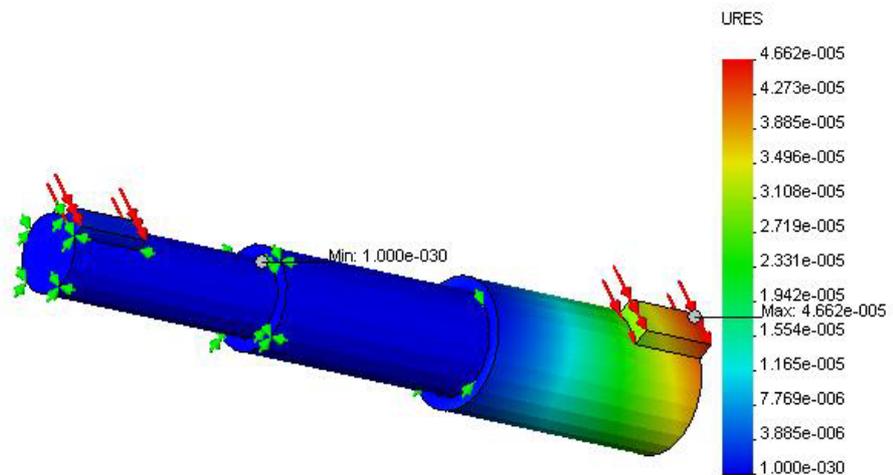


Figura 3.8 Deformación de los desplazamientos estáticos de los árboles 2 y 3.

En la figura 3.9 el coeficiente de seguridad tiene un valor de 9.6

Dib arb2 en3d-yerandi :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 37 Deformation Scale 1 : 0

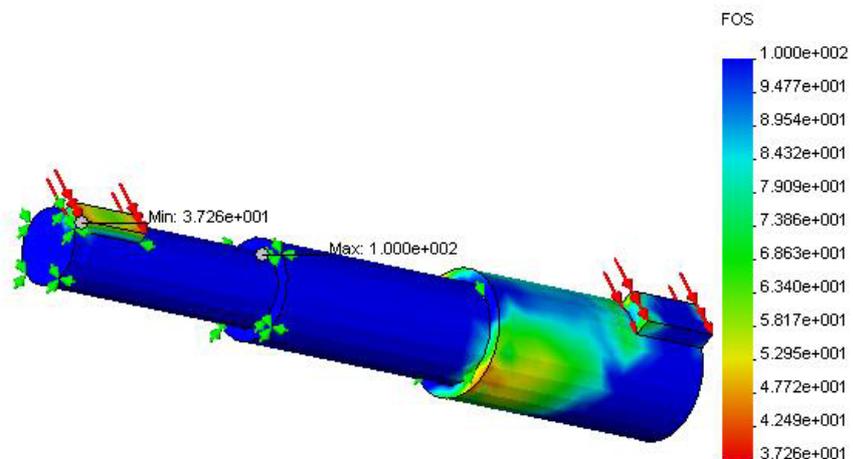


Figura 3.9 coeficiente de seguridad de los árboles 2 y 3

3.3.4 Resultados de la modelación del árbol 4

La modelación por el método de elementos finitos del árbol 4 muestra que las máximas tensiones se producen en la zona donde esta situada la chaveta y se encuentra aproximadamente en la raíz de estas y en la sección del diámetro mayor, las mínimas están localizadas en la zona central (ver fig.3.10).

Dib arb 4 en 3d-YERANDI :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 1

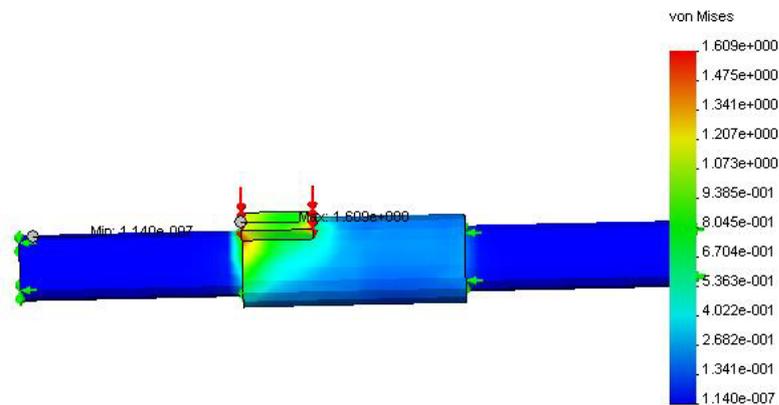


Figura 3.10 Tensiones (Von Mises) del árbol4.

En la figura 3.11 se puede observar que los desplazamientos máximos obtenidos a partir del análisis estático no muestran valores peligrosos, con máximos en la zona donde esta ubicada la chaveta de la sección de mayor diámetro por el contrario los mínimos se encuentran en el centro.

Dib arb 4 en 3d-YERANDI :: Static Displacement
Units : mm Deformation Scale 1 : 1

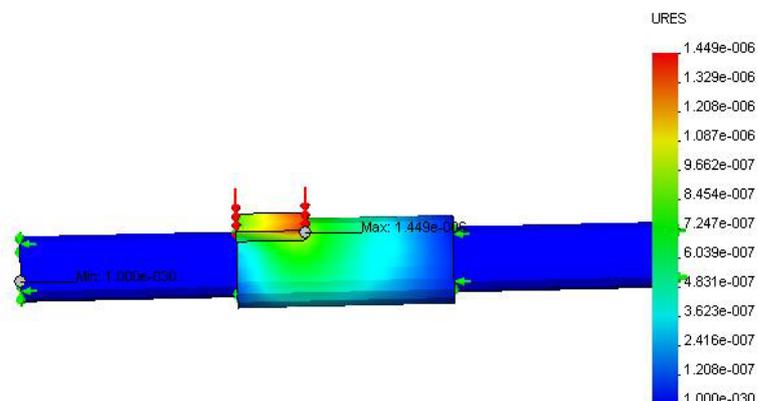


Figura 3.11 Deformación de los desplazamientos estáticos del árbol 4.

En la figura 3.12 el coeficiente de seguridad tiene un valor de 1

Dib arb 4 en 3d-YERANDI :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 1 Deformation Scale 1 : 0

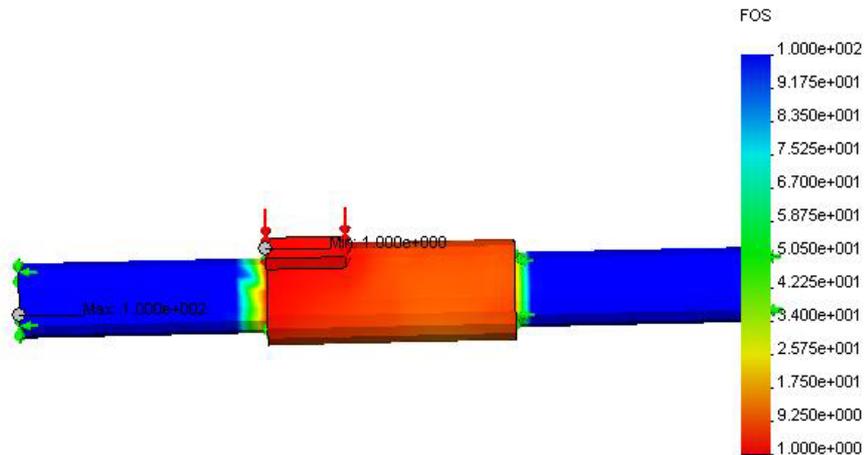


Figura 3.12 coeficiente de seguridad del árbol 4

3.3.5 Modelación del acoplamiento

La modelación por el método de elementos finitos del acoplamiento muestra que las máximas tensiones se producen en la zona donde está situado el chavetero y los orificios para su fijación y las mínimas están localizados en la zona exterior (ver fig.3.13).

Dib acop en 3d-yerandi :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 1

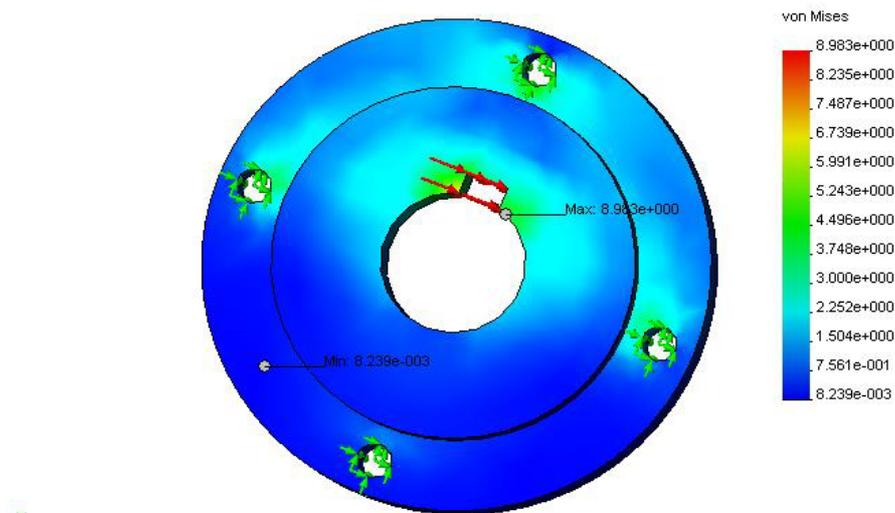


Figura 3.13 Tensiones (Von Mises) del acoplamiento.

En la figura 3.14 se puede observar que los desplazamientos máximos obtenidos a partir del análisis estático no muestran valores peligrosos, con máximos en la zona donde está ubicado el chavetero, por el contrario los mínimos se encuentran en la zona del orificio de fijación.

Dib acop en 3d-yerandi :: Static Displacement
Units : mm Deformation Scale 1 : 1

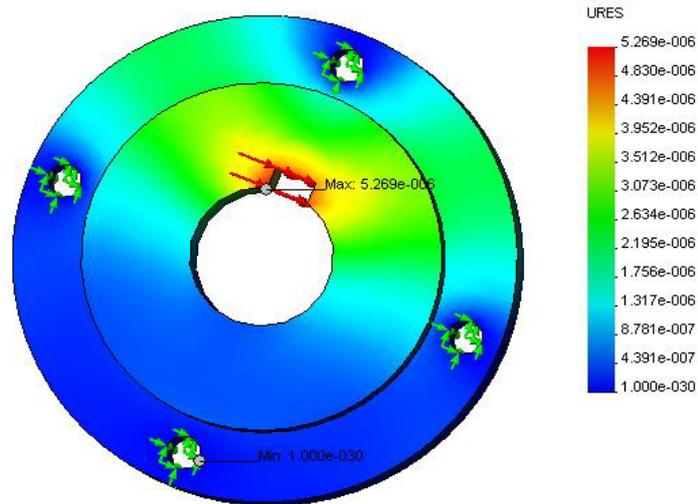


Figura 3.14 Deformación de los desplazamientos estáticos del acoplamiento.

En la figura 3.15 el coeficiente de seguridad tiene un valor de 39.

Dib acop en 3d-yerandi :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 39 Deformation Scale 1 : 0

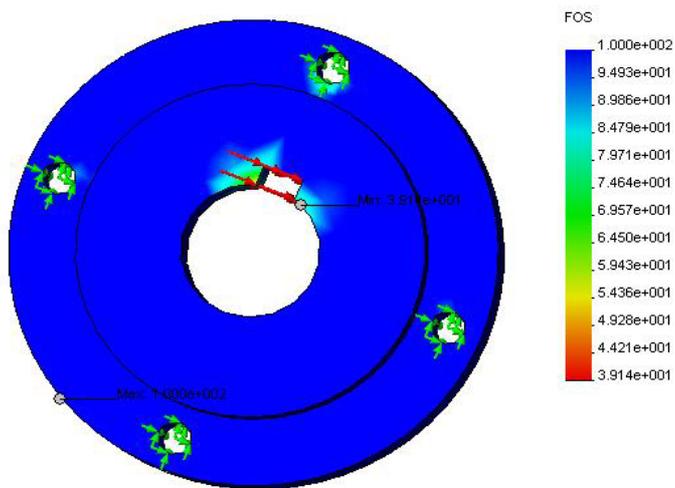


Figura 3.15 coeficiente de seguridad del acoplamiento

La modelación por el método de elementos finitos de la viga de la estructura de soporte muestra que las máximas tensiones se producen en la zona donde esta se encuentra apoyada y las mínimas están localizadas un poco mas al centro (ver fig.3.16).

Dib de la viga-yerandi :: Static Nodal Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 1

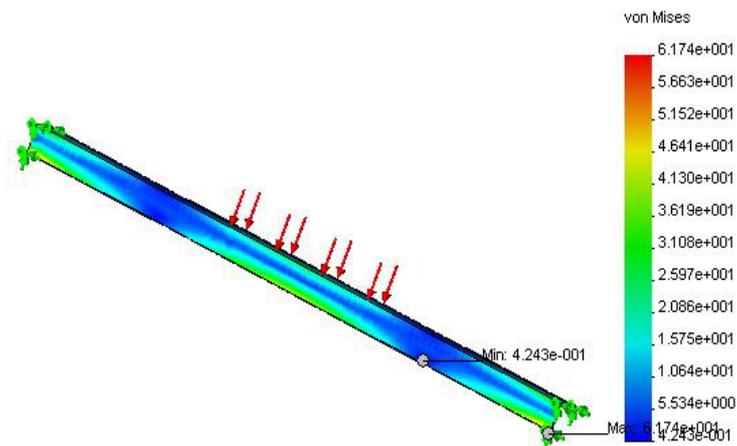


Figura 3.16 Tensiones (Von Mises) de la viga.

En la figura 3.17 se puede observar que los desplazamientos máximos obtenidos a partir del análisis estático no muestran valores peligrosos, con máximos en la zona donde estará ubicado el multiplicador de velocidades, por el contrario los mínimos se encuentran en la zona donde esta apoyada.

Dib de la viga-yerandi :: Static Displacement
Units : mm Deformation Scale 1 : 1

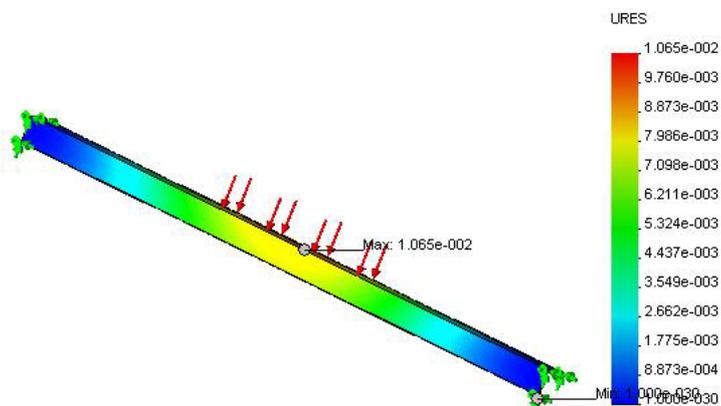


Figura 3.17 Deformación de los desplazamientos estáticos de la viga.

En la figura 3.18 el coeficiente de seguridad tiene un valor de 5.7.

Dib de la viga-yerandi :: Design Check Criterion : Max von Mises Stress
 Factor of safety distribution: Min FOS = 5.7 Deformation Scale 1 : 0

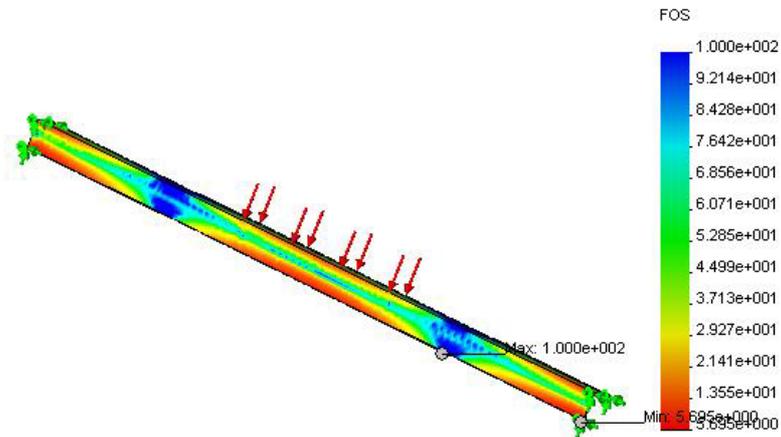


Figura 3.18 coeficiente de seguridad de la viga.

3.3.6 Cojinetes seleccionados

Por la capacidad de carga dinámica requerida y valiéndose de catálogos se seleccionan los siguientes cojinetes distribuidos entre los árboles del multiplicador de velocidades cuyas características se muestran en las tablas 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4. Según <\\labmec5\App\ElementosdeMáquina\Cojinetes\CatalogosdeRodamientos>

Tabla 3.1: Características del cojinete Radiales – Axiales de Bola.

Diámetro interior (d)	35 mm
Diámetro exterior (D)	72 mm
Altura o ancho (H)	17 mm
Capacidad de carga dinámica (Ca)	30.7 KN
Masa (m)	0.28 Kg.
Designación	7207

Tabla 3.2: Características del cojinete Radiales – Axiales de Bola.

Diámetro interior (d)	20 mm
Diámetro exterior (D)	52 mm
Altura o ancho (H)	15 mm
Capacidad de carga dinámica (Ca)	19 KN
Masa (m)	0.14 Kg.
Designación	7304

Tabla 3.3: Características del cojinete Radiales – Axiales de Bola.

Diámetro interior (d)	25 mm
Diámetro exterior (D)	62 mm
Altura o ancho (H)	17 mm
Capacidad de carga dinámica (Ca)	26 KN
Masa (m)	0.23 Kg.
Designación	7305

Tabla 3.4: Características del cojinete Radiales – Axiales de Bola.

Diámetro interior (d)	15 mm
Diámetro exterior (D)	42 mm
Altura o ancho (H)	13 mm
Capacidad de carga dinámica (Ca)	13 KN
Masa (m)	0.8 Kg.
Designación	7302

3.3.7 Selección de la viga para la estructura de soporte

De las tablas de surtido de acero laminado Estiopin (1980), escogemos un acero laminado angular de lados iguales número 6.3 con las siguientes características:

$$B = 63 \text{ mm}$$

$$R = 7 \text{ mm}$$

$$D = 4 \text{ mm}$$

$$A = 496 \text{ mm}^2$$

$$r = 2.3 \text{ mm}$$

$$\text{Peso lineal por metro cuadrado} = 3.9 \text{ Kg.}$$

3.4- Valoración Económica.

La valoración económica se realizó con el costo de la viga para la estructura de soporte y el costo de un multiplicador seleccionado 6C3 – 02 de Mecánica Falk, de flechas colineales con características similares al diseñado.

Elementos	U/m	Cantidad	Precio(CUC)
Angulares CT-3	Ton	0.028	8.50
Multiplicador	U	1	160
Total(CUC)			168.50



3.5- Impacto Medioambiental de la instalación eólica.

La energía eólica no contamina, es un recurso inagotable que frena el agotamiento de combustibles fósiles contribuyendo a evitar el cambio climático. Es una tecnología de aprovechamiento totalmente madura. Es una de las fuentes más baratas, puede competir en rentabilidad con otras fuentes energéticas tradicionales. Genera energía eléctrica sin que exista un proceso de combustión o una etapa de transformación térmica, desde el punto de vista medioambiental un procedimiento muy favorable por ser limpio. Eleva el rendimiento de producción de metano en un 12 % debido a la excreta animal depositada en la planta de biogás. Presenta nula incidencia sobre las características fisicoquímicas del suelo o su erosionalidad, ya que no produce ningún contaminante que incida sobre este medio, ni tampoco vertidos o grandes movimientos de tierras, exento de problemas de contaminación, se suprime radicalmente los impactos originados por los combustibles durante su extracción, transformación, transporte y combustión. Con el reciclaje de las excretas se transforman de desechos orgánicos en fertilizantes de alta calidad, se mejora las condiciones higiénicas a través de la reducción de patógenos lo que beneficia la protección de la atmósfera, el suelo, el agua, la fauna y la vegetación.

3.5.1- Incidencia al medio ambiente.

La incidencia de la instalación en el medio ambiente viene dado por el ruido del movimiento mecánico del multiplicador de velocidades y el roce del viento con el rotor aunque en esta instalación el rotor instalado consta de características donde el ruido es de poca intensidad, otro factor en el cual incide esta instalación es en el paisaje ya que la misma altera el ecosistema pero en este caso para minimizar el impacto paisajístico se emplean colores en su pintura que contrastan con el entorno. El rotor presenta un obstáculo para el vuelo de las aves, sin embargo la experiencia obtenida hasta el momento ha demostrado que la probabilidad de choque es sumamente baja, debido a la rotación lenta, se ha demostrado que una vez montado el aerogenerador las aves trazan otra línea de vuelo en sus migraciones evitando las colisiones.



3.5.2- Incidencia medio sociocultural y socioeconómica.

Las alteraciones en el medio socioeconómico son muy importantes y positivas ya que la instalación genera un puesto de trabajo, constituye un medio de enseñanza sobre energía renovable, el terreno afectado es compatible con otras actividades, genera ahorro de energía, permite el desarrollo de la cultura Eolo energética para el ISMM, propicia creatividad para que nos sumemos en comprender del agotamiento de los combustibles fósiles y cuida de nuestro planeta.

3.6- Conclusiones del capítulo

- Los resultados de la simulación por el Método de Elementos Finitos demuestran donde se encuentran las zonas de alta concentraciones de tensiones y los máximos desplazamientos de los elementos estudiados posibilitando prevenir una posible avería en dichos elementos mecánicos.
- Para la estimación del costo aproximado del multiplicador de velocidades diseñado se selecciono uno con características técnicas y dimensionares parecidas por un valor de 160 CUC.



CONCLUSIONES GENERALES

- Se ha diseñado un multiplicador de velocidades con dimensiones de 309X398X190mm que responde a las exigencias de utilización de la energía mecánica adicional del aerogenerador del biodigestor del Instituto Superior Minero Metalúrgico.
- Los resultados de la simulación por el Método de Elementos Finito demuestran que las zonas de mayores concentraciones de tensiones en las transmisiones se producen en la base de los dientes, en los árboles y el acoplamiento estas se producen cerca de los chaveteros.
- La valoración económica arroja un impacto de 168.50 CUC teniendo en cuenta el costo del multiplicador seleccionado con características técnicas y dimensionares similares al diseñado y las vigas para la estructura de soporte.



RECOMENDACIONES

- ✓ Realizar la tecnología de fabricación y la elaboración de las piezas diseñadas en este trabajo con la máxima exigencia.
- ✓ Realizar el montaje de la estructura que soportara el multiplicador de velocidades in situ.
- ✓ Establecer un sistema de mantenimiento único, que sea asequible y económico y que garantice la mayor disponibilidad de este equipo.
- ✓ Hacer estudio de los valores reales de energía adicional que es capaz de suministrar el sistema propuesto
- ✓ Colocar un alternador a la salida del reductor para darle un uso apropiado a la energía mecánica adicional al biodigestor.



BIBLIOGRAFÍAS CONSULTADAS

Atlas de Diseño I y II Parte.

BARÁNOV, G. *Curso de la Teoría de Mecanismos y Maquinas*. Mir. Moscú, 1985

BENGTON, U. *Design Requeriments Materials Properties Basics for Materials Selection*. American Society for Testing. USA: 230-250, 1991.

DOBROBOLSKI, V. *Elementos de máquinas*. Mir. Moscú, 1980.

ESTIOPIN. *Resistencia de Materiales*. Mir. Moscú, 1980.

FEODOSIEV, V. I, *Resistencia de Materiales*. Mir. Moscú, 1985.

GONZÁLEZ, G. *Elementos de Máquinas. Árboles y Ejes*. CUJAE, 2002.

GONZÁLEZ, ISNEL. Folleto de Transmisiones Mecánicas. ISMM.

GONZÁLEZ, ISNEL. Folleto de Árboles y ejes. ISMM.

GONZÁLEZ, ISNEL. Folleto de Reductores y Multiplicadores de velocidad. ISMM.

GOLUBEV, Y. *Teoría de Maquinas y Mecanismos*. Ciencia y técnica, 1970.

IVATSEVICH, Y. *Método de las Normas de Tiempo de los Procesos Tecnológicos*. ISTH, 1988.

Key To Steel. Influence of Alloying Elements on Steel Microstructure. Key to Steel Web Site. 2002. Disponible en la World Wide Web en <http://www.key-to-steel.com/>.

NORTON. *Diseño de Máquinas*. Prentice Hall, 1999. .

ORLOV. *Ingeniería de Diseño*. Mir. Moscú, 1985.

RESHETOV. *Elementos de Máquinas*. Pueblo y Educación, 1985.

SHIGLEY, *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mc Graw-Hill. México, 1989.

SHIGLEY, J. E. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw Hill, 1990.

Structural Research and Analysis Corporation. "COSMOSDesignSTAR Online Help", 2005.

V, Samón. Trabajo de Diploma en opción al título de ingeniero mecánico, ISMM. 2004.

L, Pedro." Trabajo de diploma en opción al título de ingeniero mecánico, ISMM, 2004.

M, Abel." Trabajo de diploma en opción al título de ingeniero mecánico, ISMM, 2005.

C, Eglis." Trabajo de diploma en opción al título de ingeniero mecánico, ISMM, 2006.

Monografía 2009. Tipos de aerogeneradores. <http://www.monografia.com/trabajos55>

(Accedido 14 de Abril de 2009)

Pujolmuntala 2009. Características de los aerogeneradores. <http://www.pujolmuntala.es>



(Accedido 14 de Abril de 2009)

CatálogosdeRodamientos

<\\labmec5\App\ElementosdeMáquina\Cojinetes\CatalogosdeRodamientos>

Anexo1

Tipo Multiplificador	Potencia del Generador [kW]	Diámet. Rotor [m]	Torque de salida [kNm]	Relación de Transmisión [-]	Peso Multiplicador
GPC 210	300	32	86	34:1	2080
GPV 300	600	47	215	53:1	3850
GPV 306	850	58	350	62:1	4500
GPV 400	1650	66	865	79:1	11500
GPV 401	1750	66	865	79:1	11500
GPV 420	1500	72	910	70/87:1	13800
GPV 441	2000	80	1260	92/100/111/ 120:1	14500
GPV451	1500	77	790	73/89/98:1	13900
GPW 545*	3100	80	1550	73:1	42000

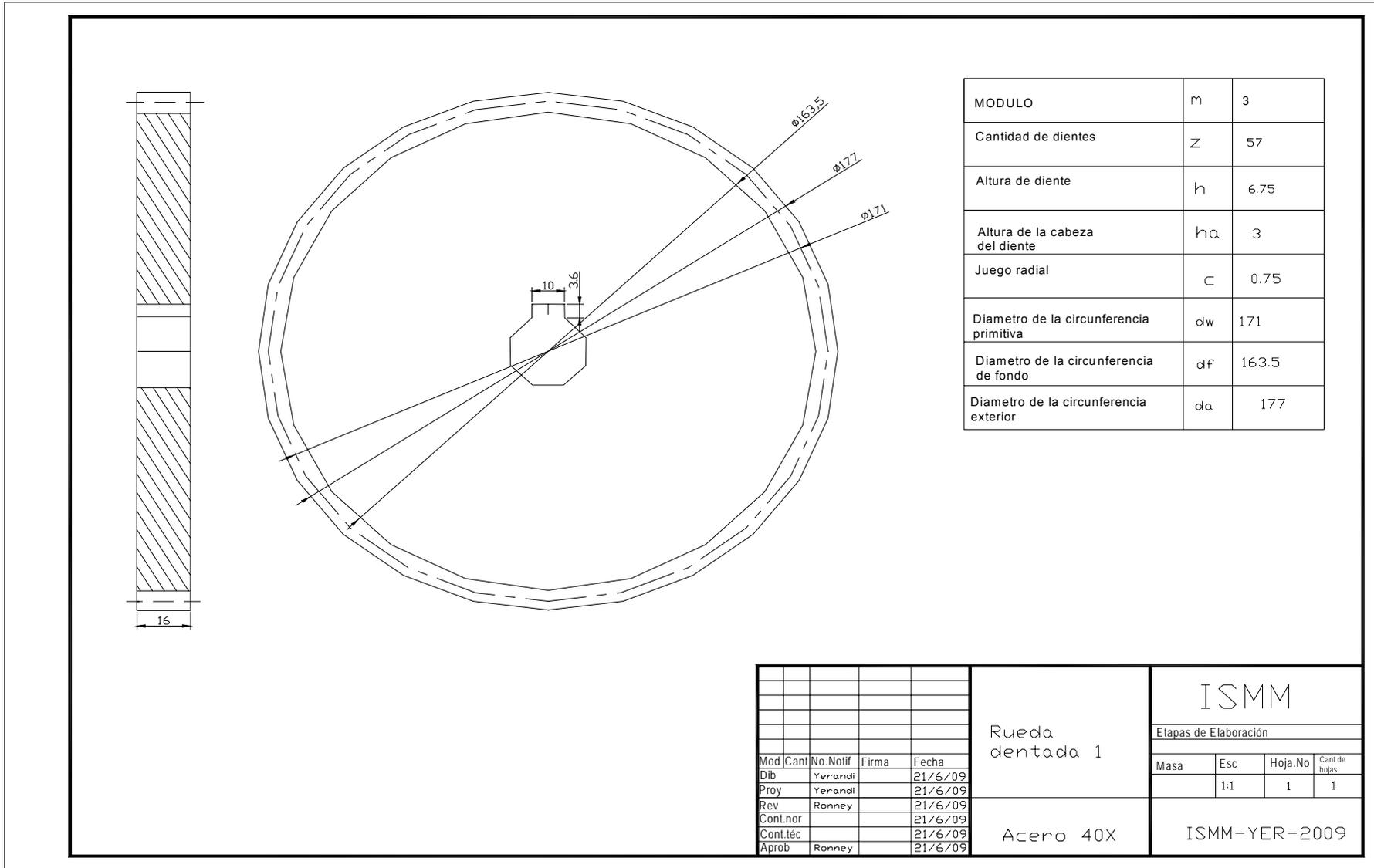
Tabla 1. Multiplicadores suministrados por Rexroth Bosch Group

Anexo 2

GOST	DIN	AFNOR	BS.	UNI	JIS
40X	1.7035	42C4 41Cr4	530M40 530H40	41Cr4 41Cr4KB	SCr440(H)
SS	UNE	GB	EN		
2245*	F1202-42Cr4 F1211-41Cr4DF	40Cr	41Cr4KD		

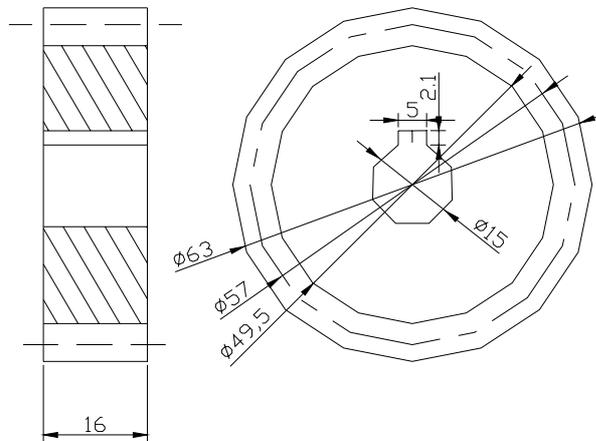
Tabla 2.2 Equivalencia con otros sistemas.

Anexo 3



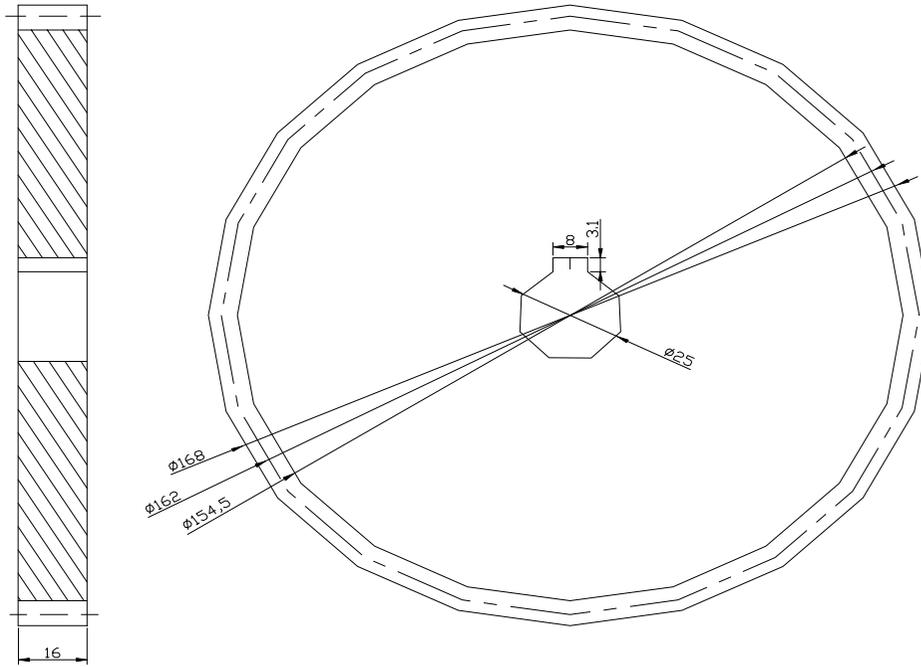
Anexo 4

MODULO	m	3
Cantidad de dientes	Z	19
Altura de diente	h	6.75
Altura de la cabeza del diente	h _a	3
Juego radial	c	0.75
Diametro de la circunferencia primitiva	d _w	57
Diametro de la circunferencia de fondo	d _f	49.5
Diametro de la circunferencia exterior	d _a	63



					Rueda dentada 2	ISMM					
						Etapas de Elaboración					
						Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas		
					Acero 40X					ISMM-YER-2009	
Mod	Cant	No.Notif	Firma	Fecha							
Dib		Yerandi		21/6/09							
Proy		Yerandi		21/6/09							
Rev		Ronney		21/6/09							
Cont.nor				21/6/09							
Cont.téc				21/6/09							
Aprob		Ronney		21/6/09							

Anexo 5

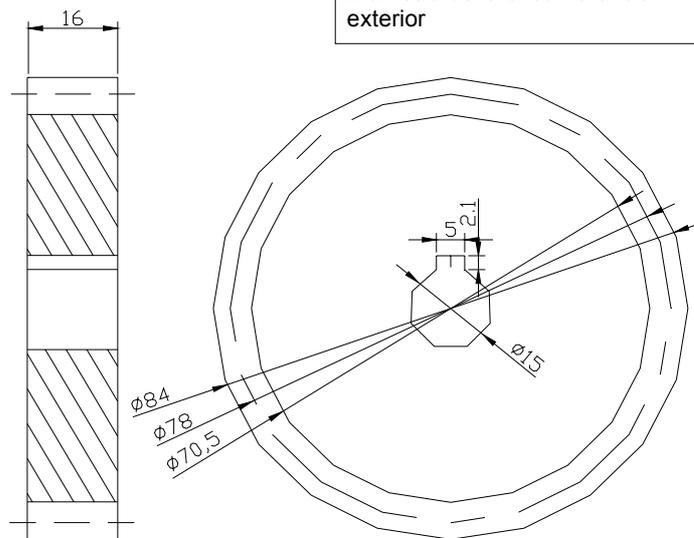


MODULO	m	3
Cantidad de dientes	Z	57
Altura de diente	h	6.75
Altura de la cabeza del diente	h _a	3
Juego radial	c	0.75
Diametro de la circunferencia primitiva	d _w	162
Diametro de la circunferencia de fondo	d _f	154.5
Diametro de la circunferencia exterior	d _a	168

					Rueda dentada 3	ISMM			
						Etapas de Elaboración			
Masa		Esc		Hoja.No		Cant de hojas			
		1:1		1		1			
					Acero 40X	ISMM-YER-2009			
Mod	Cant	No.	Notif	Firma					
Dib				Yerandi		21/6/09			
Proy				Yerandi		21/6/09			
Rev				Ronney		21/6/09			
Cont.nor					21/6/09				
Cont.téc					21/6/09				
Aprob				Ronney	21/6/09				

Anexo 6

MODULO	m	3
Cantidad de dientes	z	19
Altura de diente	h	6.75
Altura de la cabeza del diente	h _a	3
Juego radial	c	0.75
Diametro de la circunferencia primitiva	d _w	78
Diametro de la circunferencia de fondo	d _f	70.5
Diametro de la circunferencia exterior	d _a	84



Mod	Cant	No.Notif	Firma	Fecha
Dib		Yerandi		21/6/09
Proy		Yerandi		21/6/09
Rev		Ronney		21/6/09
Cont.nor				21/6/09
Cont.téc				21/6/09
Aprob		Ronney		21/6/09

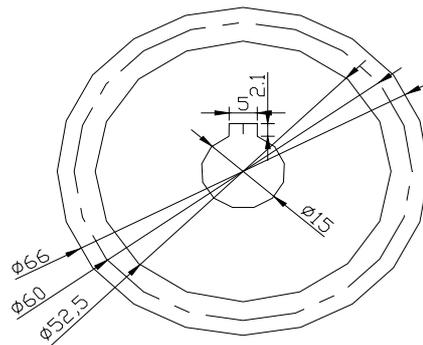
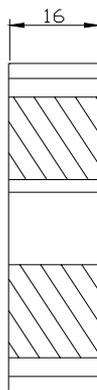
Rueda dentada 4

Acero 40X

ISMM			
Etapas de Elaboración			
Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas
	1:1	1	1
ISMM-YER-2009			

Anexo 8

MODULO	m	3
Cantidad de dientes	Z	19
Altura de diente	h	6.75
Altura de la cabeza del diente	h _a	3
Juego radial	c	0.75
Diametro de la circunferencia primitiva	d _w	60
Diametro de la circunferencia de fondo	d _f	52.5
Diametro de la circunferencia exterior	d _a	66



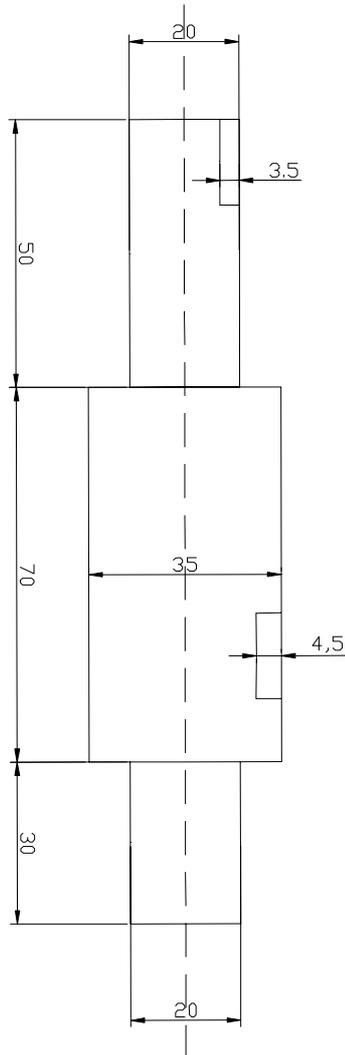
Mod	Cant	No. Notif	Firma	Fecha
Dib		Yerandi		21/6/09
Proy		Yerandi		21/6/09
Rev		Ronney		21/6/09
Cont.nor				21/6/09
Cont.téc				21/6/09
Aprob		Ronney		21/6/09

Rueda dentada 6

Acero 40X

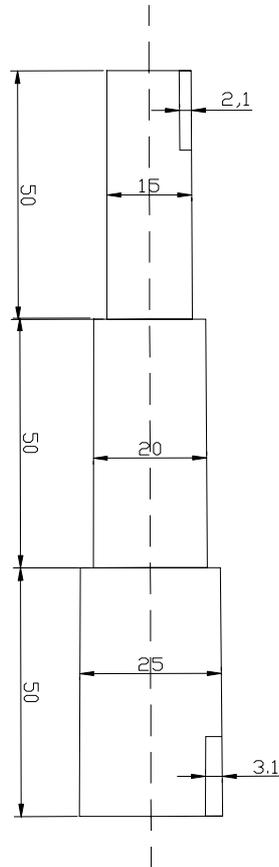
ISMM			
Etapas de Elaboración			
Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas
	1:1	1	1
ISMM-YER-2009			

Anexo 9



					Arbol 1	ISMM			
						Etapas de Elaboración			
						Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas
							1:1	1	1
Mod	Cant	No. Notif	Firma	Fecha	Acero 40X	ISMM-YER-2009			
Dib		Yerandi		21/6/09					
Proy		Yerandi		21/6/09					
Rev		Ronney		21/6/09					
Cont.nor				21/6/09					
Cont.téc				21/6/09					
Aprob		Ronney		21/6/09					

Anexo 10



					Arbol 2y3	ISMM			
						Etapas de Elaboración			
						Masa	Esc	Hoja.No	Cant de hojas
							1:1	1	1
Mod	Cant	No.Notif	Firma	Fecha	Acero 40X	ISMM-YER-2009			
Dib		Yerandi		21/6/09					
Proy		Yerandi		21/6/09					
Rev		Ronney		21/6/09					
Cont.nor				21/6/09					
Cont.téc				21/6/09					
Aprob		Ronney		21/6/09					

Anexo 11

