

**UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**CARRERA DE INGENIERIA MECANICA**

**TEMA: DISEÑO DE UN GENERADOR EÓLICO TIPO SAVONIUS DE USO  
DOMÉSTICO DE 200 W.**

**TESIS PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO  
MECANICO**

**AUTOR: MARIO FERNANDO ALVEAR QUEZADA**

**DIRECTOR: FSC. WILSON BENAVIDES**

**QUITO, MARZO 2012**

## **DECLARACION**

Yo Mario Fernando Alvear Quezada, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y que ha sido consultado en las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mi derecho de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Atentamente.

MARIO FERNANDO ALVEAR QUEZADA

CI. 1717397762

## **CERTIFICADO**

Yo, certifico que el presente proyecto de tesis titulado “DISEÑO DE UN GENERADOR EÓLICO TIPO SAVONIUS DE USO DOMÉSTICO DE 200 W.” realizado para la obtención del título de ingeniero mecánico ha sido desarrollado en su totalidad por el Sr. Mario Fernando Alvear Quezada.

Atentamente,

Fs. Wilson Benavides.

Director de Tesis

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a mi familia por su apoyo incondicional, a mis padres por el esfuerzo realizado para siempre darnos lo mejor y tener un mejor futuro, a mis hermanas Cristina y Malú y a su esposo Ricardo por brindarme su fuerza para concluir este proyecto de tesis.

A mis profesores a quienes les debo gran parte de mis conocimientos, gracias a su paciencia y enseñanza.

Mario Alvear Quezada

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto de tesis a Dios y a mis padres. A Dios porque ha estado conmigo a cada paso que doy, cuidándome y dándome fortaleza para continuar.

A toda mi familia por siempre haberme dado su fuerza y apoyo incondicional, que me han ayudado y llevado hasta donde estoy ahora.

A mis padres, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad. Es por ellos, que me he convertido en la persona que soy ahora.

Mario Alvear Quezada

## INDICE

### CAPITULO 1 GENERALIDADES

1.1 ENERGIA	1
1.2 TIPOS DE ENERGIA	1
1.2.1 ENERGIA MECANICA	1
1.2.2 ENERGIA CINETICA	2
1.2.3 ENERGIA POTENCIAL	2
1.2.4 ENERGIA ELECTRICA	2
1.3 LEY DE CONSERVACION DE LA ENERGIA	2
1.4 ENERGIA EOLICA	2
1.5 ANTECEDENTES HISTORICOS	3
1.6 VIENTO	5
1.7 TIPOS DE VIENTO	7
1.7.1 BRISAS	7
1.7.2 VIENTOS CATABÁTICOS Y ANABÁTICOS	9
1.7.3 FÖHN	10
1.8 PROPIEDADES DEL VIENTO	11
1.8.1 PRESION	11
1.8.2 COMPRESIBILIDAD	11
1.8.3 VISCOCIDAD	11
1.8.4 DENSIDAD	12
1.8.5 VISCOCIDAD DINÁMICA	12
1.8.6 FUERZAS DENTRO DE UN FLUIDO	12

1.9 MAQUINAS EOLICAS	13
1.9.1 SOPORTES	14
1.9.2 SISTEMA DE CAPTACION	14
1.9.3 SISTEMA DE ORIENTACION	15
1.9.4 SISTEMA DE REGULACION	15
1.9.5 SISTEMA DE TRANSMICION	16
1.9.6 SISTEMA DE GENERACION	16
<b>CAPITULO 2 COMPONENTES DE DISEÑO</b>	
2.1 MAQUINAS EOLICAS	18
2.1.1 MAQUINAS EÓLICAS DE EJE HORIZONTAL	18
2.1.2 MAQUINAS EÓLICAS DE EJE VERTICAL	19
2.2 LIMITE DE BETZ	21
2.3 SELECCION DE LA HELICE	24
2.4 DISPOSITIVOS PARA MEDIR EL VIENTO	27
2.5 LEY EXPONENCIAL DE HELLMANN.	28
2.6 DENSIDAD DEL AIRE	30
2.7. CAJA MULTIPLICADORA	32
2.7.1 TRANSMISION POR POLEAS	32
2.7.2 TRANSMISION POR CADENA	32
2.7.3 TRANSMISION POR ENGRANAJES	33
2.7.4 ENGRANAJE PLANETARIO	34
2.7.4.1 RELACIONES DE TRANSMISION	34
2.8 GENERADORES ELECTRICOS.	39
2.8.1 GENERADOR DE CORRIENTE CONTINUA.	39

2.8.2 GENERADOR DE CORRIENTE ALTERNA.	40
2.8.2.1 GENERADOR SINCRÓNICO	41
2.8.2.2 GENERADOR ASÍNCRONO	41
2.9 FRENOS ELECTROMAGNETICOS	42
2.12. MODIFICADORES DE LA ENERGIA ELECTRICA.	43
2.12.1 RECTIFICADOR	43
2.12.2 VARIADOR DE FRECUENCIA	44
2.13. MATERIALES	45
2.13.1 PROPIEDADES MECANICAS	45
2.13.1.1 Tensión	45
2.13.1.2 Compresión	45
2.13.1.3 Flexión	46
2.13.1.4 Torsión	46
2.13.1.5 Plastodeformación	46
2.13.1.6 Fatiga	47
2.13.2 MATERIALES EMPLEADO	47
2.13.2.1 Fibra de Vidrio	47
2.13.2.2 Acero	48
<b>CAPITULO 3 DISEÑO</b>	
3.1 ENERGIA OBTENIBLE DEL VIENTO	49
3.2 VELOCIDAD DE GIRO	51
3.3 FUERZA DEL VIENTO	52
3.4 DIAMETRO DEL EJE	57
3.5 CAJA MULTIPLICADORA	60
3.5.1 DISEÑO POR ROTURA DEL DIENTE	63



3.5.2 DISEÑO POR DESGASTE	65
3.5.3 SIMULACION	68
3.6 FRENO ELECTROMAGNETICO	76
3.7 ACOUPLE	78
3.8 EJE CAJA MULTIPLICADORA	79
3.9 ALTERNADOR	80
3.10 RECTIFICADOR	81
3.11 INVERSOR	81
3.12 CÁLCULOS	82
3.12.1 PALA DE LA HÉLICE	82
3.12.1.1 CARGAS	84
3.12.1.2 RESULTADOS	85
3.12.1.3 FIGURAS	85
3.12.2 ACOUPLE PALA	86
3.12.2.1 CARGAS	88
3.12.2.2 RESULTADOS	89
3.12.2.3 FIGURAS	89
3.12.3 EJE HÉLICE	90
3.12.3.1 CARGAS	92
3.12.3.2 RESULTADOS	94
3.12.3.3 FIGURAS	94
3.12.4 SOPORTE 1	95
3.12.4.1 CARGAS	97
3.12.4.2 RESULTADOS	98
3.12.4.3 FIGURAS	99

3.12.5 SOPORTE 2	100
3.12.5.1 CARGAS	101
3.12.5.2 RESULTADOS	103
3.12.5.3 FIGURAS	103
3.12.6 TORRE TUBULAR	104
3.12.6.1 ANALISIS DE CARGAS	107
3.12.6.2 RESULTADOS	108
3.12.6.3 FIGURAS	109
3.12.7 BRIDA	110
3.12.7.1 CARGAS	111
3.12.7.2 RESULTADOS	113
3.12.7.3 FIGURAS	114
3.13 UNION EMPERNADA	115
3.13.1 PERNO PASADOR 4	117
3.14.2 PERNO PASADOR 5	118
<b>CAPITULO 4 ANALISIS DE COSTOS</b>	
4.1 COMPONENTES	120
4.2 MANO DE OBRA	121
4.3 MAQUINARIA Y HERRAMIENTA	121
4.4 COSTO TOTAL	122
<b>CONCLUSIONES</b>	123
<b>RECOMENDACIONES</b>	124
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	125
<b>ANEXOS</b>	139

## INDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURA 1.1: Irradiancia solar	6
FIGURA 1.2: Vientos alisios	7
FIGURA 1.3: Esquema general de un viento particular	7
FIGURA 1.4: Brisas de mar	8
FIGURA 1.5: Vientos de valles y montañas	8
FIGURA 1.6: Viento catabático	9
FIGURA 1.7: Viento föhn	10
FIGURA 1.8: Influencia de obstáculos topográficos sobre la velocidad del viento	10
FIGURA 1.9: Ejemplos de viscosidad	11
FIGURA 1.10: Fuerzas en un fluido	13
FIGURA 1.11: Generador eólico orientado por una cola	15
FIGURA 1.12: Sistema de regulación por masas centrifugas	16
FIGURA 2.1: Tipos de aerogeneradores	21
FIGURA 2.2: Modelo de betz	22
FIGURA 2.3: Aerogenerador tipo savonius tradicional.	24
FIGURA 2.4: Aerogenerador savonius helicoidal	25
FIGURA 2.5: Aerogenerador savonius	25
FIGURA 2.6: Aerogenerador savonius helicoidal por segmentos	26
FIGURA 2.7: Medidas principales generador eólico tipo savonius.	26
FIGURA 2.8: Variaciones de torque en un rotor savonius de 2 y 3 palas	27
FIGURA 2.9: Variación de la velocidad del viento (capa límite) con la altura sobre el terreno	29

FIGURA 2.10: Transmisión por banda	32
FIGURA 2.11: Transmisión por cadena	33
FIGURA 2.12: Transmisión por engranajes	33
FIGURA 2.13: Sistema de engrane epicicloidal o planetario.	34
FIGURA 2.14: Engrane satelital primera marcha	35
FIGURA 2.15: Engrane satelital segunda marcha	36
FIGURA 2.16: Engrane satelital tercera marcha	37
FIGURA 2.17: Engrane satelital marcha atras	38
FIGURA 2.18: Generador de corriente continua.	40
FIGURA 2.19: Generador de corriente alterna	41
FIGURA 2.20: Alternador de imanes permanentes	42
FIGURA 2.21: Esquema de un freno electromagnético	43
FIGURA 2.22. Corriente alterna onda sinusoidal.	44
FIGURA 2.23. Diagrama de variador de frecuencia con modulación de ancho de pulso.	44
FIGURA 3.1. Perfil situado en el seno de una corriente fluida	52
FIGURA3.2. Ángulos de ataque y efectos del viento.	53
FIGURA 3.3 Líneas de corriente en un rotor savonius	54
FIGURA 3.4 Efecto Magnus	55
FIGURA 3.5 Fuerza del viento en la hélice.	57
FIGURA 3.6. Diagrama momentos y deflexión del eje.	59
FIGURA 3.7 Sistema de engranajes planetario	61
FIGURA 3.9 Modelo 3D de pala	82
FIGURA 3.9 Fuerzas ejercidas en la pala	84
FIGURA 3.10 Apoyos o restricciones en la pala	84

FIGURA 3.11 Análisis de desplazamiento de la pala	85
FIGURA 3.12 Análisis del coeficiente de seguridad en la pala	86
FIGURA 3.13 Modelo 3D del acople de pala	86
FIGURA 3.14 Fuerzas ejercidas en el acople de pala	88
FIGURA 3.15 Análisis de desplazamiento en el acople pala	89
FIGURA 3.16 Análisis del coeficiente de seguridad en el acople pala	90
FIGURA 3.17 Modelo 3D del Eje de la Hélice.	91
FIGURA 3.18 Fuerzas ejercidas en el eje hélice.	93
FIGURA 3.19 Apoyos o restricciones en el eje hélice.	93
FIGURA 3.20 Análisis de desplazamiento en el eje hélice.	94
FIGURA 3.21 Análisis del coeficiente de seguridad en el eje hélice.	95
FIGURA 3.22 Modelo 3D del soporte rodamiento hélice.	95
FIGURA 3.23 Fuerzas ejercidas en el soporte rodamiento hélice.	97
FIGURA 3.24 Apoyos o restricciones en el soporte rodamiento hélice.	98
FIGURA 3.25 Análisis de desplazamiento en el soporte rodamiento hélice.	99
FIGURA 3.26 Análisis del coeficiente de seguridad en el soporte rodamiento hélice.	99
FIGURA 3.27 Modelo 3D del soporte freno.	100
FIGURA 3.28 Fuerzas ejercidas en el soporte rodamiento hélice.	102
FIGURA 3.29 Apoyos o restricciones en el soporte rodamiento hélice.	102
FIGURA 3.30 Análisis de desplazamiento en el soporte rodamiento hélice	103
FIGURA 3.31 Análisis del coeficiente de seguridad en el soporte rodamiento hélice.	104
FIGURA 3.32 Modelo 3d de la torre tubular	105
FIGURA 3.33 Fuerzas ejercidas en la torre tubular	107

FIGURA 3.34 Apoyos o restricciones en la torre tubular	108
FIGURA 3.35 Análisis de desplazamiento en la torre tubular	109
FIGURA 3.36 Análisis del coeficiente de seguridad en la torre tubular	109
FIGURA 3.37 Modelo 3D de la brida	110
FIGURA 3.38 Fuerzas ejercidas en la brida	112
FIGURA 3.39 Apoyos o restricciones en la brida	112
FIGURA 3.40 Análisis de desplazamiento en la brida	114
FIGURA 3.41 Análisis del coeficiente de seguridad en la brida	115

## INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Comparativa varios tipos de Aerogeneradores	21
Tabla 2.2. Valores del exponente Hellamnn en función de la rugosidad del terreno.	29
Tabla 2.3. Velocidad de viento promedio a varias alturas.	30
Tabla 2.4. Variación de la densidad del aire respecto a la altura (m.s.n.m.)	31
Tabla 3.1. Rendimientos y Características de Diferentes tipos Rotores Eólicos.	50
Tabla 3.2. Medidas en stock de acero AISI 10 18.	58
Tabla 3.3. Propiedades de sección Ø 2.5”.	59
Tabla 3.4. Resultados de la simulación.	59
Tabla 3.5. Propiedades Acero AISI 4340	62
Tabla 3.6. Parámetros engranajes	68
Tabla 3.7. Parámetros engranajes	70
Tabla 3.8. Cargas Aplicadas	70
Tabla 3.9. Propiedades del material	71
Tabla 3.10. Factores de carga	71
Tabla 3.11. Factores de Contacto	71
Tabla 3.12. Factores de plegado	72
Tabla 3.13. Resultados de la simulación	72
Tabla 3.14. Parámetros engranajes	74
Tabla 3.15. Cargas	64
Tabla 3.16. Propiedades del material	75
Tabla 3.17. Factores de carga adicional	75
Tabla 3.18. Factores de Contacto	75

Tabla 3.19. Factores de plegado	76
Tabla 3.20. Factores de plegado	76
Tabla 3.21. Propiedades Físicas de la pala	83
Tabla 3.22. Propiedades del material de pala	83
Tabla 3.23. Resultados simulación de la pala	85
Tabla 3.24. Propiedades Físicas del Acople de Pala	87
Tabla 3.25. Propiedades del material del Acople de Pala	87
Tabla 3.26. Resultados simulación del Acople de Pala	89
Tabla 3.27. Propiedades Físicas del Eje de la Hélice	91
Tabla 3.28. Propiedades del material del Eje de la Hélice	92
Tabla 3.29. Peso soportado por el eje de la hélice	92
Tabla 3.30. Resultados simulación del Eje de la Hélice	94
Tabla 3.31. Propiedades Físicas del Soporte rodamiento hélice	96
Tabla 3.32. Propiedades del material del Soporte rodamiento hélice	97
Tabla 3.33. Resultados simulación del Soporte rodamiento hélice	98
Tabla 3.34. Propiedades Físicas del Soporte freno	100
Tabla 3.35. Propiedades del material del Soporte freno	101
Tabla 3.36. Resultados simulación del Soporte freno	103
Tabla 3.37 Propiedades Físicas de la torre tubular	105
Tabla 3.38. Propiedades del material de la torre tubular	106
Tabla 3.39. Resultados simulación de la torre tubular	108
Tabla 3.40 Propiedades Físicas de la brida	110
Tabla 3.41. Propiedades del material de la brida	111
Tabla 3.42. Resultados simulación de la brida	114
Tabla 3.43. Reacciones en los pasadores de la brida	116



Tabla 3.44. Propiedades del material de pernos	117
Tabla 3.45. Cargas del pasador 4	117
Tabla 3.46. Parámetros de simulación perno 4	117
Tabla 3.47. Resultados de simulación perno 4	118
Tabla 3.48. Cargas del pasador 5	118
Tabla 3.49. Parámetros de simulación perno 5	119
Tabla 3.50. Resultados de simulación perno 5	119
Tabla 4.1. Costo de los componentes	120
Tabla 4.2. Costo de la mano de obra	121
Tabla 4.3. Costo herramientas	121
Tabla 4.4. Costo total	122

# **CAPITULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 ENERGIA**

Al hablar a energía cotidianamente se piensa en esta, en función del combustible para el transporte, o la red eléctrica para la iluminación o el funcionamiento de los aparatos. Sin embargo, estas ideas no definen efectivamente a la energía. Realmente son un medio de almacenamiento y transporte de energía respectivamente, que debe existir un proceso un medio por el cual esta energía sea utilizada.

La energía es una propiedad asociada a los objetos y sustancias que se manifiesta en las transformaciones que ocurren en la naturaleza.

### **1.2 TIPOS DE ENERGIA**

Convencionales. También llamadas no renovables. Son aquellas que proporcionan la parte más importante de energía consumida en los países industrializados. Estos combustibles, una vez usados no se pueden restituir. Un ejemplo de este tipo de energía es: el carbón, el petróleo, el gas natural, el uranio, etc.

Energías alternativas. Son las energías que se encuentran directamente en la naturaleza y son inagotables, aunque en estos tiempos ya hay muchas que son escasas. Estas energías no contaminan al medio ambiente. Existen varios tipos de energías como: la energía solar, la eólica, la hidráulica, la de las mareas, la de las olas, la geotérmica y la de biomasa.

#### **1.2.1 ENERGIA MECANICA**

Es la energía que se debe a la posición y al movimiento de un cuerpo, por lo tanto, es la suma de las energías potencial, cinética y la elástica de un cuerpo en movimiento. Expresa la capacidad que poseen los cuerpos con masa para efectuar un trabajo.

### 1.2.2 ENERGIA CINETICA

Es la energía asociada al movimiento de un objeto. Un objeto que esté en reposo en un sistema referencial en reposo, tendrá una energía cinética cero.

### 1.2.3 ENERGIA POTENCIAL

Es la energía asociada a la posición de un objeto. Puede pensarse como la energía almacenada, o como la medida de trabajo que un objeto puede entregar.

### 1.2.4 ENERGIA ELECTRICA

Es la forma de energía resultante de la existencia de una diferencia de potencial entre dos puntos, lo que permite establecer una corriente eléctrica entre ambos. Cada vez que se acciona un interruptor, se cierra un circuito eléctrico y se genera el movimiento de electrones a través del cable conductor. Las cargas que se desplazan forman parte de los átomos del conductor moviendo electrones que se van a utilizar, mediante las correspondientes transformaciones.

## 1.3 LEY DE CONSERVACIÓN DE LA ENERGIA

La ley de conservación de la energía indica que la cantidad total de energía en cualquier sistema aislado (sin interacción con ningún otro sistema) permanece invariable con el tiempo, aunque dicha energía puede transformarse en otra forma de energía.

En resumen: La energía nunca puede crearse ni destruirse. La energía puede transformarse de una forma a otra, pero la energía total de un sistema aislado siempre es constante.

## 1.4 ENERGIA EOLICA

Es la energía obtenida del viento, es decir, la energía cinética generada por efecto de las corrientes de aire, y que es transformada en otras formas útiles para las actividades humanas.

El término eólico viene del latín *Aeolicus*, perteneciente o relativo a Eolo, dios de los vientos en la mitología griega. La energía eólica ha sido aprovechada desde la

antigüedad para mover los barcos impulsados por velas o hacer funcionar la maquinaria de molinos al mover sus aspas.

La energía eólica es un recurso abundante, renovable, limpio y ayuda a disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero al reemplazar termoeléctricas a base de combustibles fósiles, lo que la convierte en un tipo de energía verde. Sin embargo, el principal inconveniente es su intermitencia.

“En la actualidad, la energía eólica es utilizada principalmente para producir energía eléctrica mediante aerogeneradores. A finales de 2007, la capacidad mundial de los generadores eólicos fue de 94.1 gigawatts. Mientras la eólica genera alrededor del 1% del consumo de electricidad mundial, representa alrededor del 19% de la producción eléctrica en Dinamarca, 9% en España y Portugal, y un 6% en Alemania e Irlanda (Datos del 2007).”<sup>1</sup>

## 1.5 ANTECEDENTES HISTORICOS

Hasta la aparición de la máquina de vapor en el siglo XIX, la única energía de origen no animal para realización de trabajo mecánico era la proveniente del agua o del viento. La primera y más inmediata forma de aprovechamiento de la energía eólica ha sido desde los tiempos más remotos aplicada a la navegación; las primeras referencias de la utilización de embarcaciones a vela proceden de Egipto y datan del IV o V milenio A.C.

Los molinos de viento existían ya en la más remota antigüedad. Persia, Irak, Egipto y China disponían de máquinas eólicas muchos siglos A.C.; Hammurab I. rey de Babilonia, 17 siglos A.C. utilizó molinos accionados por el viento para regar las llanuras de Mesopotamia y para la molienda del grano. Se trataba de primitivas máquinas eólicas de rotor vertical con varias palas de madera o caña, cuyo movimiento de rotación era comunicado directamente por el eje a las muelas del molino. En China hay referencias de la existencia de molinos de rotor vertical y palas a base de telas colocadas sobre un armazón de madera, que eran utilizados para el bombeo de agua, máquinas conocidas

---

<sup>1</sup> <http://es.libros.redsauce.net/index.php?pageID=16>

como *panémonas*, precursoras de los molinos persas. El egipcio Hero de Alejandría representa en un estudio un molino de eje vertical de cuatro palas.

Los molinos de viento fueron utilizados en Europa en la Edad Media, comenzando a extenderse por Grecia, Italia y Francia. Si el origen de las máquinas eólicas presenta notables incertidumbres, no menos lo hace su expansión por el Mediterráneo y por toda Europa. Según algunos autores, se debe a los cruzados la introducción de la tecnología eólica en Occidente, si bien otros opinan que Europa desarrolla su propia tecnología, claramente distinta de la oriental, ya que en Europa se imponen fundamentalmente los molinos de eje horizontal, mientras que los molinos orientales eran de eje vertical.

Sea cual fuese la forma de aparición de estas máquinas en diversos países europeos, lo cierto es que se encuentran abundantes ejemplos de la importancia que los molinos de viento llegaron a tener en diversas aplicaciones.

Aunque la evolución en la historia de los molinos de viento transcurre de forma continua, a finales de la Edad Media las innovaciones y las aplicaciones de las máquinas eólicas se producen con rapidez. Entre la segunda mitad del siglo XVIII y la segunda mitad del XIX, los molinos de viento europeos alcanzan su más alto nivel de perfeccionamiento, dentro de las limitaciones de la tecnología artesanal. Los sistemas de orientación y regulación se ven completados por mecanismos internos, convirtiendo los molinos de viento en factorías mecanizadas con un alto grado de automatización.

En la segunda mitad del siglo XIX aparece una nueva generación de máquinas eólicas, con una concepción de diseño diferente: el "multipala americano" que abrió el camino hacia mejoras en el rendimiento de estas máquinas, que no se produjo realmente hasta principios del siglo XX, cuando se aplicaron al diseño de los rotores las teorías aerodinámicas para usos aeronáuticos.

En los años 20 se empiezan a aplicar a los rotores eólicos los perfiles aerodinámicos que se habían diseñado para las alas y hélices de los aviones. En 1927, el holandés A.J. Dekker construye el primer rotor provisto de palas con sección aerodinámica, capaz de alcanzar velocidades en punta de pala, cuatro o cinco veces superiores la del viento incidente.

Betz demostró en su famoso artículo "Die Windmuhlen im lichte neverer Forschung", (Berlín 1927), que el rendimiento de las turbinas aumentaba con la velocidad de rotación y que, en cualquier caso, ningún sistema eólico podía superar el 60% de la energía contenida en el viento. Por lo tanto, los nuevos rotores debían funcionar con elevadas velocidades de rotación para conseguir rendimientos más elevados.

La teoría demostró también que cuanto mayor era la velocidad de rotación menor importancia tenía el número de palas, por lo que las turbinas modernas podían incluso construirse con una sola pala sin que disminuyera su rendimiento aerodinámico significativamente.

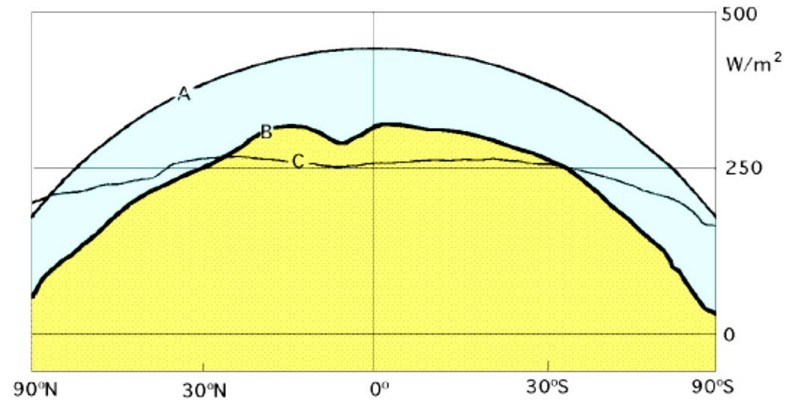
A pesar de los esfuerzos realizados y de la mayor eficacia de las nuevas turbinas, las dificultades de almacenamiento y las desventajas propias de la irregularidad de los vientos fueron la causa de que las aplicaciones basadas en el aprovechamiento del viento como recurso energético continuaran declinando.

Los combustibles fósiles, y en particular el petróleo, empezaban a imponerse como la principal e insustituible fuente de energía. Sin embargo, el petróleo presentaba un grave inconveniente al crear una dependencia entre los países consumidores y los productores, de forma que cuando el orden económico se veía alterado por alguna crisis y la dependencia energética se hacía patente, se adoptaban políticas de apoyo de los recursos autónomos, que se abandonaban una vez se superaba la crisis.

## 1.6 VIENTO

Se considera viento a toda masa de aire en movimiento con respecto a la superficie terrestre, que surge como consecuencia del desigual calentamiento de la superficie terrestre, siendo la fuente de energía eólica, o mejor dicho, la energía mecánica que en forma de energía cinética transporta el aire en movimiento.

La Tierra recibe una gran cantidad de energía procedente del Sol que en lugares favorables puede llegar a ser del orden de 2000 kW/m<sup>2</sup> anuales; el 2% de ella se transforma en energía eólica capaz de proporcionar una potencia del orden de 10<sup>17</sup> kW (fig. 1.1).



FUENTE. FERNANDEZ, Pedro, Energía Eólica

- A) Irradiancia solar sobre una superficie horizontal; B) Irradiancia solar absorbida por la Tierra  
C) Irradiancia radiada al espacio exterior

Fig. 1.1 Irradiancia Solar

Bajo la acción de la presión, el aire de la atmósfera se desplaza de un lugar a otro a diferentes velocidades, dando lugar al viento.

El gradiente de velocidades es mayor cuanto mayor es la diferencia de presiones y su movimiento viene influenciado por el giro de la Tierra.

Las causas principales del origen del viento son:

- a) La radiación solar que es más importante en el Ecuador que en los Polos
- b) La rotación de la Tierra que provoca desviaciones hacia la derecha en el Hemisferio Norte y hacia la izquierda en el Hemisferio Sur
- c) Las perturbaciones atmosféricas.

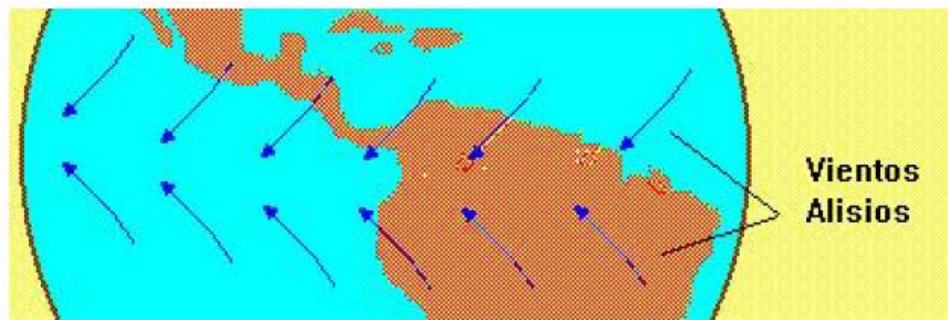
En definitiva, se puede considerar que las variables que definen el régimen de vientos en un punto determinado son:

- Situación geográfica
- Características climáticas
- Estructura topográfica
- Irregularidades del terreno

- Altura sobre el nivel del suelo siendo su estudio de gran importancia a la hora de acometer el diseño de un dispositivo que sea capaz de aprovechar la energía que contiene el viento.

## 1.7 TIPOS DE VIENTOS

El Ecuador al estar geográficamente en el cinturón ecuatorial se encuentra bajo la acción de los vientos alisios del Noreste y Sureste los cuales confluyen en esta zona (fig. 1.2).

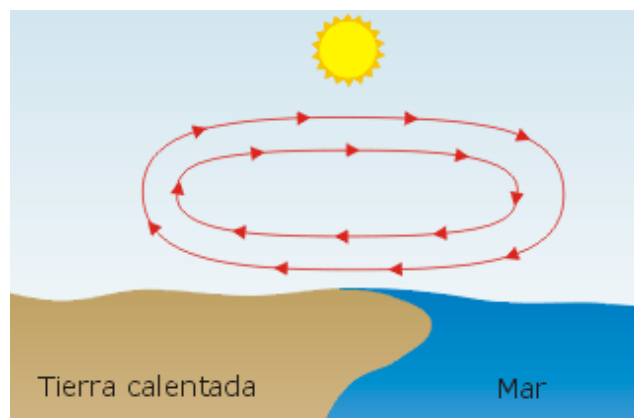


Glosario Meteorológico, [http://jmarcano.topcities.com/ciencias/glosario/meteo\\_v.html](http://jmarcano.topcities.com/ciencias/glosario/meteo_v.html)

Fig. 1.2 Vientos Alisios

### 1.7.1 BRISAS

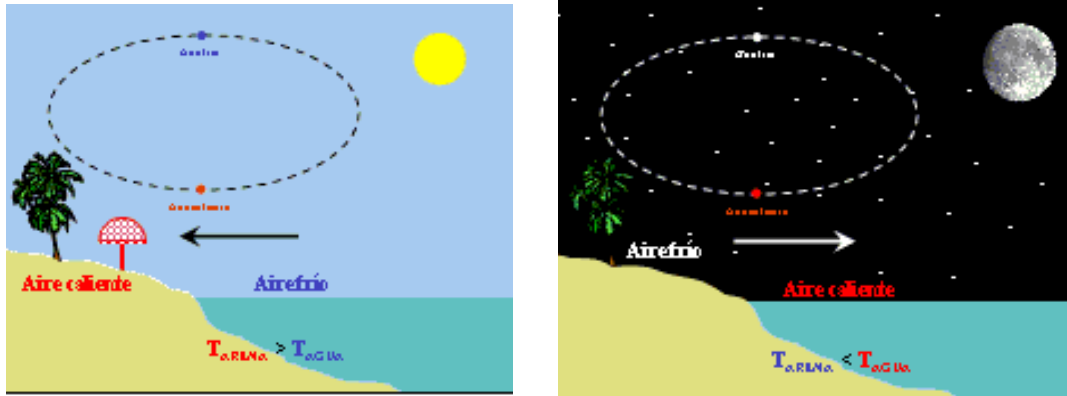
Es el movimiento del aire en dirección *tierra-mar* en las costas, o *tierra-agua* en los lagos durante el día y la noche; en las faldas de las montañas el aire se calienta durante el día y se va hacia las alturas, mientras que en la noche el aire frío, pesado, baja hacia los valles (fig. 1.3).



Estructura Dinámica de la atmosfera, [http://www.bvsde.paho.org/cursoa\\_meteoro/lecc3/lecc3\\_7.html](http://www.bvsde.paho.org/cursoa_meteoro/lecc3/lecc3_7.html)

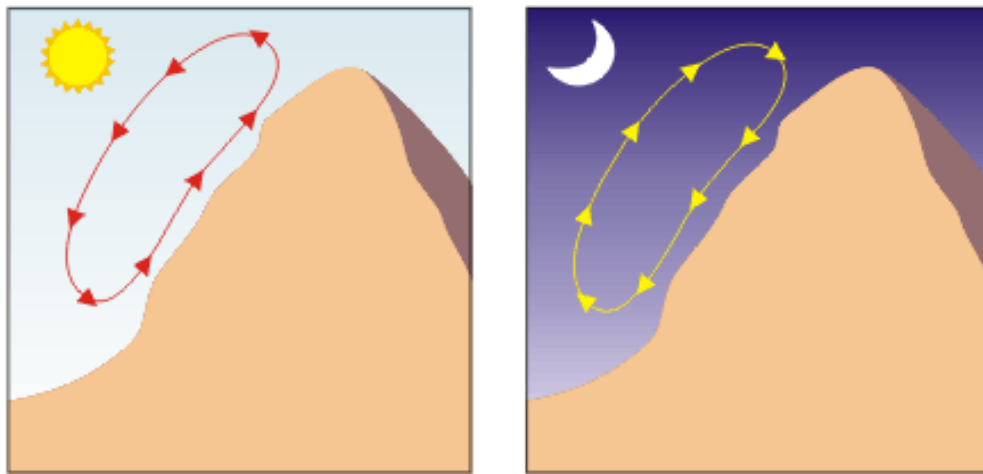
Fig. 1.3 Esquema general de un viento particular tierra-mar y viceversa (brisas)





Movimiento de Aire y Clima, <http://esiaticamachalco.foroactivo.com/t72-movimiento-del-aire-y-clima>

Fig. 1.4 Brisas de mar



Estructura Dinámica de la atmosfera, [http://www.bvsde.paho.org/cursoa\\_meteoro/lecc3/lecc3\\_7.html](http://www.bvsde.paho.org/cursoa_meteoro/lecc3/lecc3_7.html)

Fig. 1.5 Vientos de valles y montañas

Los movimientos característicos del aire en las costas (tierra-mar) (fig. 1.4) o en los lagos durante el día y la noche dan lugar a las brisas. El viento diurno o brisa marina, es debido a un descenso hacia la tierra del gradiente de presión barométrica, como consecuencia del calentamiento diurno de la capa inferior del aire que está en contacto con la tierra; como la superficie del mar adyacente no se calienta con tanta intensidad, permanece relativamente más fría. En respuesta al gradiente de presión local, el aire se dirige hacia la tierra a baja altura. La brisa marina es relativamente fría y proporciona un agradable alivio en una estrecha franja de la zona costera en las calurosas tardes del verano.

Por la noche se invierte el gradiente de temperatura debido al más rápido enfriamiento de la superficie del terreno; el gradiente de presión es ahora de la tierra hacia el mar, motivando un flujo de aire hacia el océano (la brisa terrestre). Las condiciones locales influyen considerablemente en el potencial eólico de una zona y puede suceder que dos lugares muy próximos tengan una gran diferencia de condiciones eólicas.

Los valles y las zonas entre dos montañas afectan enormemente al citado potencial al aumentar considerablemente la acción del viento, que varía notablemente con la altura. Esta variación es consecuencia de la capa límite que se produce en el contacto de los fluidos viscosos con las superficies (aire y tierra) (fig. 1.5).

### 1.7.2 VIENTOS CATABÁTICOS Y ANABÁTICOS

El viento catabático, es el producido por el descenso de aire fresco desde regiones elevadas a otras más bajas, en forma de brisas, a través de laderas y valles (fig. 1.6).



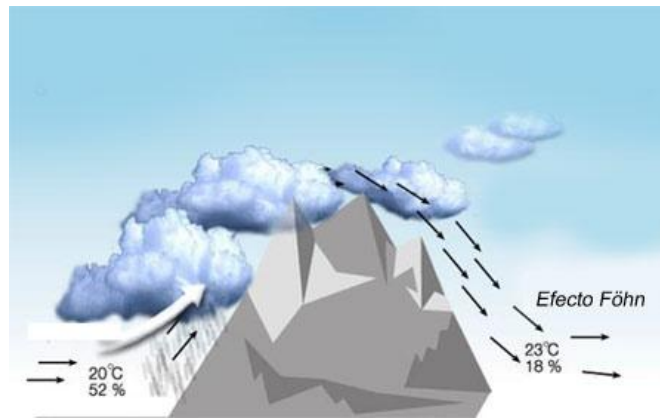
El lugar más seco de la tierra, [http://blogs.diariovasco.com/bigbang/2010/01/22/el\\_lugar\\_mas\\_seco\\_de\\_la\\_tierra/](http://blogs.diariovasco.com/bigbang/2010/01/22/el_lugar_mas_seco_de_la_tierra/)

Fig. 1.6 Viento Catabático

Este tipo de viento presenta poca relación con las isobaras, puesto que viene regido principalmente por la dirección de los valles a través de los cuales desciende. El viento *anabático* es el que presenta una componente vertical ascendente, siendo el término opuesto a catabático.

### 1.7.3 FÖHN

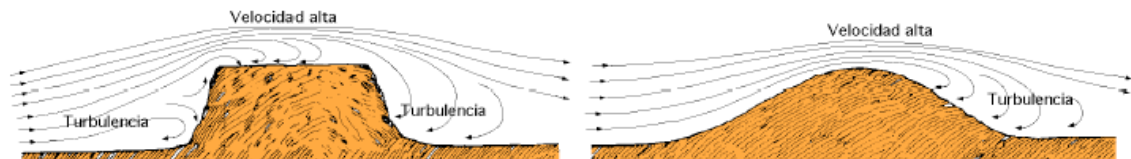
Es un viento fuerte, seco y cálido, que se produce en ocasiones en la ladera de sotavento (contraria a la que sopla el viento) de los sistemas montañosos, un föhn fuerte se presenta precedido por un sistema de bajas presiones que avanza ocasionando fuertes vientos en la troposfera media y alta.



Meteorología -El efecto Föhn, <http://www.infoaventura.com/reportaje.asp?Id=636>

Fig. 1.7 Viento Föhn.

Cuando este sistema se acerca a una montaña, el aire sube por la ladera de barlovento, enfriándose por debajo de la temperatura de condensación, formando nubes que se mantienen adosadas a las cimas de las montañas, que provocan precipitaciones, por lo que el contenido de humedad del aire baja y así el aire que desciende por sotavento es seco, calentándose en el descenso a razón de  $10^{\circ}\text{C}$  por km (fig. 1.7). También influye grandemente en la velocidad del viento la forma del relieve de la superficie de la tierra (fig. 1.8) por donde discurre la corriente. Superficies de pendientes suaves y desnudas de obstáculos son los mejores lugares de potencial eólico, puesto que se van juntando las líneas de corriente del fluido y hacen que su velocidad aumente.



FERNANDEZ, Pedro, Energía Eólica

Fig. 1.8 Influencia de obstáculos topográficos sobre la velocidad del viento.

## 1.8 PROPIEDADES DEL VIENTO

Toda sustancia que tiene la capacidad de fluir se la conoce como fluido. Cada fluido presenta características que lo clasifica y determina el procedimiento a seguir. Las características más importantes y que deben ser tomadas en cuenta son las siguientes.

### 1.8.1 PRESION

La presión es la magnitud que relaciona la fuerza con la superficie sobre la cual actúa, es decir equivale a una fuerza que actúa sobre una unidad de superficie.

### 1.8.2 COMPRESIBILIDAD

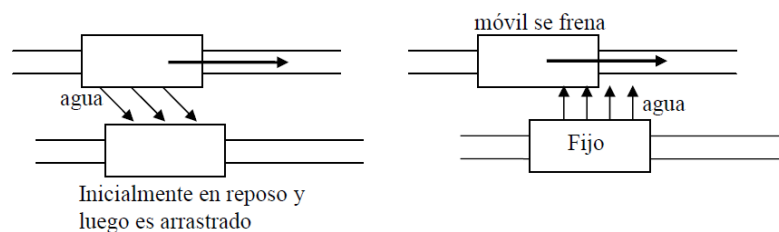
Propiedad de disminuir su volumen a medida que son sometidas a una presión mayor.

### 1.8.3 VISCOSIDAD

Es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales. Un fluido sin viscosidad (fluido ideal) es el que no presenta viscosidad. Todos los fluidos presentan viscosidad, siendo la del fluido ideal una aproximación bastante buena para ciertas aplicaciones.

La viscosidad que se manifiesta en los fluidos es consecuencia de la transferencia de la cantidad de movimiento de las moléculas y la cohesión de las mismas.

Las moléculas que provienen de zonas de alta velocidad tienden a empujar a las moléculas lentas y las moléculas que provienen de zonas de bajas velocidades tienden a frenar a las más rápidas. Como ejemplo supongamos un vagón móvil que al eyectar un chorro de agua mueve por arrastre a otro que se encuentra en reposo. Por el contrario, si el vagón fijo eyecta el agua, ésta tiende a frenar al vagón móvil, (Fig. 1.9).



FERNANDEZ, Pedro, Energía Eólica

Fig. 1.9. Ejemplos de Viscosidad.

Este efecto de transferencia de cantidad de movimiento es muy importante en los gases ya que en ellos la fuerza de cohesión molecular es muy reducida. En los líquidos la cohesión es en general la más importante. Por esta razón, en los líquidos, al aumentar la temperatura, la cohesión disminuye y por lo tanto la viscosidad disminuye. En los gases en cambio, un aumento de la temperatura produce una mayor agitación molecular y consecuentemente la viscosidad aumenta.

Para los gases entre 170° K y 500° K, la ley de variación de la viscosidad con la temperatura absoluta, está dada por:

$$\frac{u}{u_0} = \left[ \frac{T}{T_0} \right]^{0,76} \quad \text{Ec. 1.4.}$$

Donde:  $T_0$  = temperatura absoluta de referencia

$u_0$  = viscosidad del gas a la temperatura absoluta de referencia  $T_0$ .

#### 1.8.4 DENSIDAD

Se define como la masa por unidad de volumen. La densidad media en un cierto volumen.

$$\rho = \frac{\text{masa}}{\text{volumen}}. \quad \text{Ec. 1.5}$$

#### 1.8.5 VISCOSIDAD DINAMICA

Es la relación entre la viscosidad y la densidad. Dimensionalmente  $[v] = \frac{L^2}{t}$

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ec. 1.6}$$

#### 1.8.6 FUERZAS DENTRO DE UN FLUIDO

Entre los diversos tipos de fuerzas que aparecen dentro de un fluido se mencionan las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas (Fig. 1.10.) que están dadas por:

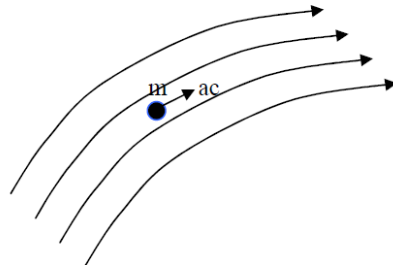


Fig. 1.10. Fuerzas en un fluido

$$F_i = m \cdot ac = \rho \cdot V \cdot ac$$

Dónde: m masa  
ac aceleración  
V volumen

$$F_v = \tau \cdot L^2 = \mu \frac{V}{L} L^2 = \mu \cdot V \cdot L \quad \text{Ec. 1.7}$$

La relación de estas dos fuerzas que existen en un fluido da origen al número de Reynolds.

$$Re = \frac{F_i}{F_v} = \frac{\rho \cdot L^2 \cdot V^2}{\mu \cdot V \cdot L} = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \quad \text{Ec. 1.8}$$

### 1.9 MAQUINAS EOLICAS

Una máquina eólica es cualquier dispositivo accionado por el viento. Si se utiliza directamente la energía mecánica, será un aeromotor, y si se acciona un generador eléctrico, se tratará de un aerogenerador.

Los elementos de que consta una máquina eólica son los siguientes:

- Soportes
- Sistema de captación
- Sistema de orientación
- Sistema de regulación
- Sistema de transmisión
- Sistema de generación

El estudio de cada uno de estos elementos permitirá conocer las bases para el diseño y la construcción de estas máquinas.

### 1.9.1 SOPORTES

Las máquinas eólicas necesitan de un soporte que resista el empuje del viento y que permita elevarla lo suficiente para evitar las turbulencias debidas al suelo o a los obstáculos cercanos. Se pueden distinguir dos tipos de soportes:

- Autoportantes: torres de estructura metálica, de hormigón o tubulares.
- Atirantados: estructuras unidas al suelo por cables tensados que permiten, en las máquinas pequeñas, abatir la máquina para su mantenimiento o reparación

### 1.9.2 SISTEMA DE CAPTACION

El sistema de captación o "rotor" es el elemento principal de una máquina eólica. Está compuesto por cierto número de "palas" y su misión es transformar la energía del viento en energía mecánica utilizable. Existe gran variedad de rotores

Los parámetros principales de un rotor son los siguientes:

- Velocidad típica de giro: relación entre la velocidad de la punta de la pala y la velocidad del viento, permite su clasificación en rotores lentos (velocidad típica próxima a 1) o rápidos (velocidad típica de 5 a 8)
- Rendimiento aerodinámico: también llamado "coeficiente de potencia", expresa la fracción de la energía del viento que se transforma en energía mecánica; su valor oscila entre el 20 y el 40 %, dependiendo de las siguientes características geométricas de las palas:
  - Longitud
  - Perfil, o forma del borde de ataque de la pala contra el viento
  - Calaje, o ángulo de ataque de la pala contra el viento
  - Anchura

Por otra parte, el material utilizado en las palas tiene gran importancia, ya que debe ser rígido, ligero y barato. En los últimos años se han ensayado tanto la madera, diversas

aleaciones metálicas y polímeros de resinas plásticas, habiendo dado estos últimos muy buenos resultados, con una considerable reducción de los costes de la pala.

### 1.9.3 SISTEMA DE ORIENTACION

Los sistemas de orientación sólo son necesarios en las máquinas eólicas de eje horizontal y constan de un mecanismo que detecta la dirección del viento y sitúa el rotor en su misma dirección.

Para máquinas de pequeña y mediana potencia (menor de 50 kW), cuyo rotor está situado cara al viento, el dispositivo más adecuado suele ser una cola (Fig. 1.11), superficie plana situada en el extremo de un soporte unido al cuerpo del aeromotor.



FUENTE. [http://www.hotfrog.cl/Companies/Gamasolar\\_49463/GENERADOR-EOLICO-11919](http://www.hotfrog.cl/Companies/Gamasolar_49463/GENERADOR-EOLICO-11919), Generador Eólico.

Fig. 1.11 Generador Eólico orientado por una cola.

Las máquinas mayores, cuyo rotor suele estar situado detrás de la torre, utilizan para su orientación el efecto de conicidad, basado en una leve inclinación de las palas hacia atrás. Finalmente, en las grandes máquinas, se dispone de motores auxiliares, que funcionan de forma automática orientando el rotor en la dirección adecuada.

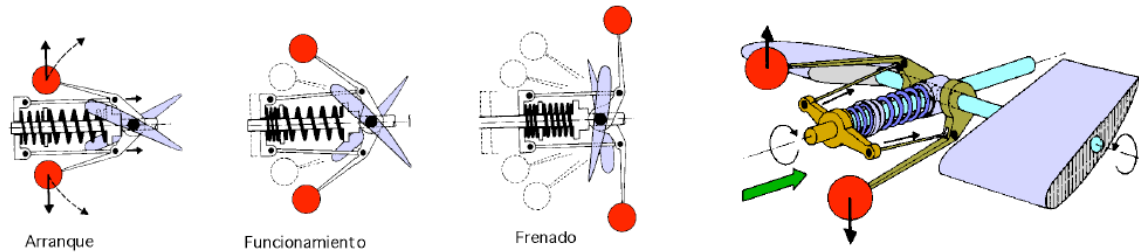
### 1.9.4 SISTEMA DE REGULACION

Los sistemas de regulación tienen por objeto controlar la velocidad de rotación, evitando las fluctuaciones producidas por la velocidad del viento. Los sistemas más sencillos operan sólo con vientos muy fuertes, frenando el rotor; los más elaborados adaptan la máquina a cualquier condición de viento y de potencia.

El sistema de paso variable es probablemente la forma de regulación más eficaz y actúa variando el ángulo de ataque de las palas, lo que hace variar el rendimiento



aerodinámico y, en consecuencia, la potencia absorbida. Esto se lleva a cabo con ayuda de diversos mecanismos, que varían según el tamaño y características de la máquina eólica y un ejemplo de los cuales se muestra en la Figura 1.12.



FUENTE. FUENTE. FERNANDEZ, Pedro, Energía Eólica.

Fig. 1.12 Sistema de regulación por masas centrífugas

No sólo se puede regular la velocidad de giro de la máquina actuando sobre el rotor; también se puede actuar sobre el eje motor, realizándose el control de la potencia mediante el frenado del mismo. El freno puede ser de zapatas, de disco o de tipo electromagnético y puede actuar por distintos mecanismos. Aunque este sistema tiene que realizar esfuerzos mayores, posee la ventaja de ser más sencillo y de encontrarse ya comercializado, hecho que disminuye considerablemente sus costes.

#### 1.9.5 SISTEMA DE TRANSMICION

Para poder aprovechar la energía mecánica obtenida en el rotor es necesario un sistema de transmisión. La energía mecánica se puede transmitir como tal o mediante poleas, engranajes o utilizando un sistema cigüeñal-biela. Cuando se desea generar energía eléctrica es necesario primero aumentar la velocidad de giro del rotor, que suele ser inferior a las 200 rpm, antes de accionar el generador. Ello se logra con un multiplicador, que puede ser de diferentes tipos. Se logran así velocidades de giro de varios miles de revoluciones por minuto, que permiten accionar generadores eléctricos.

#### 1.9.6 SISTEMA DE GENERACION

Los sistemas de generación se utilizan en las máquinas eólicas para producir energía eléctrica, forma de energía preferible a la mecánica, debido a la facilidad en su manipulación y transporte así como a la versatilidad que presentan sus aplicaciones posteriores. El sistema eléctrico de un aerogenerador está condicionado por la velocidad

de operación del rotor y por el uso que se le dé a la energía obtenida. Los generadores que transforman la energía mecánica en eléctrica pueden ser dínamos o alternadores.

El dínamo es una máquina eléctrica sencilla que produce corriente continua y es capaz de proporcionar potencia a escasas revoluciones, con lo que a veces se puede prescindir de la etapa previa de multiplicación. Normalmente, la corriente eléctrica producida por una dínamo se almacena como tal en un sistema de acumulación de baterías.

Los alternadores generan corriente alterna y para una misma potencia son más ligeros, baratos y de mayor rendimiento que las dínamos, pero trabajan a elevado número de revoluciones, por lo que necesitan un multiplicador.

## CAPITULO 2

### COMPONENTES DE DISEÑO

#### 2.1 MAQUINAS EOLICAS

Son numerosos los dispositivos que permiten el aprovechamiento de la energía eólica, pudiéndose hacer una clasificación de los mismos según la posición de su eje de giro respecto a la dirección del viento. Estas pueden ser de eje horizontal o eje vertical.

##### 2.1.1 MAQUINAS EOLICAS DE EJE HORIZONTAL

Para obtener en las palas una velocidad angular regular y uniforme  $\omega$ , para una determinada velocidad del viento  $v$  se requiere que tanto la dirección del viento, como su velocidad, se mantengan constantes con respecto a las palas.

Los principales tipos de máquinas eólicas de eje horizontal, son:

- a) Máquinas que generan un movimiento alternativo, que se utilizan para el bombeo de agua*
- b) Máquinas multipala*
- c) Hélices con palas pivotantes (ángulo de ataque variable)*
- d) Hélices con palas alabeadas, muy sofisticadas, que incluyen clapetas batientes y alerones de ángulo variable*

Otra clasificación se puede realizar con respecto al TSR (Tip Speed Ratio) (Relación de velocidad periférica), que es la relación entre la velocidad periférica de la hélice (la punta más exterior) y la velocidad de viento. El TSR nos indica que la periferia de la pala circula a una velocidad TSR veces mayor que la velocidad del viento.

Las aeroturbinas rápidas (Fig. 2.1) tienen un TSR alto y el número de palas tiende a ser menor. Suelen ser tripalas  $TSR = 4$  y en algunos casos bipalas  $TSR = 8$ , habiéndose diseñado y construido, incluso, aeroturbinas con una sola pala.

El proceso de funcionamiento de estas máquinas es diferente, por lo que respecta al tipo de la acción debida al viento que las hace funcionar; en las máquinas lentas la fuerza de arrastre es mucho más importante que la de sustentación, mientras que en las máquinas rápidas la componente de sustentación es mucho mayor que la de arrastre.

El número de palas también influye en el par de arranque de la máquina, de forma que una máquina con un rotor con gran número de palas requiere un par de arranque mucho mayor.

### 2.1.2 MAQUINAS EOLICAS DE EJE VERTICAL

Estas pueden estar sometidas a un viento aparente de dirección y velocidad continuamente variables, por lo que en estas máquinas, el flujo aerodinámico resulta ser muy complicado, ignorándose en muchas ocasiones las verdaderas posibilidades de las mismas.

Las aeroturbinas lentas (Fig.2.1.) tienen un TSR (Tip-Speed-Ratio) pequeño y gran número de palas; sus aplicaciones van destinadas generalmente al bombeo de agua.

Entre las máquinas eólicas de eje vertical se pueden citar:

a) *El aerogenerador Savonius* que puede arrancar con poco viento, siendo muy sencilla su fabricación; tiene una velocidad de giro pequeña y su rendimiento es relativamente bajo.

b) *El aerogenerador Darrieux* o de catenaria requiere para un correcto funcionamiento, vientos de 4 a 5 m/seg como mínimo, manteniendo grandes velocidades de giro y un buen rendimiento; se construyen con 2, 3 y 4 láminas

c) *El molino vertical de palas tipo giromill o ciclogiro* que deriva del Darrieux; tiene entre 2 y 6 palas.

El modelo Darrieux arranca mal, mientras que el Savonius se puede poner en funcionamiento con una pequeña brisa; debido a ello se puede hacer una combinación sobre un mismo eje de ambas máquinas de forma que un rotor Savonius actúe durante el

arranque y un rotor Darrieux sea el que genere la energía para mayores velocidades del viento.

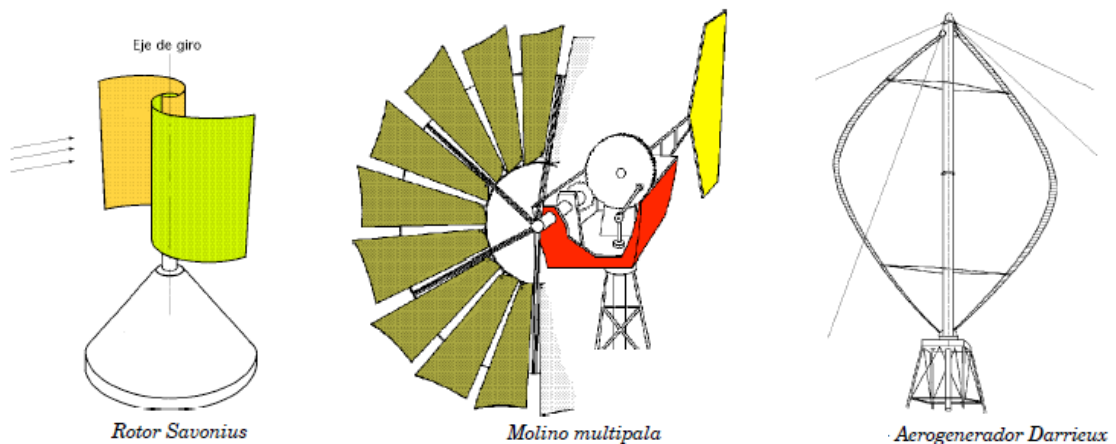
Las ventajas de los aerogeneradores de eje vertical frente a los de eje horizontal, son:

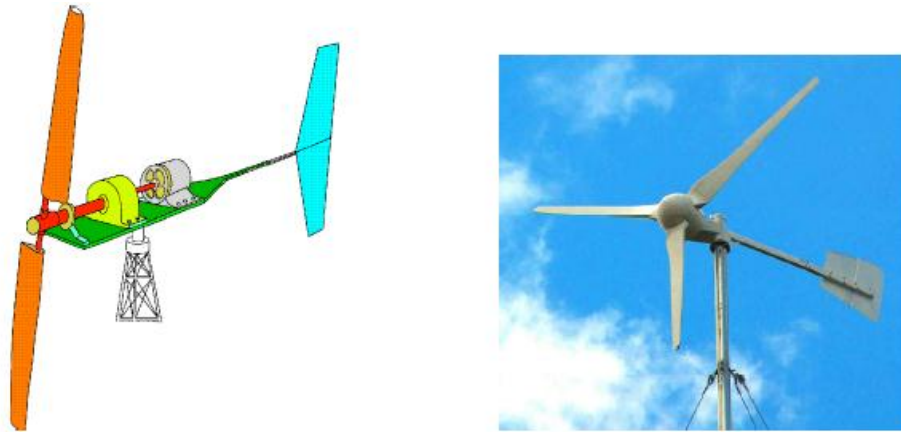
- a) No necesitan sistemas de orientación*
- b) Los elementos que requieren un cierto mantenimiento pueden ir situados a nivel del suelo*
- c) No requieren mecanismos de cambio de revoluciones, por cuanto no suelen emplearse en aplicaciones que precisen una velocidad angular constante*

Las ventajas de los aerogeneradores de eje horizontal respecto de los de eje vertical son:

- a) Mayor rendimiento*
- b) Mayor velocidad de giro (multiplicadores más sencillos)*
- c) Menor superficie de pala  $S$  a igualdad de área barrida  $A$*
- d) Se pueden instalar a mayor altura, donde la velocidad del viento es más intensa.*

En el proyecto se ha decidido utilizar una maquina eólica de eje vertical tipo Savonius por lo que se tiene pensado utilizarlo en la ciudad y puede aprovechar pequeñas brisas o perturbaciones causadas por los autos. En la tabla 2.1 se tienen evaluados varios parámetros de diferentes tipos de turbinas existentes vistas en el presente capítulo.





Aerogeneradores clásicos de hélice

FUENTE. FERNANDEZ, Pedro, Energía Eólica.

Fig. 2.1 Tipos de Aerogeneradores

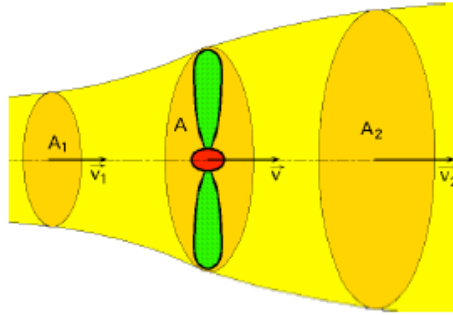
TIPOS DE AEROGENERADORES	FACTORES COMPARATIVOS									
	Capacidad de Generación KW	DIFICULTAD DE OPERACIÓN	Complejidad Fabricación	Complejidad Montaje	Necesidad Mantenimiento	Monto Inversión	SEGURIDAD NECESARIA	VELOCIDAD VIENTO	NIVEL DE RUIDO	OBSERVACIONES
AEROGENERADORES HORIZONTALES										
HELICE MULTIPALA	0-5	MEDIA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	BAJA	Altas pérdidas
HELICE DE PALAS PIVOTANTES	30-50	MEDIA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	MEDIA ALTA	MEDIA ALTA	Diseño Ineficiente de las palas
HELICE DE PALAS ALABEADAS	0,5-3600	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	alto rendimiento
AEROGENERADORES VERTICALES										
AEROGENERADOR SAVONIUS	0-2	BAJA	SIMPLE	BAJA	BAJA	BAJA	BAJA	BAJA	BAJA	Trabaja a bajas velocidades
AEROGENERADOR DARRIEUX	5-500	MEDIA	MEDIA	MEDIA	ALTA	ALTA	MEDIA	MEDIA	MEDIA ALTA	No arranca solo
HELICE DE PALAS TIPO GIROMILL	2-300	MEDIA	MEDIA	MEDIA	BAJA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	Puede tener 3 o 4 palas

FUENTE. Autor.

Tabla 2.1. Comparativa varios tipos de Aerogeneradores

## 2.2 LIMITE DE BETZ

Las leyes de la física, impide que se pueda extraer toda la potencia disponible en el viento a su paso por el rotor de un aerogenerador. Betz en su teoría nos indica cual es la energía del viento máxima que puede ser convertida. En la figura 2.2 el viento en la sección transversal ficticia  $A_1$  presenta una velocidad  $v_1$  a su paso por la hélice se frena, saliendo del mismo en la sección  $A_2$  con una velocidad  $v_2$  menor que con la que ha entrado diferente de cero.



FUENTE. FUENTE. FERNANDEZ, Pedro, Energía Eólica.

Fig. 2.2 Modelo de Betz

La sección del viento que pasa por la hélice tendrá una sección  $A$  y una velocidad  $v$ . La hélice se supone como un disco de diámetro  $d$  que capta la energía del aire en movimiento que llega a él. Si el disco fuese capaz de captar toda la energía cinética del viento, aguas abajo del mismo el aire estaría en reposo y, por lo tanto, la velocidad sería ( $v_2 = 0$ ).

Suponiendo que el gasto másico  $G$  de aire que circula por el tubo es constante, se puede poner:

$$G = \rho A_1 v_1 = \rho A_2 v_2 = \rho A v \quad \text{Ec.2.1.}$$

La variación de la energía cinética del viento en la unidad de tiempo es de la forma:

$$\Delta E_{\text{cinética}} = E_{c1} - E_{c2} = G(v_1^2 - v_2^2)/2 = \rho A v (v_1^2 - v_2^2)/2 \quad \text{Ec.2.2}$$

La fuerza  $F$  ejercida por el viento en la unidad de tiempo  $\Delta t = 1$  sobre el área ficticia  $A$  barrida por la hélice, es igual a la variación de la cantidad de movimiento del aire que la atraviesa; el trabajo generado por esta fuerza  $F$  en la unidad de tiempo, es la potencia  $N_{\text{útil}}$ , de la forma:

$$N_{\text{UTIL}} = Fv = \left| F = \frac{G\Delta v}{\Delta t} = \rho Av(v_1 - v_2) \right| = \rho Av^2(v_1 - v_2) \quad \text{Ec.2.3.}$$

Que es igual a la variación de energía cinética del aire, en el mismo tiempo, pudiéndose poner:

$$N_{\text{UTIL}} = \rho Av^2(v_1 - v_2) = \frac{\rho Av}{2}(v_1^2 - v_2^2) \Rightarrow v = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad \text{Ec.2.4.}$$

Si se hace el cambio  $v_2 = b v_1$  con  $(0 < b < 1)$ , resulta:

$$N_{UTIL} = \frac{\rho A(v_1+v_2)}{4} (v_1^2 - v_2^2) = \frac{\rho A v_1^3}{4} (1+b)(1-b^2) \quad \text{Ec.2.5.}$$

El máximo valor de  $N_{\text{útil}}$  se obtiene haciendo  $dN_{\text{útil}} / db = 0$ , resultando

$$(1 - b^2) + (1 + b)(-2b) = 0 ; (1 + b)(1 - 3b) = 0$$

Cuyas soluciones son:

$$\left\{ \begin{array}{l} b = -1, \text{ que no cumple con la condición } (0 < b < 1) \\ b = \frac{1}{3} = \frac{v_2}{v_1} ; v_1 = 3v_2 \end{array} \right.$$

Que permite hallar la potencia máxima suministrada por el rotor, de valor:

$$N_{UTIL\ MAXIMA} = \frac{\rho A v_1^3}{4} \left(1 + \frac{1}{3}\right) \left(1 - \frac{1}{9}\right) = \frac{8\rho A v_1^3}{27} \quad \text{Ec.2.6.}$$

De todo ésto se deduce que la potencia máxima teórica es proporcional al diámetro  $D$  del círculo barrido por la pala y al cubo de la velocidad nominal del viento  $v_1$

Como la potencia del viento aguas arriba de la hélice, viene dada por la expresión:

$$N_{Disponible\ Viento} = \frac{\rho A v_1^3}{2} \quad \text{Ec.2.7.}$$

Utilizando la ecuación 6 y 7 se obtiene el rendimiento máximo aerodinámico (o factor de potencia máxima)

$$n_{maximal} = \frac{N_{UTIL\ MAXIMA}}{N_{Disponible\ Viento}} = \frac{\frac{8\rho A v_1^3}{27}}{\frac{\rho A v_1^3}{2}} = \frac{16}{27} = 0,595 = 59,5\%$$

Que es el límite teórico o *coeficiente de Betz*, resultado que ninguna máquina eólica, por muy sofisticada que sea, puede superar.

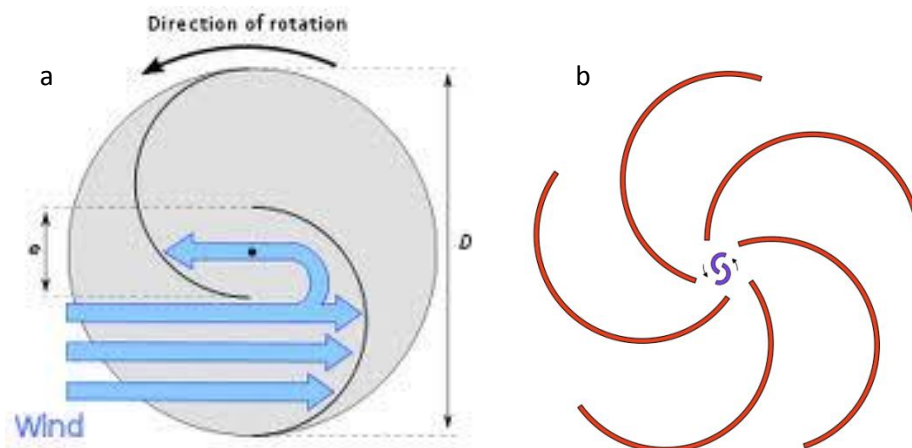


## 2.3 SELECCION DE LA HELICE

Un aerogenerador tipo Savonius tradicional consta de dos mitades de cilindros desplazadas una con relación a la otra como se indica en la fig. 2.3a.

Este capta rápidamente con una eficiencia máxima una corriente de aire que se encuentre de frente, mientras que una corriente que este en otra dirección, primero tiene que girar para tener la máxima eficiencia.

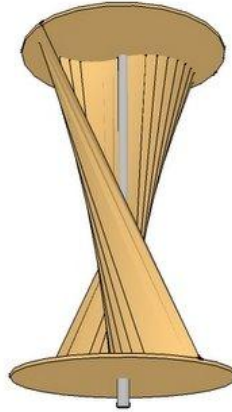
Al aumentar el número de palas (fig. 2.3b) se puede captar de mejor manera la energía una corriente de aire independientemente de la dirección de la que provenga, pero se aumenta la masa del aerogenerador, lo que nos indica que se necesita una mayor velocidad del viento para poder arrancar.



FUENTE. <http://foro.latabernadelpuerto.com/showthread.php?t=34951>, Aerogenerador de 540 W.

Fig.2.3 Aerogenerador tipo Savonius tradicional.

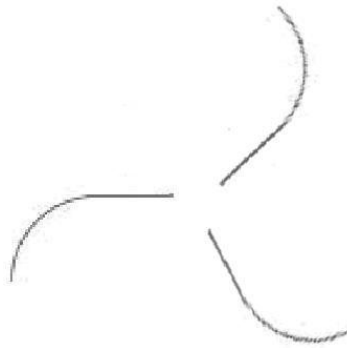
La solución a este problema, captar el viento desde cualquier dirección sin aumentar el número de palas y por ende el mismo peso, es girar las hélices para obtener un aerogenerador savonius helicoidal como se indica en la figura 2.4.



FUENTE. Aerogeneradores Savonius, <http://ctmaestella.blogspot.com/2009/01/aerogeneradores-savonius.html>

Fig. 2.4 Aerogenerador Savonius Helicoidal

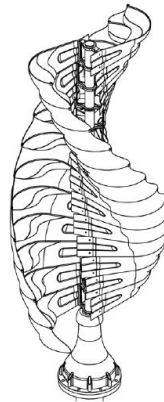
A mayor área o sección aumenta la energía obtenida del viento. Como podemos aumentar el área de un aerogenerador tipo savonius sin aumentar el peso del mismo. En todos los tipos de aerogeneradores savonius que hemos visto hasta el momento tenemos como constante una hélice de forma de semicilindro. Si se alarga el semicilindro de tal manera se obtiene un segmento plano como se indica en la fig. 2.5 lograremos este objetivo.



FUENTE. Parabolic profile for VAWT blades, <http://www.fieldlines.com/index.php?topic=140149.26>

Fig. 2.5 Aerogenerador Savonius

Usando todas las mejoras encontradas en los generadores eólicos tipos savonius y tomando en consideración los objetivos de la presente tesis, se utilizará una hélice helicoidal alargada y que sea con segmentos para facilitar la transportación, montaje y desmontaje de la misma (Fig. 2.6).



FUENTE. Energía Eólica y aerogeneradores, [http://aerogeneradores-energia-eolica.blogspot.com/2011\\_05\\_01\\_archive.html](http://aerogeneradores-energia-eolica.blogspot.com/2011_05_01_archive.html)

Fig. 2.6 Aerogenerador Savonius helicoidal por segmentos

La figura 2.7 muestra los parámetros más importantes de un rotor Savonius, siendo  $S$  el traslapado  $d$  la distancia comprendida entre los puntos extremos de un álabe.

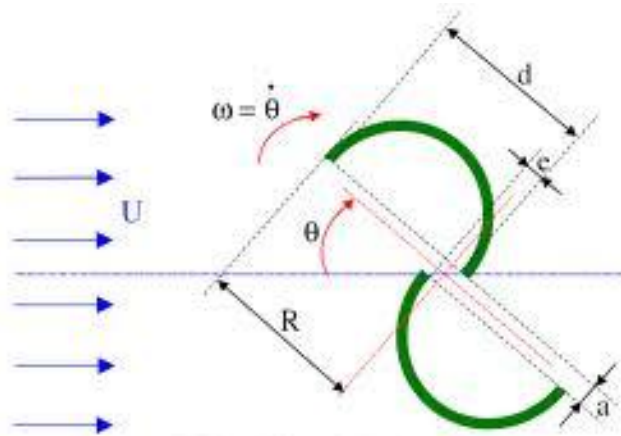


FIG. 2 – Scheme of a Savonius rotor.

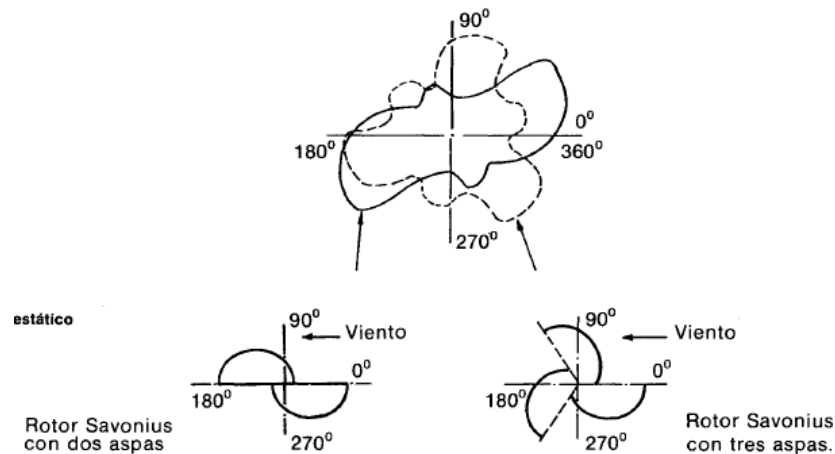
FUENTE. Parámetros Rotor Savonius,

[http://www.google.com.ec/imgres?um=1&hl=es&biw=1117&bih=570&tbn=isch&tbnid=f5UN\\_VJrvMbGM:&imgrefurl=http://panemona.com.ar/parametros-del-rotor-savonius-resultados--savonius-p\\_121.htm&docid=5Dq74g-2gHLRHM&imgurl=http://panemona.com.ar/fig-02-esquema-del-rotor-savonius-i\\_196.gif&w=630&h=435&ei=m9nUT7uAHILc9AT6vbjYAw&zoom=1](http://www.google.com.ec/imgres?um=1&hl=es&biw=1117&bih=570&tbn=isch&tbnid=f5UN_VJrvMbGM:&imgrefurl=http://panemona.com.ar/parametros-del-rotor-savonius-resultados--savonius-p_121.htm&docid=5Dq74g-2gHLRHM&imgurl=http://panemona.com.ar/fig-02-esquema-del-rotor-savonius-i_196.gif&w=630&h=435&ei=m9nUT7uAHILc9AT6vbjYAw&zoom=1)

Fig. 2.7. Medidas Principales Generador Eólico tipo Savonius.

“Se ha determinado, por los ensayos de los diversos modelos, que el número óptimo de aspas en un rotor tipo Savonius es de dos.”<sup>2</sup> Sivase Garam, Shankar y Sandia Laboratories hallaron que el coeficiente de potencia máximo para un rotor de 2 aspas es de 30 a 50% mayor que el de 3 aspas. Experimentos han mostrado que para alcanzar un  $C_e$  (Rendimiento aerodinámico) máximo las relaciones geométricas deben ser:  $s/a = 1/6$ ;  $s/d$  entre  $1/10$  y  $1/20$ ; el cruzamiento de las aspas,  $e$ , igual a cero; la relación de aspecto, o sea la relación entre la altura del rotor y  $d$  debe ser 2; los extremos del rotor deben estar cubiertos y la curvatura de los álabes debe ser simétrica.

Se ha encontrado que hay fuertes variaciones de torque (fig. 2.8) durante las revoluciones del rotor, pudiéndose atenuar el efecto usando un rotor con 3 o más aspas o con aspas helicoidales, ya q se mantendrá las mismas proporciones de área sin importar la dirección del viento.



FUENTE. FUENTE. FERNANDEZ, Pedro, Energía Eólica

Fig. 2.8. Variaciones de torque en un rotor Savonius de 2 y 3 palas

## 2.4 DISPOSITIVOS PARA MEDIR EL VIENTO

Para el correcto funcionamiento y localización de un aerogenerador eólico se necesita una correcta información sobre el viento su velocidad y en generadores de eje horizontal su dirección y la frecuencia.

<sup>2</sup> RODRIGUEZ, Julio, Coeficientes de potencia en molinos Savonius, [en línea, formato pdf, disponible en internet, <http://www.revistas.unal.edu.co/index.php/ingenev/article/view/19535>, pg. 5

En Ecuador las mediciones meteorológicas las realiza el Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología (INAMHI), que publica los resultados en anuarios abiertos al público que se pueden obtener en las oficinas o bajados gratuitamente desde su página web <http://www.inamhi.gov.ec/>. Los instrumentos utilizados en las estaciones meteorológicas para medir la velocidad del viento y su dirección, todos colocados a diez metros de altura y varían dependiendo del tipo de estación que sea y estos son:

- Anemocinemógrafo es un aparato para la medida de la dirección y velocidad del viento. Está compuesto por un sensor de dirección del viento (en esencia una veleta), un sensor de velocidad del viento (anemómetro), cableado, unidad central de proceso de datos y registrador gráfico.
- Veleta de aspa Wild. Es un dispositivo giratorio para la observación directa de la dirección del viento
- Anemómetro Totalizador. Consta de un molinete donde la rotación se transmite a un contador indicando directamente el movimiento de aire que pasa por el anemómetro.

Como se busca implementar el proyecto en la ciudad de Quito, se necesitan datos de estaciones meteorológicas dentro de la ciudad de Quito. El INAMHI cuenta con dos estaciones meteorológicas que cumplen nuestros requisitos, estas son las estaciones M003 IZOBAMBA y la estación M024 IÑAQUITO ubicadas en las coordenadas LATITUD 0° 22' 27" S LONGITUD 78° 33' 0" W y LATITUD 0° 10' 0" S y LONGITUD 78° 29' 0" W.

## 2.5 LEY EXPONENCIAL DE HELLMANN.

Esta ley indica que la velocidad del viento varía con la altura, siguiendo una ecuación de tipo estadístico

$$\frac{v_{h_1}}{v_{h_2}} = \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^\alpha \quad \text{Ec. 2.8}$$

Dónde:  $v_{h_1}$ ,  $v_{h_2}$  = velocidad del viento a la altura  $h_1$  y  $h_2$  respectivamente.

$h_1$  y  $h_2$  = altura

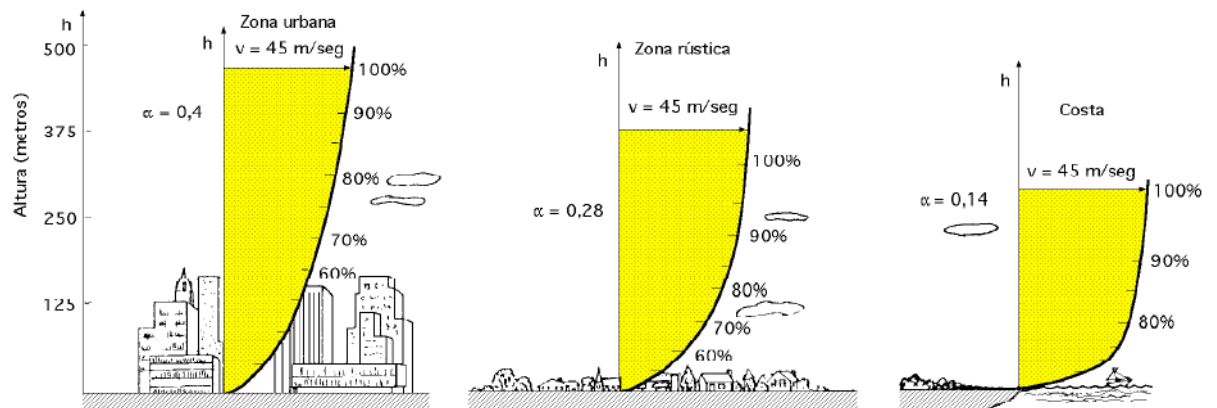
$\alpha$  = exponente de Hellmann.

Los valores del exponente de Hellmann pueden ser aproximados de la tabla 2.2, que depende exclusivamente del tipo de terreno (fig. 2.9).

TIPO DE TERRENO	COEFICIENTE DE HELLMANN
Lugares llanos con hielo o hierba	$\alpha = 0,08 - 0,12$
Lugares llanos (mar, costa)	$\alpha = 0,14$
Terrenos poco accidentados	$\alpha = 0,13 - 0,16$
Zonas rústicas	$\alpha = 0,2$
Terrenos accidentados o bosques	$\alpha = 0,2 - 0,26$
Terrenos muy accidentados o ciudades	$\alpha = 0,25 - 0,4$

FUENTE. Velocidad del Viento, <http://www.energiasargentinas.com.ar/velocidad%20del%20viento.htm>

Tabla 2.2. Valores del exponente Hellmann en función de la rugosidad del terreno.



FUENTE. Velocidad del Viento, <http://www.energiasargentinas.com.ar/velocidad%20del%20viento.htm>

Fig. 2.9 Variación de la velocidad del viento (capa límite) con la altura sobre el terreno, según la ley exponencial de Hellmann

La velocidad del viento media en el año 2008 medida por el INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA que es medida a 10 m sobre el nivel del terreno nos indica que es 3.4 Km/h, utilizamos la ley exponencial de Hellmann (ec. 2.8) para obtener la velocidad del viento a una altura deseada. Para la ciudad se va a utilizar un exponente igual a 0,4. En la tabla 2.3 se encuentra la velocidad de viento promedio a varias alturas según la ecuación de Hellmann.

<b>h (m) sobre nivel suelo</b>	<b>v (m/s)</b>
	$V=V1*(h/h1)^{0,4}$
<b>10</b>	3.4
<b>12</b>	3.66
<b>15</b>	4.00
<b>18</b>	4.30
<b>20</b>	4.49

FUENTE. Autor.

Tabla 2.3. Velocidad de viento promedio a varias alturas.

## 2.6 DENSIDAD DEL AIRE

El viento al ser un fluido compresible varía considerablemente su densidad frente a la presión y la temperatura. En Quito según el INAMHI se tiene una temperatura media anual de 14.5°C.

Si se comprime, una misma masa de gas ocupará menos volumen, o el mismo volumen alojará mayor cantidad de gas. Este hecho se conoce en Física como ley de Boyle: "A temperatura constante, los volúmenes ocupados por un gas son inversamente proporcionales a las presiones a las que está sometido". De esta ley y de la definición de densidad dada, se deduce que la densidad aumenta o disminuye en relación directa con la presión. En la Tabla 2.4. se encuentra el valor de la densidad del aire con relación a la altura msnm.

Por otra parte, si se aplica calor a un cuerpo este se dilata y ocupa más volumen, hecho conocido en Física como Ley de dilatación de los gases de Gay-Lussac: "La dilatación de los gases es función de la temperatura e independiente de la naturaleza de los

mismos". De acuerdo con esta ley y volviendo de nuevo a la definición de densidad, si una misma masa ocupa más volumen su densidad será menor. Así pues, la densidad del aire cambia en proporción inversa a la temperatura.

Altitud (metros)	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (kg/m <sup>3</sup> )	Promedio (kg/m <sup>3</sup> )	Máximo (kg/m <sup>3</sup> )
0	1,1405	1,2254	1,3167
305	1,1101	1,1886	1,2735
610	1,0812	1,1533	1,2302
914	1,0524	1,1197	1,2222
1000	1,0444	1,1101	1,1902
1219	1,0252	1,0861	1,1501
1524	0,9996	1,0556	1,1133
1829	0,9739	1,0236	1,0764
2000	0,9595	1,0076	1,0572
2134	0,9483	0,9931	1,0412
2438	0,9243	0,9643	1,0060
2743	0,8986	0,9355	0,9723
3000	0,8794	0,9115	0,9467
3048	0,8762	0,9082	0,9419

FUENTE. Física, <http://ventajaneuton.blogspot.com/2011/06/acerca-de-la-pelota-de-tenis.html>

Tabla 2.4. Variación de la densidad del aire respecto a la altura (m.s.n.m.)

Quito tendría una densidad de aire promedio de 0,9355 Kg/m<sup>3</sup>. Como la presente tesis se planteó generar 200 W, partimos de este valor para obtener una idea clara la velocidad del viento necesaria para poder obtener dicha energía tomando en cuenta que el diámetro de la hélice es de 1,20 m y para obtener una mayor eficiencia se recomienda que la altura este en una relación con el diámetro en 1-2 o 1-4.

## 2.7. CAJA MULTIPLICADORA



Se necesita de un mecanismo para transmitir la potencia desde el rotor eólico al alternador y a la vez que multiplique el número de revoluciones, para esto se va a utilizar una transmisión mecánica que puede ser por medio de bandas, por cadena o engranes.

### 2.7.1 TRANSMISION POR POLEAS

Es la unión de dos o más elementos sujetos a rotación por una banda o correa continua, la cual abraza las ruedas en cierto arco y por la fuerza de fricción arrastra las ruedas (Fig. 2.10).



FUENTE. Correa de Transmisión, [http://es.wikipedia.org/wiki/Correa\\_de\\_transmisión](http://es.wikipedia.org/wiki/Correa_de_transmisión)

Fig. 2.10 Transmisión *por banda*

Se las utiliza en sistemas de grandes distancias, donde no existen cambios drásticos en la potencia transmitida.

### 2.7.2 TRANSMISION POR CADENA

Transmite el movimiento entre 2 ruedas dentadas, tiene un mayor rendimiento que la transmisión por poleas, aunque produce un nivel mayor de ruido, tiene la desventaja de necesitar mayor mantenimiento (Fig. 2.11).



FUENTE. Rueda Dentada, [http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope\\_ruedentada.htm](http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_ruedentada.htm)

Fig. 2.11 Transmisión por cadena

Pueden transferir variaciones de potencias drásticas pen distancias moderadas, óptimas para trabajos que necesiten un fuerte torque.

### 2.7.3 TRANSMISION POR ENGRANAJES

Están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y la menor piñón. Transmite movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. (Fig. 2.12).



FUENTE. Sistemas de transmisión mediante engranajes, <http://tecnologiapiirineos.blogspot.com/2012/02/sistemas-de-transmision-mediante.html>

Fig. 2.12 Transmisión por engranajes

La principal ventaja es que no patinan como las poleas, con lo que se obtiene exactitud en la relación de transmisión.

En el aerogenerador se utilizará una transmisión por engranajes debido al espacio que ocupa, los engranajes se pueden fabricar de diferentes materiales y debido a las bajas velocidades de giro no se necesita mayor mantenimiento.

## 2.7.4 ENGRANAJE PLANETARIO

También conocido como engranaje epicicloidal es un sistema de engranajes (o *tren de engranajes*) consistente en uno o más engranajes externos o *planetas* que rotan sobre un engranaje central o *sol*. Típicamente, los planetas se montan sobre un brazo móvil o portaplanetas que a su vez puede rotar en relación al sol. Los sistemas de engranajes planetarios pueden incorporar también el uso de un engranaje anular externo o *corona*, que engrana con los planetas (Fig. 2.13).



FUENTE. Engranaje Epicoidales, <http://tecnologia4levante.blogspot.com/2010/01/engranajes-epicicoidales.html>

Fig. 2.13. Sistema de Engrane Epicicloidal o Planetario.

### 2.7.4.1 RELACIONES DE TRANSMISIÓN

- La relación entre cada elemento del engranaje planetario y la velocidad de rotación se indica con la fórmula siguiente.

$$(Z_I + Z_C) N_S = Z_I N_I + Z_C N_C \quad \text{Ec. 2.10.}$$

Dónde:  $Z_I$ : Número de dientes del engrane interior o corona

$Z_C$ : Número de dientes del engrane central o planetario

$N_I$ ,  $N_S$ ,  $N_C$ : Velocidad de rotación del engrane Interior, Satelital y Central respectivamente.

La velocidad de transmisión en un sistema de engranaje planetario es muy poco intuitiva, especialmente porque hay varias formas de convertir la rotación de entrada en una de salida.

En cualquier sistema de engranaje planetario, uno de los tres componentes básicos permanece estacionario, uno de los dos restantes es la *entrada*, proporcionando potencia al sistema, y el último componente es la *salida*, recibiendo la potencia del sistema. Cada combinación que existe se las conoce como marchas, logrando hacer girar en sentido inverso, y obteniendo 3 velocidades de rotación diferentes en la salida. La relación de la rotación de entrada con la de salida depende del número de dientes de cada rueda y de qué componente permanezca estacionario.

### Primera Marcha (Fig. 2.14)

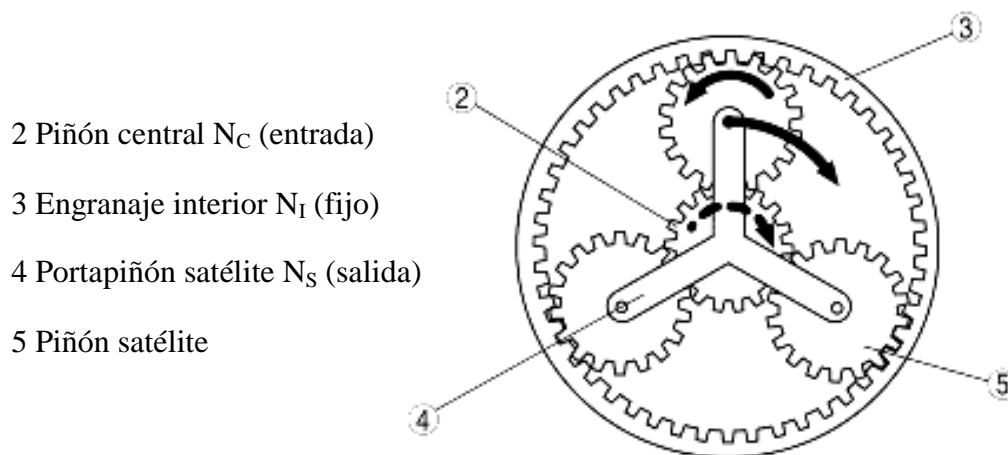


Fig. 2.14. Engrane Satelital Primera Marcha

Como  $N_I=0$ , la ecuación 2.10 nos queda de la siguiente manera

$$(Z_I+Z_C) N_S= Z_C N_C$$

Por lo tanto,

$$r_1 = \frac{\text{Velocidad Rotacion Entrada}}{\text{Velocidad Rotacion Salida}} = \frac{N_C}{N_S} = \frac{Z_I+Z_C}{Z_C} = 1 + \frac{Z_I}{Z_C} \quad \text{Ec. 2.11.}$$

### Segunda marcha (Fig. 2.15)

- 6 Piñón Satélite
- 7 Piñón central  $N_c$  (fijo)
- 8 Engrane Interior  $N_I$  (salida)
- 9 Portapiñón satélite  $N_S$  (entrada)

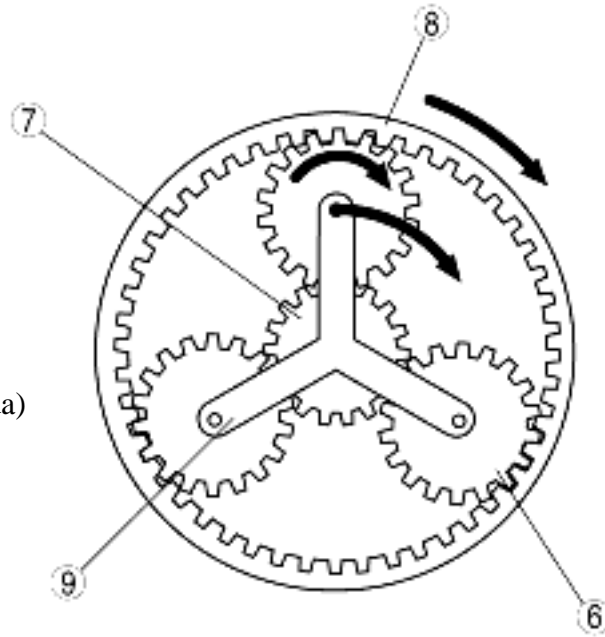


Fig. 2.15 Engrane Satelital Segunda Marcha

### Velocidad rotación engranaje

- Del resultado  $N_C=0$  en la ecuación 2.10.

$$(Z_I+Z_C) N_S=Z_I N_I$$

Por lo tanto,

$$r_1 = \frac{\text{Velocidad Rotacion Entrada}}{\text{Velocidad Rotacion Salida}} = \frac{N_S}{N_I} = \frac{Z_I}{Z_I+Z_C} \quad \text{Ec. 2.12.}$$

### Tercera marcha (Fig. 2.16)

- 2 Piñón central  $N_C$  (entrada)
- 3 Engranaje Interior  $N_I$  (entrada)
- 4 Portapiñón satélite  $N_S$  (salida)
- 5 Piñón satélite

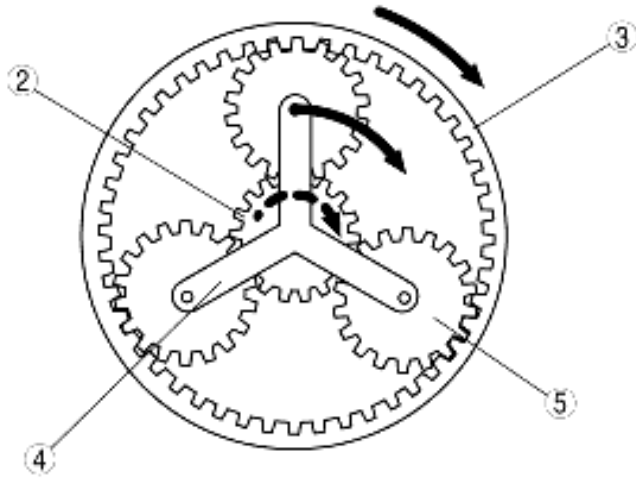


Fig. 2.16 Engrane Satelital Tercera Marcha

### Velocidad rotación engranaje

Aquí tenemos el resultado de  $N_I=N_C$ .

Del resultado de  $N_I=N_C$  en la ecuación 2.10, la relación entre la relación de transmisión en tercera marcha y la velocidad de rotación del engranaje planetario está indicada por la fórmula siguiente.

$$(Z_I + Z_C) N_S = Z_I N_I + Z_C N_I$$

Por lo tanto,

$$r_3 = \frac{\text{Velocidad Rotacion Entrada}}{\text{Velocidad Rotacion Salida}} = \frac{N_I}{N_S} = \frac{Z_I+Z_C}{Z_I+Z_C} = 1 \quad \text{Ec. 2.13}$$

### Marcha atrás (Fig. 2.17)

- 2 Piñón central  $N_C$  (entrada)
- 3 Engranaje Interior  $N_I$  (salida)
- 4 Portapiñón satélite (fijo)
- 5 Piñón satélite  $N_S$

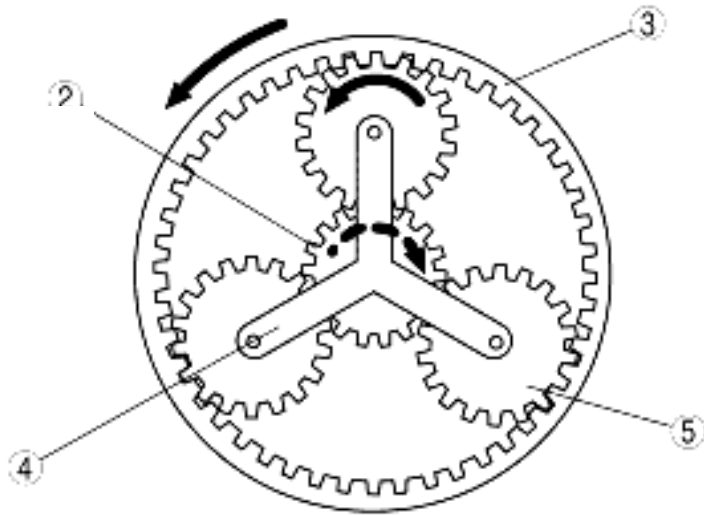


Fig. 2.17 Engrane Satelital Marcha Atrás

### Velocidad rotación engranaje

- Del resultado  $N_C=0$  en la ecuación 2.10, la relación entre la relación de transmisión en marcha atrás y la velocidad de rotación del engranaje planetario está indicado por la fórmula siguiente.

$$(Z_I + Z_C) 0 = Z_I N_I + Z_C N_C$$

Por lo tanto,

$$r_{rev} = \frac{\text{Velocidad Rotacion Entrada}}{\text{Velocidad Rotacion Salida}} = \frac{N_C}{N_I} = -\frac{Z_I}{Z_C} \quad \text{Ec. 2.14.}$$

## 2.8 GENERADORES ELECTRICOS.

Pueden ser de corriente continua (dínamos) o de corriente alterna, existiendo en este último caso dos tipos: generadores sincrónicos o alternadores y generadores asincrónicos o de inducción.

Los generadores de corriente continua (DC) puros, o dínamos, se utilizan en pequeños aerogeneradores ya que la estructura de delgas y múltiples enrollados los hace complejos y poco eficientes. Al aumentar la potencia generada, aumentan las pérdidas que se generan en la transición de las escobillas sobre las delgas.

Obtener corriente continua es factible también trabajando con generadores de corriente alterna, gracias a los puentes rectificadores, compuestos por diodos en su forma más elemental.

Hay varias técnicas de control que aprovechan los parámetros eléctricos del alternador para poder manejar las fluctuaciones de la potencia y consecuentemente del voltaje. Entre ellas se encuentran sistemas de control adaptativos y los siempre más frecuentes sistemas de lógica difusa.

### 2.8.1 GENERADOR DE CORRIENTE CONTINUA.

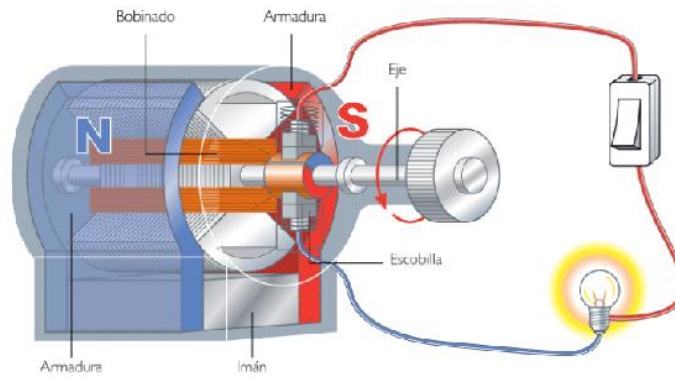
También llamado dínamo, está destinado a la transformación de flujo magnético en electricidad mediante el fenómeno de la inducción electromagnética, generando una corriente continua eléctrica.

Está formada por 2 partes bien diferenciadas (Fig. 2.18):

El circuito magnético (bobina de inducción) que crea un campo de inducción en el entrehierro y recibe el nombre de inductor

El bobinado de inducido en el que se recupera la energía eléctrica producida por la rotación del rotor accionado por el aerogenerador





FUENTE. <http://www.wisphysics.es/2008/09/iman-es-de-nuestro-dia-a-dia-ii>, Generadores, Dinamo y Magnetismo Espacial.

Fig. 2.18 Generador de Corriente Continua

Las dínamos tienen el inconveniente de utilizar escobillas, que exigen mantenimiento periódico, y son más pesados y costosos que los generadores de corriente alterna (C.A.) de potencia similar; aunque tienen la ventaja de no necesitar de sistemas especiales para cargar baterías, su uso se ha ido abandonando reemplazándolos por los generadores de C.A., con la excepción de algunos equipos para proveer muy bajas potencias, de construcción artesanal.

### 2.8.2 GENERADOR DE CORRIENTE ALTERNA.

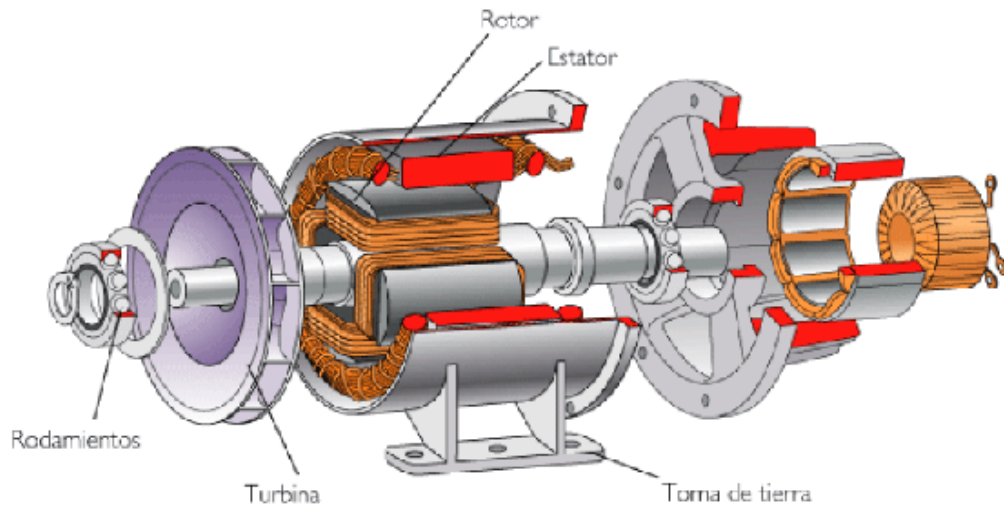
O alternador es una máquina eléctrica, capaz de transformar energía mecánica en energía eléctrica, generando una corriente alterna mediante inducción electromagnética (Fig. 2.19).

La máquina consta de las siguientes partes:

Rotor accionado en este caso por viento y puede ser de 2 tipos:

- Rotor Bobinado alimentado por dos colectores continuos en los que la corriente circula siempre en el mismo sentido.
- Rotor de imanes permanentes, con los que se suprime las escobillas y colectores, que pueden ser causas de averías.

Estator, el mismo que puede ser monofásico o trifásico. El trifásico permite obtener una tensión alterna casi sinusoidal, y por tanto, mejor rendimiento.



FUENTE. [http://www.kalipedia.com/tecnologia/tema/graficos-esquema-funcionamiento-alternador.html?x1=20070822klpinctn\\_60.Ees&x=20070822klpinctn\\_114.Kes](http://www.kalipedia.com/tecnologia/tema/graficos-esquema-funcionamiento-alternador.html?x1=20070822klpinctn_60.Ees&x=20070822klpinctn_114.Kes). Máquinas Eléctricas.

Fig. 2.19 Generador de Corriente Alterna

### 2.8.2.1 GENERADOR SINCRÓNICO

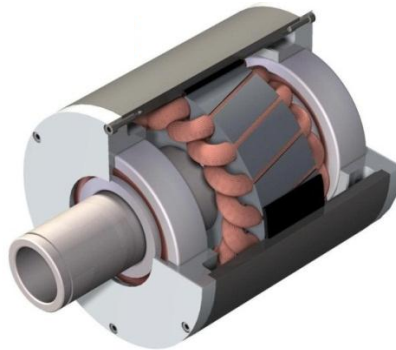
Los generadores sincrónicos, aunque tienen un mayor rendimiento potencial, deben operar a velocidad constante si se quiere mantener fija la frecuencia. El mantenimiento del número de revoluciones, acorde con la frecuencia de línea, es función exclusiva del motor que los impulsa (en nuestro caso el rotor eólico), siendo necesario elaborados sistemas de control. Distinto es el caso de las aplicaciones en que la única fuente de abastecimiento es el aerogenerador. En ellos el uso de generadores sincrónicos es casi obligado, pero no tan crítico el mantenimiento de la frecuencia de la C.A. generada pues, por lo general, los equipos a alimentar toleran variaciones en la frecuencia.

### 2.8.2.2 GENERADOR ASÍNCRONO

Los generadores de asíncronos (inducción) tienen la enorme ventaja de que, una vez en marcha y conectados a las líneas de distribución, giran a una velocidad constante impuesta por la frecuencia de la red, entregando más o menos energía según la intensidad del viento, pero siempre rotando al mismo número de revoluciones. (Fig. 2.20). En otras palabras, los aerogeneradores no requieren de costosos sistemas de regulación de velocidad, ventaja a la que se adiciona la apreciable diferencia de costos entre un generador asíncrono y un alternador de la misma potencia.

Es importante destacar que los generadores asincrónicos necesitan tomar energía de la red para mantener la corriente de magnetización; de interrumpirse esta conexión la máquina debe ser frenada para evitar su aceleración.

Se utilizará para generar energía eléctrica a partir de energía mecánica del rotor, un generador AC síncrono de imanes permanentes, estos tienen una buena utilidad para aerogeneradores, presentan velocidades de giro bajas, son baratos, eficientes, tienen una enorme capacidad de producción y su construcción puede ser muy robusta.



FUENTE. [http://www.sorilux.com/noticias.php?ver=noticia&n\\_id=27](http://www.sorilux.com/noticias.php?ver=noticia&n_id=27), Alternadores MeccAlte Imán Permanente.

Fig. 2.20 Alternador de imanes permanentes

Un alternador de múltiples polos puede otorgar la posibilidad de eliminar la caja multiplicadora de las revoluciones llevando la velocidad de operación del alternador a la velocidad de rotación de las hélices.

## 2.9 FRENOS ELECTROMAGNETICOS.

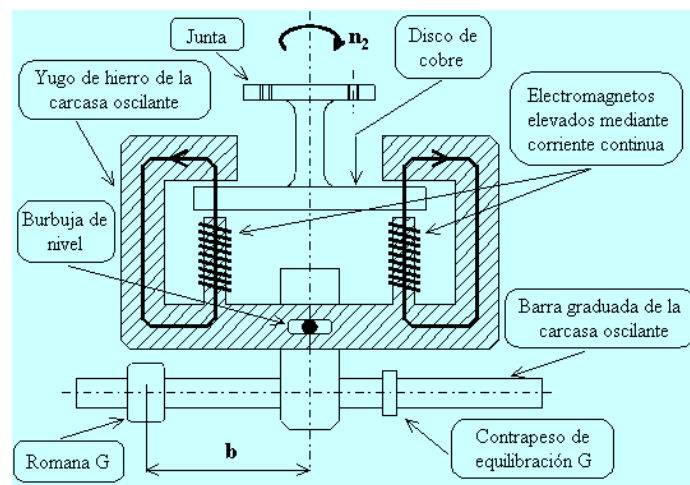
El freno electromagnético está compuesto por dos solenoides (es una bobina cilíndrica formada por un hilo conductor enrollado en forma de hélice) conectados en serie y son alimentados por medio de un generador de corriente continua de valor controlable, para obtener un campo magnético más o menos intenso. Entre las bobinas gira un disco de inercia. (Fig. 2.21).

A causa del movimiento, cada sector del disco es atravesado por un flujo de campo magnético, en variación continua y, en consecuencia, en éste se generan fuerzas electromotrices inducidas, que causan la circulación de corrientes inducidas.

Estas corrientes tienen un sentido opuesto al movimiento del disco en el interior del campo magnético mismo.

Por consiguiente, se obtiene un efecto de frenado que disminuye el movimiento del disco. La intensidad del efecto aumenta cuanto más grande sea el campo magnético de las bobinas y cuanto más elevada sea la velocidad del disco.

Gracias a este principio de funcionamiento se logra que, cuando el disco está inmóvil la acción de frenado sea nula. A diferencia de la mayor parte de los frenos mecánicos, que funcionan aprovechando fuerzas de fricción, no hay partes que puedan sufrir desgaste.



FUENTE. <http://cmagnetico.blogspot.com/2009/06/funcionamiento-del-freno.html>, Campo Magnético.

Fig. 2.21 Esquema de un Freno Electromagnético

## 2.10. MODIFICADORES DE LA ENERGIA ELECTRICA.

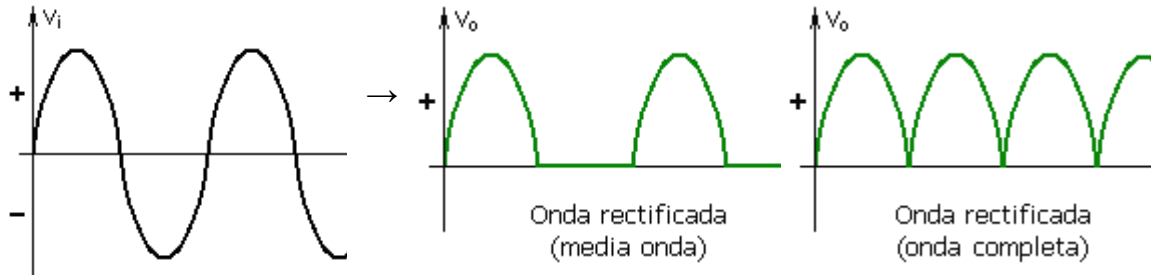
### 2.10.1 RECTIFICADOR

Es el elemento o circuito que permite convertir la corriente alterna en corriente continua. (Fig. 2.22). Esto se realiza utilizando diodos rectificadores, ya sean semiconductores de estado sólido, válvulas al vacío o válvulas gaseosas como las de vapor de mercurio.

La rectificación de la corriente eléctrica puede hacerse de dos maneras:

1. Eliminando la parte negativa de la señal de entrada: rectificador de media onda empleando un único diodo.

2. Convirtiendo la parte negativa de la señal en positiva: rectificador de onda completa o puente de diodos, según se empleen dos o cuatro diodos respectivamente.



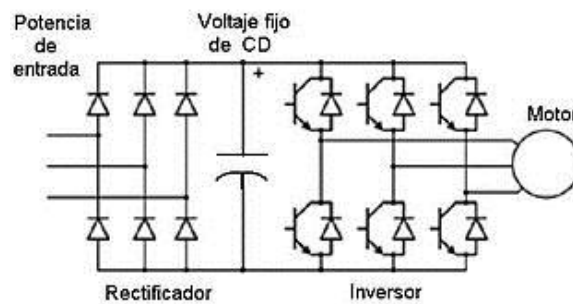
FUENTE. Autor.

Fig. 2.22. Corriente Alterna. Onda Sinusoidal.

El circuito más empleado es el rectificador de onda completa, usado junto con un transformador en la conversión de la corriente alterna de la red, en la corriente continua de 3 a 24V con que funcionan los aparatos electrónicos.

### 2.10.2 VARIADOR DE FRECUENCIA.

Es un Dispositivo que cambia la frecuencia de la corriente alterna, está formado por dispositivos de conversión electrónicos de estado sólido. El diseño habitual primero convierte la energía de entrada CA en CC usando un puente rectificador. La energía intermedia CC es convertida en una señal quasi-senoidal de CA usando un circuito inversor conmutado (Fig. 2.23). Se usan generalmente para disminuir la velocidad de rotación de los motores sincrónicos generalmente trifásicos.



FUENTE. [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Diagrama\\_variador\\_de\\_frecuencia.JPG?uselang=es](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Diagrama_variador_de_frecuencia.JPG?uselang=es), Variador de frecuencia.

Fig. 2.23. Diagrama de Variador de frecuencia con *Modulación de Ancho de Pulso*.

Las características del motor CA requieren la variación proporcional del voltaje cada vez que la frecuencia es variada. Por ejemplo, si un motor está diseñado para trabajar a 460 voltios a 60 Hz, el voltaje aplicado debe reducirse a 230 volts cuando la frecuencia es reducida a 30 Hz. Así la relación voltios/hertzios deben ser regulados en un valor constante ( $460/60 = 7.67$  V/Hz en este caso). Para un funcionamiento óptimo, otros ajustes de voltaje son necesarios, pero nominalmente la constante es V/Hz es la regla general.

## 2.11. MATERIALES

En ingeniería existe una gran cantidad de materiales tanto ferrosos como no ferrosos y se necesita conocer cómo responden estos materiales sólidos a fuerzas externas como la tensión, la compresión, la torsión, la flexión o la cizalladura.

Los materiales sólidos responden a dichas fuerzas con una deformación elástica (en la que el material vuelve a su tamaño y forma originales cuando se elimina la fuerza externa), una deformación permanente o una fractura. Los efectos de una fuerza externa dependientes del tiempo son la plastodeformación y la fatiga.

### 2.11.1 PROPIEDADES MECANICAS

#### 2.11.1.1 TENSION

La tensión es una fuerza que tira; por ejemplo, la fuerza que actúa sobre un cable que sostiene un peso. Bajo tensión, un material suele estirarse, y recupera su longitud original si la fuerza no supera el límite elástico del material (véase Elasticidad). Bajo tensiones mayores, el material no vuelve completamente a su situación original, y cuando la fuerza es aún mayor, se produce la ruptura del material.

#### 2.11.1.2 COMPRESION

La compresión se da mediante una fuerza que tiende a una reducción del volumen de un cuerpo y a un acortamiento del cuerpo en una determinada dirección.

### 2.11.1.3 FLEXION

En ingeniería se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado (cuando una dimensión es dominante sobre las otras dos) en una dirección perpendicular a su eje longitudinal.

Un objeto sometido a flexión presenta una superficie de puntos llamada fibra neutra tal que la distancia a lo largo de cualquier curva contenida en ella no varía con respecto al valor antes de la deformación. La fibra neutral divide en 2 grupos a las fibras, uno de sus lados se encuentra sometido a compresión, mientras que el otro se encuentran a flexión. El esfuerzo que provoca la flexión se denomina momento flector.

### 2.11.1.4 TORSION

Proceso que se produce cuando a una barra cilíndrica (un hilo, o un alambre, etc.) fija por un extremo se le aplica un par de fuerzas, de tal forma, que los distintos discos horizontales en que podemos considerar dividida la barra se deslizan unos respecto a otros. Una generatriz de la barra pasa a ser una hélice.

Cuando se somete un material a una fuerza de flexión, cizalladura o torsión, actúan simultáneamente fuerzas de tensión y de compresión. Por ejemplo, cuando se flexiona una varilla, uno de sus lados se estira y el otro se comprime.

### 2.11.1.5 PLASTODEFORMACION

La plastodeformación es una deformación permanente gradual causada por una fuerza continuada sobre un material. Los materiales sometidos a altas temperaturas son especialmente vulnerables a esta deformación. La pérdida de presión gradual de las tuercas, la combadura de cables tendidos sobre distancias largas o la deformación de los componentes de máquinas y motores son ejemplos visibles de plastodeformación. En muchos casos, esta deformación lenta cesa porque la fuerza que la produce desaparece a causa de la propia deformación. Cuando la plastodeformación se prolonga durante mucho tiempo, el material acaba rompiéndose.

#### 2.11.1.6 FATIGA

La fatiga puede definirse como una fractura progresiva. Se produce cuando una pieza mecánica está sometida a un esfuerzo repetido o cíclico, por ejemplo una vibración. Aunque el esfuerzo máximo nunca supere el límite elástico, el material puede romperse incluso después de poco tiempo. En algunos metales, como las aleaciones de titanio, puede evitarse la fatiga manteniendo la fuerza cíclica por debajo de un nivel determinado. En la fatiga no se observa ninguna deformación aparente, pero se desarrollan pequeñas grietas localizadas que se propagan por el material hasta que la superficie eficaz que queda no puede aguantar el esfuerzo máximo de la fuerza cíclica. El conocimiento del esfuerzo de tensión, los límites elásticos y la resistencia de los materiales a la plastodeformación y la fatiga son extremadamente importantes en ingeniería.

#### 2.11.2 MATERIALES EMPLEADOS

##### 2.11.2.1 FIBRA DE VIDRIO

Es un material que consiste en numerosas fibras extremadamente finas del vidrio. Sus principales propiedades son: buen aislamiento térmico, inerte ante ácidos, soporta altas temperaturas. Estas propiedades y el bajo precio de sus materias primas, le han dado popularidad en muchas aplicaciones industriales. Las características del material permiten que la Fibra de Vidrio sea moldeable con mínimos recursos, la habilidad artesana suele ser suficiente para la autoconstrucción de piezas de bricolaje tales como kayak, cascos de veleros, terminaciones de tablas de surf o esculturas, etc. Debe tenerse en cuenta que los compuestos químicos con los que se trabaja en su moldeo dañan la salud, pudiendo producir cáncer.

Los tipos de fibra de vidrio más de uso general son principalmente el E-glass, también el A-glass, E-CR-glass, C-glass, D-glass, R-glass, y S-glass.



### 2.11.2.2 ACERO

El acero se obtiene eliminando las impurezas del arrabio, producto de fundición de los altos hornos, y añadiendo después las cantidades adecuadas de carbono y otros elementos. La principal dificultad para la fabricación del acero es su elevado punto de fusión, 1.400°C, que impide utilizar combustibles y hornos convencionales.

Los aceros se clasifican en: aceros al carbono, aceros aleados, aceros inoxidable, aceros de herramientas y aceros de baja aleación ultrarresistentes.

#### ACEROS AL CARBONO

Los aceros al carbono contienen diferentes cantidades de carbono y menos del 1,65% de manganeso, el 0,60% de silicio y el 0,60% de cobre.

#### ACEROS ALEADOS

Los aceros aleados poseen vanadio y molibdeno además de cantidades mayores de manganeso, silicio y cobre que los aceros al carbono.

#### ACEROS INOXIDABLES

Los aceros inoxidable llevan cromo y níquel, entre otros elementos de aleación.

#### ACEROS GRADO HERRAMIENTA

Los aceros de herramienta contienen volframio, molibdeno y otros elementos de aleación que les proporcionan mayor resistencia, dureza y durabilidad.

#### ACEROS DE BAJA ALEACION

Los aceros de baja aleación ultrarresistentes tienen menos cantidad de elementos de aleación y deben su elevada resistencia al tratamiento especial que reciben

## CAPITULO 3

### DISEÑO

#### 3.1 ENERGIA CAPTADA DEL VIENTO

Al ser el viento, aire en movimiento la energía que se puede aprovechar de él es la energía cinética y está dada por la siguiente expresión:

$$Ec = \frac{1}{2}mV^2 \quad \text{Ec. 3.1}$$

m = flujo de aire [kg/s]

V = velocidad del viento [m/s]

Si suponemos un área de captación A (o área barrida por las palas) perpendicular a la velocidad del viento, la masa de aire que lo atraviesa por unidad de tiempo sería:

$$m = \delta \cdot A \cdot V \quad \text{Ec. 3.2.}$$

Siendo  $\delta$  = densidad del aire [kg/m<sup>3</sup>]

A = área de captación [m<sup>2</sup>]

La energía teórica máxima que podemos extraer por unidad de área del viento está dada por la ecuación:

$$Pm = \frac{1}{2}\delta \cdot A \cdot V^3 \quad \text{Ec. 3.3.}$$

A esta energía se la denomina potencia meteorológica y se la expresa en W/m<sup>2</sup>.

Como la velocidad del viento, luego de atravesar la superficie de captación, no es nula, la potencia dada por la expresión anterior no será del todo aprovechable.

Betz demostró que la máxima energía recuperable por un aerogenerador ideal es igual a 16/27 de la energía total del viento.

Tomando en cuenta que ningún rotor es ideal, para caracterizarlo es necesario conocer su eficiencia y rendimiento  $\eta$ . Entonces la potencia total obtenible por unidad de área puede expresarse como:

$$Pm = \frac{1}{2} \eta \cdot \delta \cdot A \cdot V^3 \quad \text{Ec. 3.4.}$$

El rendimiento  $\eta$  depende del tipo de máquina y de las condiciones de operación.

En la tabla 3.1 muestra el rendimiento máximo que tiene cada tipo de rotor eólico.

**Características de rotores eólicos**

Eje	Tipo de Rotor	Rendimiento Máximo	Características
<b>HORIZONTAL</b>	Holandés	0,17	<ul style="list-style-type: none"> <li>-30-60 kW</li> <li>-Alto par de arranque</li> <li>-Velocidades medias(*)</li> <li>-Diseño ineficiente de las palas</li> <li>-4 palas</li> </ul>
	Multipala Americano	0,15	<ul style="list-style-type: none"> <li>-0,4-6 kW</li> <li>-Alto par de arranque</li> <li>-Bajas velocidades</li> <li>-Muchas pérdidas</li> <li>-12-15 palas</li> </ul>
	Perfil Aerodinámico (hélices)	0,47	<ul style="list-style-type: none"> <li>-0,5-3.200 kW</li> <li>-Bajo par de arranque</li> <li>-Altas velocidades</li> <li>-Alto rendimiento</li> <li>-1 a 3 palas</li> </ul>
<b>VERTICAL</b>	Savonius	0,30	<ul style="list-style-type: none"> <li>-0-1,5 kW</li> <li>-No requiere ser orientado</li> <li>-Alto par de arranque</li> <li>-Bajas velocidades</li> <li>-2 a 4 palas</li> </ul>
	Darrieus	0,35	<ul style="list-style-type: none"> <li>-5-500 kW</li> <li>-No requiere ser orientado</li> <li>-No arranca solo</li> <li>-Altas velocidades</li> <li>-Buen rendimiento</li> <li>-2 a 3 palas</li> </ul>

FUENTE. Unidad de Planeación Minero Energética, Guía para la utilización de la energía eólica para generación de energía eléctrica, 2003.

Tabla 3.1. Rendimientos y Características de Diferentes tipos Rotores Eólicos.

Partiendo de la ecuación 3.4 y considerando que como objetivo se desea generar una potencia media de 200 W, se despeja V, para conocer la velocidad de viento necesaria para cumplir el requerimiento.

$$Pm = \frac{1}{2} \eta \cdot \delta \cdot A \cdot V^3$$

$$V^3 = \frac{2Pm}{\eta \cdot \delta \cdot A}$$

$$V = \sqrt[3]{\frac{2Pm}{\eta \cdot \delta \cdot A}} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Relación D/H=1/2

$$V = \sqrt[3]{\frac{2(200W)}{0,30 \cdot 0,9355 \cdot (2,4 \times 1,20)}}$$

$$V = 6,59 \text{ m/s}$$

Relación D/H=1/4

$$V = \sqrt[3]{\frac{2(200W)}{0,30 \cdot 0,9355 \cdot (4,8 \times 1,20)}}$$

$$V = 4,92 \text{ m/s}$$

En ambos modelos se necesita una velocidad del viento promedio mayor a la media disponible a 10 m de altura (anexo 3.1), tomando en cuenta la velocidad del viento máxima medida a 10m de altura (anexo 3.2) se tiene una velocidad de viento suficiente para generar los 200 W deseados en cualquiera de los casos.

### 3.2 VELOCIDAD DE GIRO

La velocidad de giro de una eólica se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$n = \frac{60 \times \gamma \times v}{\pi \times D} \quad \text{Ec. 3.6}$$

- $n$  es el número de revoluciones por minuto [rpm]
- $v$  es la velocidad del viento en metros por segundo [m/s].
- $D$  es el diámetro de la eólica en metros [m].
- El factor  $\gamma$  se llama velocidad específica del rotor eólico y depende de la anchura y del ángulo de calado de las palas. Puede tener un valor nominal comprendido entre aproximadamente 1 y 14. En el rotor Savonius que vamos a construir, este factor tiene un valor comprendido entre 0,9 y 1,1.

El generador utilizado necesita una velocidad mínima de 300 rpm para empezar a generar, lo cual nos indica que necesita una velocidad de viento mínima para el arranque. Tomando la ecuación 3.6, considerando una multiplicación de las revoluciones de 1/5 y despejando la velocidad, podemos conocer la fácilmente la velocidad del viento necesaria para el funcionamiento.

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times \gamma} \quad \text{Ec. 3.7.}$$

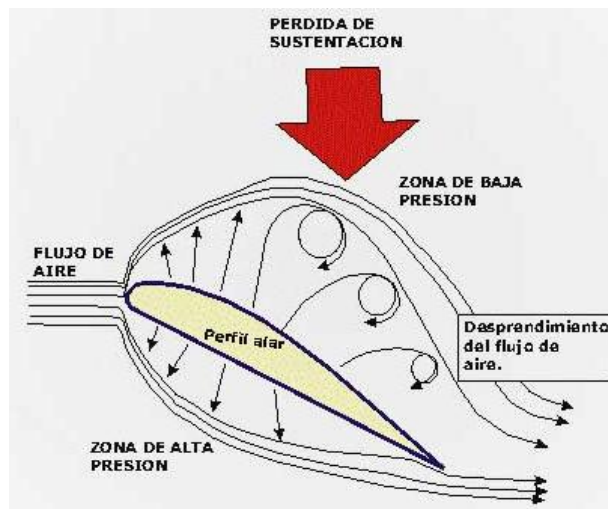
$$v = \frac{\pi \times 1.2 \text{ m} \times 60}{60 \times 1}$$

$$v = \frac{\pi \times 1.2 \times 60}{60 \times 1} = 3.77 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Es necesario una velocidad mínima de 3.77 m/s generando aproximadamente 60 W.

### 3.3 FUERZA DEL VIENTO

Debido a que la magnitud y dirección de la velocidad del flujo de aire son modificadas (Fig. 3.1) este ejerce una fuerza sobre la hélice del aerogenerador, la cual la hace girar. Esta fuerza depende de la forma del objeto y de su posición con relación a la dirección del viento.



FUENTE. <http://bamesc.blogspot.com/2010/08/boomerang.html>, Perfil Aerodinámico.

Fig. 3.1. Perfil Situado en el seno de una corriente fluida

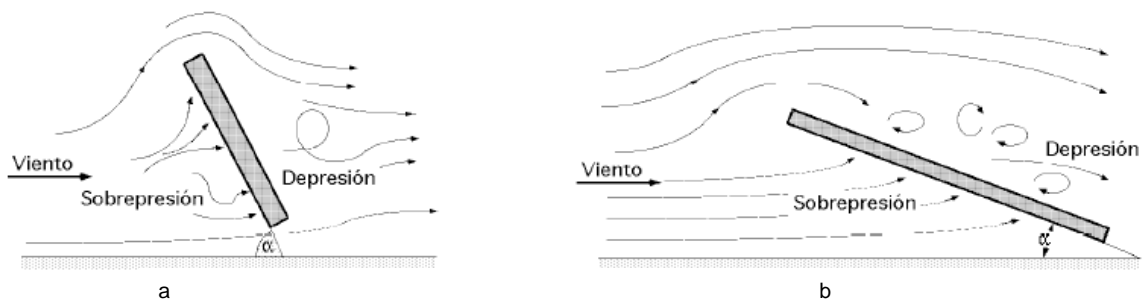
Al estudiar los efectos de la resistencia del aire sobre una placa plana, se observa que la Resultante  $R$  de las fuerzas aplicadas a la placa es un vector cuyo punto de aplicación es su centro aerodinámico o centro de empuje, siendo su dirección perpendicular a la placa, su sentido el del viento, y su intensidad proporcional a la superficie  $S$  expuesta y al cuadrado de la velocidad del viento  $v$ , en la forma:

$$R = C_w \rho \frac{S v^2}{2} = K S v^2 \quad \text{Ec. 3.8.}$$

En la que:

- $k$  es un coeficiente que depende del ángulo  $\alpha$  de incidencia, de las unidades elegidas y de la turbulencia del movimiento.
- $C_w$  es el coeficiente de resistencia (penetración)
- $\rho$  es la densidad del aire.
- $S$  la sección frontal del perfil

Si el ángulo  $\alpha$  que forma el plano de la placa con la dirección del viento es grande, existe una sobrepresión en la parte delantera de la placa y una depresión en su parte posterior de carácter turbillonario, Fig. 3.2a; si el ángulo de incidencia  $\alpha$  es pequeño, la sobrepresión aparece en la parte inferior de la placa y la depresión por encima, por lo que aparece una fuerza que tiende a elevarla (Fig. 3.2b), conocida como fuerza de sustentación o de elevación.



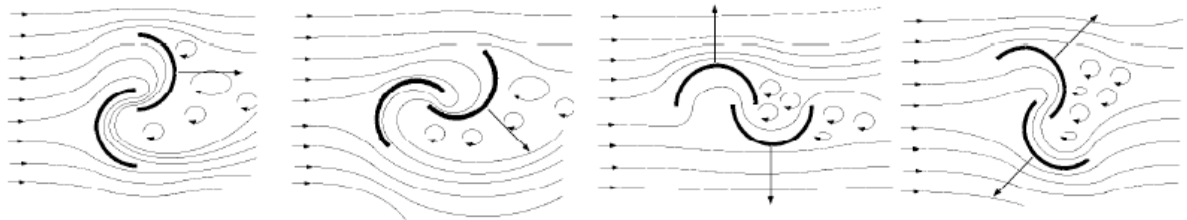
FUENTE. FERNANDEZ, Pedro, Energía Eólica.

Fig.3.2. Ángulos de ataque y efectos del viento.

Para ( $10^4 < Re < 10^6$ ), los valores de  $C_w$  para semiesferas y semicilindros vienen indicados a continuación, observándose que debido a la disimetría de los elementos constituyentes se originan unas diferencias en las resistencias que se oponen al desplazamiento del aire, cuya acción sobre el conjunto del dispositivo se traduce en la aparición de un par motor sobre el eje y la rueda se pone en movimiento.

Las fuerzas que ejerce el viento en la parte cóncava y convexa son diferentes, como sabemos, y ello hace que el conjunto gire alrededor de un eje. Para el rotor Savonius de dos palas o canaletas, el coeficiente de arrastre es aproximadamente la unidad para el curvado cóncavo (intradós), y oscila entre 0,12 y 0,25 para la parte opuesta (extradós) a donde sopla el viento. Estos valores no coinciden con los indicados anteriormente debido a la interferencia de las palas, como se observa en la Fig. 3.3, ya que el rotor siempre está sometido a un par aerodinámico suplementario debido a las dos desviaciones sucesivas que experimenta el viento por efecto de las palas, llegando a formar esta desviación un ángulo de  $180^\circ$ .

Con estos datos se puede calcular fácilmente la fuerza de arrastre, resultante de la diferencia de las fuerzas de arrastre correspondientes a los dos flancos, así como el par motor neto del aparato.



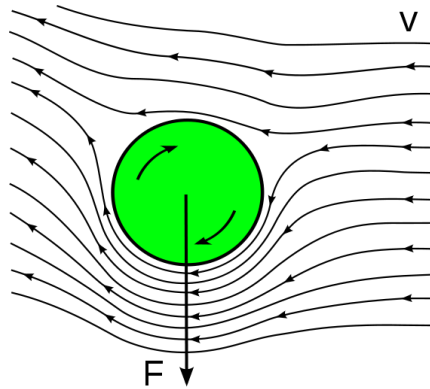
FUENTE. <http://www.mipaginapersonal.movistar.es/web3/turriano/linkaire.htm>, Energía Eólica.

Fig. 3.3 Líneas de corriente en un rotor Savonius

Las fuerzas de sustentación y de arrastre aparecen por efecto Magnus (fig. 3.4); debido a un objeto en rotación crea un remolino de aire a su alrededor, el viento por una parte del rotor (barlovento) tendrá el mismo sentido del movimiento del remolino e incrementará la velocidad del viento, mientras por la parte contraria (sotavento) el movimiento del

remolino se produce en el sentido opuesto a la de la corriente de aire y la velocidad se ve disminuida.

La presión en el aire se ve reducida desde la presión atmosférica en una cantidad proporcional al cuadrado de la velocidad, con lo que la presión será menor en un lado que en otro, causando una fuerza perpendicular a la dirección de la corriente de aire. Esta fuerza desplaza al objeto de la trayectoria que tendría si no existiese el fluido.



FUENTE. [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Magnus\\_effect.svg?uselang=es](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Magnus_effect.svg?uselang=es), Efecto Magnus

Fig.3.4 Efecto Magnus

Con estos datos se puede calcular fácilmente la fuerza de arrastre, resultante de la diferencia de las fuerzas de arrastre correspondientes a los dos flancos. Hay que utilizar la velocidad  $(v + u)$  en la pala que está, en un momento determinado, en la parte en que sopla el viento presentando al mismo su parte cóncava (intradós) y  $(v - u)$  en la parte convexa (extradós).

$$\text{Cálculos: } \begin{cases} \text{Fuerza de arrastre: } F_{arr} = \frac{1}{2} \rho S \{(v + u)^2 - 0,2(v - u)^2\} & \text{Ec. 3.9} \\ \text{Potencia: } N_{\acute{u}til} = \frac{1}{2} \rho S \{(v + u)^2 - 0,2(v - u)^2\} u & \text{Ec. 3.10} \end{cases}$$

Tomando una velocidad de viento máxima en la ciudad de 20m/s y que el generador debe estar sometido a esa velocidad, debemos diseñar los elementos para soportar la carga que el viento genere. Lo primero que debemos hacer es conocer la velocidad a la que el rotor girará utilizando la ecuación 3.6.



$$n = \frac{60 \times \gamma \times v}{\pi \times D}$$

$$n = \frac{60 \times 1 \times 20}{\pi \times 1.2}$$

$$n = 318.31 \text{ rpm}$$

La velocidad  $u$  es la velocidad periférica del rotor eólico y partiendo del supuesto que el rotor gira a una velocidad constante con un viento de velocidad constante, siendo un movimiento circular uniforme podemos obtenerla fácilmente con la ecuación.

$$u = w r. \quad \text{Ec. 3.11.}$$

Dónde:  $w$  velocidad angular

$r$  radio de giro.

$$u = w r = 318.31 \text{ rpm } 1.2m = \frac{382 \text{ m } 1\text{min}}{\text{min } 60s} = 6.4 \text{ m/s}$$

Procedemos al cálculo de la fuerza de arrastre utilizando la ecuación 3.9.

$$F_{arr} = \frac{1}{2} \rho S \{(v + u)^2 - 0,2(v - u)^2\}$$

$$F_{arr} = \frac{1}{2} 0.9355 \frac{Kg}{m^3} (2.4 \times 1.2)m^2 \{(20 + 6.4)^2 - 0,2(20 - 6.4)^2\} \frac{m^2}{s^2}$$

$$F_{arr} = \frac{1}{2} 0.9355 (2.88) \{(26.4)^2 - 0,2(13.6)^2\} Kg. m/s^2$$

$$F_{arr} = 1.34712 \{659.97\} N$$

$$F_{arr} = 889,00 N$$

Se tiene una fuerza de  $F_{arr} = 889,00 \text{ N}$  para un viento de velocidad 20 m/s que no es constante en su dirección como se muestra en la figura 3.3, pero para cálculos del par siempre será el mismo, sin importar la dirección del viento. Esta fuerza es referencial, para el diseño de la hélice, el eje y la torre de soporte, ya que esta es la fuerza que todos estos componentes deberán soportar.

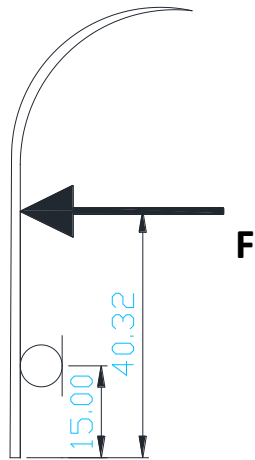


Fig. 3.5 Fuerza del viento en la hélice.

Una fuerza que se encuentra aplicada a 25.32 cm del apoyo, que en nuestro caso es el rotor. (Fig. 3.5). Utilizamos la fórmula del torque para calcular el par ejercido sobre este y así poder obtener las dimensiones necesarias para un funcionamiento seguro del mismo.

$$T = F \cdot d \quad \text{Ec. 3.12}$$

$$T = 889 \text{ N} \cdot (40.32 - 15) \text{ cm} \left( \frac{10 \text{ mm}}{1 \text{ cm}} \right) \left( \frac{1 \text{ KN}}{1000 \text{ N}} \right)$$

$$T = 225 \text{ KN} \cdot \text{mm}$$

El Torque es ejercido por el viento, es esencial para los cálculos tanto del eje como de la caja multiplicadora y los engranes.

### 3.4. DIAMETRO DEL EJE

Es común, y en algunos casos imprescindible, que los cálculos de dimensionado de elementos o componentes de maquinaria, estructuras constructivas, instalaciones o dispositivos en general, incluyan un coeficiente de seguridad que garantice que bajo desviaciones aleatorias de los requerimientos previstos, exista un margen extra de prestaciones por encima de las estimadas.

Para el cálculo del eje se utiliza el software de AutoDesk, AutoCAD Mechanical 2012 (Fig. 3.6).

El material del eje será acero de transmisión AISI 1018, cuyos diámetros existentes en el mercado ecuatoriano se detallan en la tabla 3.2.

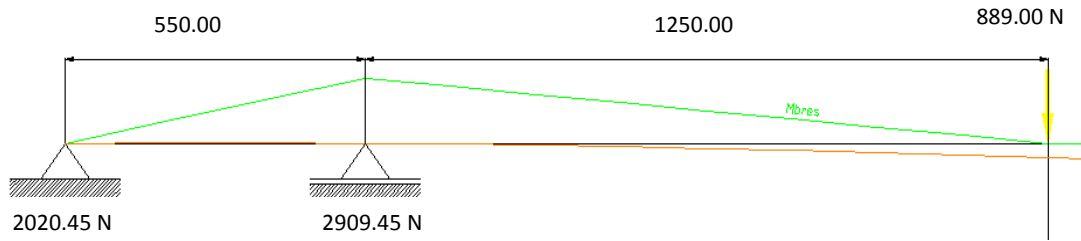
MEDIDAS EN STOCK	
REDONDO	
PULGADAS	PESO APPROX. Kg/m.
1/4	0.28
5/16	0.4
3/8	0.6
1/2	1.0
3/4	1.6
5/8	2.2
7/8	3.0
1	4.0
1 1/4	5.0
1 1/8	6.2
1 3/8	7.5
1 1/2	8.9
1 3/4	12.2
2	15.9
2 1/4	20.1
2 1/2	24.8
2 3/4	30.0
3 1/4	35.8
3 1/2	42.0
3 3/4	48.7
4 1/2	55.9
5 1/2	63.6
3	80.5
4	99.4
5	120.2
6	143.1
7	197.0
8	255.0
9	397.0
10	328.5

FUENTE. DIPAC, Catalogo Productos.

Tabla 3.2. Medidas en stock de acero AISI 10 18.

Al eje se lo presentará para fines didácticos de forma horizontal, las propiedades de la forma se muestran en la tabla 3.3.

Los resultados del momento máximo, así como de la deflexión máxima serán presentados en la tabla 3.4.



FUENTE. Autor, Autocad Mechanical 2012.

Fig. 3.6. Diagrama Momentos y Deflexión del eje.

PROPIEDADES	
$I_1$ [mm <sup>4</sup> ]	1654968
$I_2$ [mm <sup>4</sup> ]	1654968
$S_c$ [mm]	38.1
$S_t$ [mm]	38.1
$A$ [mm <sup>2</sup> ]	4560.367

FUENTE. Autor, Autocad Mechanical 2012.

Tabla 3.3. Propiedades de sección  $\varnothing 2.5''$ .

RESULTADOS			
Moment of Inertia	$I_1$	[mm <sup>4</sup> ]	1654968
Moment of Inertia	$I_2$	[mm <sup>4</sup> ]	1654968
Moment of Inertia	$I_{eff}$	[mm <sup>4</sup> ]	1654968
Max. Border Dist.		[mm]	38.1
Safety Factor			9.1859
Yield Point		[N/mm <sup>2</sup> ]	235
E-Modulus		[N/mm <sup>2</sup> ]	206843
Material			Steel AISI 1018
Max.Deflection	S1	[mm]	0
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	0
Max.Deflection	S2	[mm]	5.583542
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	1111.2
Max.Stress	Res.	[N/mm <sup>2</sup> ]	25.582
Max.Deflection	Sres	[mm]	5.583542
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	1111.2
Scale for Defl. Line			10:1
Scale for Bending Mom. Line			1:10

FUENTE. Autor, Autocad Mechanical 2012.

Tabla 3.4. Resultados de la simulación.

La deformación máxima permitida  $\delta$  se da bajo la fórmula  $L/400$  donde  $L$  es la máxima longitud libre o no soportada.

$$\delta = \frac{L}{400} \quad \text{Ec. 3.13}$$

$$\delta = \frac{2450 \text{ mm}}{400}$$

$$\delta = 6.125 \text{ mm}$$

Aunque el factor de seguridad en el diseño por flexión es alto (9.95) (tabla 3.4), en la deflexión máxima se tiene 5.97 mm que se encuentra por debajo del máxima que es 6.125 mm, no se podría disminuir las sección para obtener un menor factor de seguridad ya que aumentaría la deflexión por encima de la máxima permitida.

Para los apoyos se utilizaran rodamientos de bolas a contacto angular, las dimensiones de rodamientos de bolas de contacto angular están en el anexo 3.3., para el eje se utilizará el de diámetro interior de 3" (76.2 mm).

### 3.5 CAJA MULTIPLICADORA

El generador utilizado trabaja a un máximo de 1000 rpm, utilizando la ecuación 3.7 se encuentra la velocidad del viento  $v$  necesaria para obtener esas revoluciones, teniendo en cuenta la relación de transmisión y luego se utilizará la ecuación 3.4 para calcular la potencia  $Pot$  y determinamos la fuerza en el engranaje.

$$v = \frac{n \times \pi \times D}{60 \times \gamma \times v}$$

$$v = \frac{200 \times \pi \times 1,2}{60 \times 0.9}$$

$$v = 13,97 \text{ m/s}$$

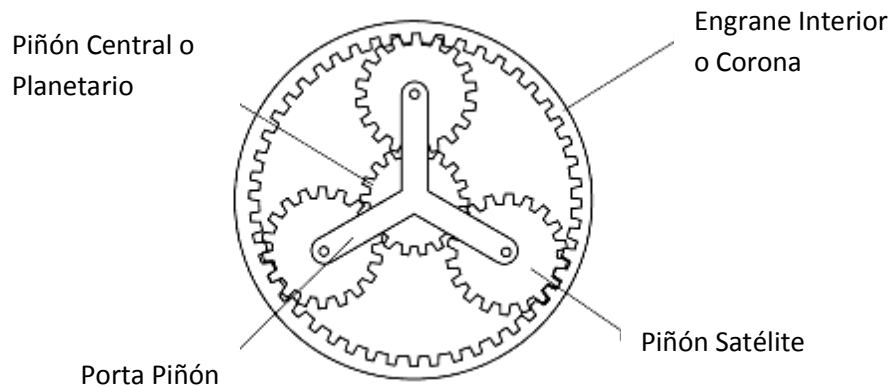
$$Pm = \frac{1}{2} \cdot n \cdot \delta \cdot A \cdot V^3$$

$$Pm = \frac{1}{2} \times 0,3 \times 0,9355 \times (2,4 \times 1,2) \times (13,97)^3$$

$$Pm = 1101 \text{ W}$$

La multiplicación de la velocidad se realizará mediante un sistema de engranajes planetario (fig. 3.7), por la necesidad de mantener el eje centrado y porque este ocupa poco espacio.

El sistema de engranajes tendrá una relación de transmisión de 1/5 lo que indica que las revoluciones de entrada se multiplicarán por cinco. Se utilizará la disposición de primera marcha, ya que esta presenta la mayor capacidad de multiplicación.



FUENTE. <http://lobo-calculo.blogspot.com/>, Que es OBD.

Fig. 3.7 Sistema de Engranajes Planetario

El piñón central tendrá 14 dientes, con un módulo de 4mm. Se procede al cálculo de los demás engranajes con las ecuaciones 2.10 y 2.11.

Con la ecuación 2.11 se procede a sacar el número de dientes  $Z_1$  de la corona.

$$r_1 = 1 + \frac{Z_1}{Z_C}$$

$$5 = 1 + \frac{Z_1}{12}$$

$$4 = \frac{Z_I}{12}$$

$$4 * 12 = Z_I$$

$$Z_I = 48$$

Ahora usando la ecuación 2.10

$$(Z_I + Z_C)N_S = Z_C N_C$$

$$N_S = \frac{Z_I N_I + Z_C N_C}{(Z_I + Z_C)}$$

$$N_S = \frac{48 \times 200 + 12 \times 1000}{(48 + 12)}$$

$$N_S = 360 \text{ rpm}$$

Se realizará el diseño para el engranaje crítico, que es el que presenta menor cantidad de dientes. El piñón central tiene un diámetro primitivo de 48 mm, transmite una potencia de 934.21 W a una velocidad de 1000 rpm. Se utilizará acero bonificado AISI 4340, cuyas propiedades se encuentran en la tabla 3.5.

Resistencia a la Tracción	90-110kg/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de cedencia	70kg/mm <sup>2</sup>
Resistencia al impacto, kU	aprox. 20 J
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 45%
Dureza	270-330HB

Tabla 3.5. Propiedades Acero AISI 4340

FUENTE. DIPAC productos del acero, catálogo completo dipac, 2011.

### 3.5.1 DISEÑO POR ROTURA DEL DIENTE

Primero se debe determinar la carga  $W_t$  que ejercerá el piñón sobre la cremallera, para seleccionar un engrane adecuado y poder calcular el diámetro del eje que soportará las cargas.

$$Pot = W_t \times v \quad \text{Ec. 3.14}$$

Para la transmisión la corona tendrá un diámetro primitivo de 240 mm, el piñón central deberá tener un diámetro primitivo de 48 mm y los satélites un diámetro primitivo de 96 mm. El piñón central o planetario se le fabricará de acero bonificado 705 AISI 4340 de 20 dientes, es impulsado por 3 engranes satelitales del mismo material, la velocidad máxima del piñón central es 1000 rpm y transmite una potencia de 2 kW.

$$W_t = \frac{Pot}{v}$$

$$W_t = \frac{1100 \text{ N.m/s}}{1000 \text{ rpm} \times 28 \text{ mm}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}$$

$$W_t = 375.15 \text{ N}$$

Para el diseño por flexión se utilizará la ecuación de Lewis:

$$\sigma = \frac{K_v W_t}{F m Y} \quad \text{Ec.3.15}$$

Dónde:  $K_v$  Es un factor dinámico que depende de la velocidad, la fabricación del engrane y de las unidades.

$W_t$  Carga transmitida al diente.

$F$  Ancho neto de la cara del elemento más angosto

$m$  Módulo métrico

$Y$  Factor de forma Lewis, se obtiene por representación gráfica del diente del engrane o bien por calculo digital.



El factor dinámico depende del tipo de fabricación del engrane y de las unidades. Para el cálculo se utilizarán unidades del SI y el proceso de fabricación del engrane será el fresado. La fórmula se la obtiene en Anexo 3.4 .

$$K_v = \frac{6.1+V}{6.1} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Dónde: V es la velocidad y está en m/s

Para calcular la velocidad utilizaremos la ecuación 3.11. Entonces

$$V = W \cdot r$$

$$V = 1000rpm \cdot 28mm \left[ \frac{1m}{1000mm} \cdot \frac{2\pi rad}{1rev} \cdot \frac{1min}{60s} \right]$$

$$V = 2.93 \text{ m/s}$$

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1}$$

$$K_v = \frac{6.1 + 2.93}{6.1}$$

$$K_v = 1.48$$

El esfuerzo permisible se lo obtiene de la siguiente ecuación  $[\sigma] = \sigma / f_s$  donde  $[\sigma]$  es el esfuerzo permisible,  $\sigma$  el esfuerzo de fluencia y  $f_s$  el factor de seguridad.

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{f_s} \quad \text{Ec. 3.17}$$

$$[\sigma] = \frac{225 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$[\sigma] = 112.5 \text{ N/mm}^2$$

El factor de forma de Lewis se los obtiene del Anexo 3.5, para un engranaje de 16 dientes  $Y=0.296$ . Con estos datos se usa la ecuación 3.15 y se calcula el ancho de cara  $F$ .

$$\sigma = \frac{K_v W_t}{F m Y}$$

$$F = \frac{1.48 \times 375.15 \text{ N}}{112.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 4 \text{ mm} \times 0.296}$$

$$F = 4.18 \text{ mm}$$

### 3.5.2 DISEÑO POR DESGASTE

En el diseño de un engranaje también se debe analizar la falla de las superficies de dientes de engranajes, esto suele llamarse desgaste. El cálculo se lo realiza con la formula siguiente.

$$\sigma_c = -C_P \left[ \frac{K'_v W^t}{F \cos \phi} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Dónde:  $\sigma_c$  Esfuerzo de compresión en la superficie.

$W^t$  Fuerza que actúa sobre la superficie.

$r_1, r_2$  Valores instantáneos de los radios de curvatura en los perfiles de los dientes del piñón y de la corona respectivamente.

$\phi$  Angulo de presión

$K'_V$  Factor dinámico que depende de la velocidad, la fabricación del engrane y de las unidades.

$C_P$  Coeficiente elástico definido por AGMA se lo obtiene de la siguiente formula.

$$C_P = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1-\gamma_1^2}{E_1} + \frac{1-\gamma_2^2}{E_2} \right)} \right]^{1/2} \quad \text{Ec. 3.19}$$

Dónde:  $\gamma_1, \gamma_2$  relación de Poisson

$E_1, E_2$  Módulo de elasticidad

Procedemos al cálculo del coeficiente elástico usando la ecuación 3.19. La propiedades mecánicas del material son Módulo de Elasticidad  $E= 195 \text{ GPa}$ , Coeficiente de Poisson  $\gamma =0.28$

$$C_P = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1-\gamma_1^2}{E_1} + \frac{1-\gamma_2^2}{E_2} \right)} \right]^{1/2}$$

$$C_P = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1-0.28^2}{195 \times 10^9} + \frac{1-0.28^2}{195 \times 10^9} \right)} \right]^{1/2}$$

$$C_P = 183508.48 \sqrt{P_a}$$

Los radios de curvatura instantáneos se los calcula con la fórmula  $r_i = r \text{ sen}\phi$  donde  $r$  es el radio primitivo del engrane.

$$r_1 = r \text{ sen}\phi \quad \text{Ec. 3.20}$$

$$r_1 = 28 \text{ mm sen}20$$

$$r_1 = 9.59 \text{ mm}$$

$$r_2 = r \text{ sen}\phi$$

$$r_2 = 42 \text{ mm sen}20$$

$$r_2 = 14.37 \text{ mm}$$

Para obtener el valor del factor dinámico se procede de igual manera que con el cálculo a flexión con la ecuación 3.16. Se usará un ancho de cara  $F=20$  mm.

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1}$$

$$K_v = \frac{6.1 + 2.93}{6.1}$$

$$K_v = 1.48$$

Ya obtenido todos los datos se calcula el esfuerzo a la compresión.

$$\sigma_c = -C_p \left[ \frac{K'_v W^t}{F \cos \phi} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c = -183508.48 \sqrt{P_a} \left[ \frac{1.48 \times 620.88 \text{ N}}{0.015 \text{ m} \cos 20} \left( \frac{1}{0.00959 \text{ m}} + \frac{1}{0.01437 \text{ m}} \right) \left[ \frac{1 \text{ N}}{\text{m}^2 \text{ P}} \right] \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c = -183508.48 \sqrt{P_a} \times 3287.26 \sqrt{P_a}$$

$$\sigma_c = -603.24 \text{ MPa}$$

Para el cálculo se utilizará el software AutoDesk Inventor Professional 2012, a continuación se presenta los datos y los resultados. La simulación partirá desde el engrane interno o corona hasta el piñón central, por motivos de software se realizaran los cálculos en dos etapas, una con el piñón central y los engranes satelitales, y la otra de los engranes satelitales al piñón central. Los parámetros y los resultados de la simulación se los puede observar desde la tabla 3.6 hasta la tabla 3.13

### 3.5.3 SIMULACIÓN

<b>Coefficiente de engranaje</b>	<b>i</b>	<b>0.3750 su</b>
<b>Coefficiente de engranaje deseado</b>	$i_{in}$	0.3750 su
<b>Módulo</b>	m	4.000 mm
<b>Ángulo de hélice</b>	$\beta$	0.0000 gr
<b>Ángulo de presión</b>	$\alpha$	20.0000 gr
<b>Distancia al centro</b>	$a_w$	70.000 mm
<b>Distancia al centro del producto</b>	a	70.000 mm
<b>Corrección unitaria total</b>	$\Sigma x$	0.0000 su
<b>Separación circular</b>	p	12.566 mm
<b>Separación circular base</b>	$p_{tb}$	11.809 mm
<b>Ángulo de presión de funcionamiento</b>	$\alpha_w$	20.0000 gr
<b>Coefficiente de contacto</b>	$\varepsilon$	1.5574 su
<b>Desviación límite del paralelismo entre ejes</b>	$f_x$	0.0110 mm
<b>Desviación límite del paralelismo entre ejes</b>	$f_y$	0.0055 mm

Tabla 3.6 Parámetros engranajes

## Engranajes

		Engranaje 1	Engranaje 2
<b>Tipo de modelo</b>		Componente	Sin modelo
<b>Número de dientes</b>	$z$	56 su	21 su
<b>Corrección unitaria</b>	$x$	0.0000 su	0.0000 su
<b>Diámetro de separación</b>	$d$	224.000 mm	84.000 mm
<b>Diámetro exterior</b>	$d_a$	217.600 mm	90.400 mm
<b>Diámetro raíz</b>	$d_f$	232.400 mm	75.600 mm
<b>Diámetro de círculo base</b>	$d_b$	210.491 mm	78.934 mm
<b>Diámetro de separación de trabajo</b>	$d_w$	224.000 mm	84.000 mm
<b>Anchura de cara</b>	$b$	15.000 mm	15.000 mm
<b>Coefficiente de anchura de cara</b>	$b_r$	0.0670 su	0.1786 su
<b>Altura de cabeza del diente</b>	$a^*$	0.8000 su	0.8000 su
<b>Juego</b>	$c^*$	0.2500 su	0.2500 su
<b>Empalme raíz</b>	$r_f^*$	0.3335 su	0.3335 su
<b>Grosor de diente</b>	$s$	6.283 mm	6.283 mm
<b>Grosor de diente tangencial</b>	$s_t$	6.283 mm	6.283 mm
<b>Grosor de diente sobre cuerda</b>	$t_c$	5.548 mm	5.548 mm
<b>Altura de cabeza de diente sobre cuerda</b>	$a_c$	2.190 mm	2.190 mm
<b>Cota sobre cuerda</b>	$W$	79.893 mm	30.698 mm
<b>Dientes de cota sobre cuerda</b>	$z_w$	7.000 su	3.000 su
<b>Cota sobre (entre) conductores</b>	$M$	213.589 mm	93.871 mm
<b>Diámetro de conductor</b>	$d_M$	7.000 mm	7.000 mm
<b>Desviación límite del ángulo de hélice</b>	$F_\beta$	0.0110 mm	0.0110 mm
<b>Oscilación circunferencial radial límite</b>	$F_r$	0.0290 mm	0.0220 mm
<b>Desviación límite de la separación axial</b>	$f_{pt}$	0.0100 mm	0.0090 mm
<b>Desviación límite de la separación básica</b>	$f_{pb}$	0.0095 mm	0.0085 mm
<b>Número virtual de dientes</b>	$z_v$	56.000 su	21.000 su
<b>Diámetro de separación virtual</b>	$d_n$	224.000 mm	84.000 mm
<b>Diámetro exterior virtual</b>	$d_{an}$	217.600 mm	90.400 mm
<b>Diámetro de círculo base virtual</b>	$d_{bn}$	210.491 mm	78.934 mm

<b>Corrección unitaria sin conicidad</b>	$x_z$		0.2372 su
<b>Corrección unitaria sin entalladura</b>	$x_p$		-0.3977 su
<b>Corrección unitaria con entalladura admitida</b>	$x_d$		-0.5361 su
<b>Truncamiento cabeza diente</b>	k	0.0000 su	0.0000 su
<b>Unidad de grosor del diente exterior</b>	$s_a$	0.7367 su	0.9179 su
<b>Ángulo de presión en la punta</b>	$\alpha_a$	14.6858 gr	29.1714 gr

Tabla 3.7 Parámetros engranajes.

## Cargas

		<b>Engranaje 1</b>	<b>Engranaje 2</b>
<b>Potencia</b>	P	1.100 kW	1.078 kW
<b>Velocidad</b>	n	200.00 rpm	533.33 rpm
<b>Par de torsión</b>	T	52.52 N m	10.300 N m
<b>Eficiencia</b>	$\eta$	0.980 su	
<b>Fuerza radial</b>	$F_r$	144.923 N	
<b>Fuerza tangencial</b>	$F_t$	398.172 N	
<b>Fuerza axial</b>	$F_a$	0.000 N	
<b>Fuerza normal</b>	$F_n$	423.725 N	
<b>Velocidad circunferencial</b>	v	2.346 mps	
<b>Velocidad de resonancia</b>	$n_{E1}$	5163.916 rpm	

Tabla 3.8 Cargas Aplicadas.

## Material

		<b>Engranaje 1</b>	<b>Engranaje 2</b>
		A322-4340	A322-4340
<b>Resistencia máxima a tracción</b>	$S_u$	965 MPa	965 MPa
<b>Límite de elasticidad</b>	$S_y$	750 MPa	750 MPa
<b>Módulo de elasticidad</b>	E	206000 MPa	206000 MPa
<b>Coefficiente de Poisson</b>	$\mu$	0.300 su	0.300 su
<b>Tensión de plegado admitida</b>	$s_{at}$	345.0 MPa	345.0 MPa

<b>Tensión de contacto admitida</b>	$S_{ac}$	1310.0 MPa	1310.0 MPa
<b>Dureza de postizo de diente</b>	JHV	210 su	210 su
<b>Tipo de tratamiento</b>	tipo	4 su	4 su

Tabla 3.9 Propiedades del material.

### Cálculo de resistencia

#### Factores de carga adicional

<b>Factor de sobrecarga</b>	$K_0$	<b>1.500 su</b>	
<b>Factor dinámico</b>	$K_v$	1.054 su	
<b>Factor de tamaño</b>	$K_s$	1.000 su	1.000 su
<b>Factor de fiabilidad</b>	$K_R$	1.000 su	
<b>Factor de temperatura</b>	$k_t$	1.000 su	
<b>Factor de distribución de carga</b>	$K_m$	1.161 su	1.161 su
<b>Factor de corrección de plomo</b>	$C_{mc}$	1.000 su	1.000 su
<b>Factor de corrección de alineación de malla</b>	$C_e$	1.000 su	
<b>Modificador de proporción de piñón</b>	$C_{pm}$	1.000 su	
<b>Factor de alineación de malla</b>	$C_{ma}$	Unidades de engranaje comerciales (0.1363)	encerrado

Tabla 3.10 Factores de carga.

#### Factores de contacto

<b>Factor de condición de superficie</b>	$C_f$	<b>1.667 su</b>	<b>1.667 su</b>
<b>Factor de ciclo de tensión</b>	$Z_N$	0.795 su	0.753 su
<b>Factor de coeficiente de dureza</b>	$C_H$	0.950 su	0.950 su
<b>Factor de elasticidad</b>	$C_p$	2285.933 su	
<b>Factor de geometría</b>	I	0.163 su	

Tabla 3.11 Factores de Contacto.



## Factores de plegado

<b>Factor de carga inversa</b>	$Y_a$	<b>1.000 su</b>	<b>1.000 su</b>
<b>Factor de grosor del anillo</b>	$K_B$	1.000 su	1.000 su
<b>Factor de ciclo de tensión</b>	$Y_N$	0.876 su	0.849 su
<b>Factor de geometría</b>	J	0.060 su	0.137 su

Tabla 3.12 Factores de plegado.

## Resultados

<b>Coefficiente de seguridad contra corrosión</b>	$k_f$	<b>2.141 su</b>	<b>2.027 su</b>
<b>Coef. seguridad contra rotura de diente</b>	$k_n$	1.483 su	3.298 su
<b>Comprobar cálculo</b>		Positivo	

Tabla 3.13 Resultados de la simulación.

## Resumen de mensajes

Diseño: El número de dientes es conmensurable: se toman muestras de los mismos dientes con relativa regularidad.

Diseño: Engranaje 2: Corrección unitaria ( $x$ ) es menor que Corrección unitaria sin conicidad ( $x_z$ ).

Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

Ahora se realizarán los cálculos para los engranajes satelitales y el piñón central. Se debe tomar en cuenta que la velocidad de salida debe ser 1000 rpm, por lo tanto la velocidad de los engranes satelitales aumenta por la traslación. En las tablas 3.14 hasta la 3.20 se pueden ver los detalles y resultados de la simulación.

## Engranajes

		<b>Engranaje 1</b>	<b>Engranaje 2</b>
<b>Tipo de modelo</b>		Componente	Componente
<b>Número de dientes</b>	$z$	21 su	14 su
<b>Corrección unitaria</b>	$x$	0.0000 su	0.0000 su
<b>Diámetro de separación</b>	$d$	84.000 mm	56.000 mm
<b>Diámetro exterior</b>	$d_a$	90.400 mm	62.400 mm
<b>Diámetro raíz</b>	$d_f$	75.600 mm	47.600 mm
<b>Diámetro de círculo base</b>	$d_b$	78.934 mm	52.623 mm
<b>Diámetro de separación de trabajo</b>	$d_w$	84.000 mm	56.000 mm
<b>Anchura de cara</b>	$b$	15.000 mm	15.000 mm
<b>Coefficiente de anchura de cara</b>	$b_r$	0.1786 su	0.2679 su
<b>Altura de cabeza del diente</b>	$a^*$	0.8000 su	0.8000 su
<b>Juego</b>	$c^*$	0.2500 su	0.2500 su
<b>Empalme raíz</b>	$r_f^*$	0.3335 su	0.3335 su
<b>Grosor de diente</b>	$s$	6.283 mm	6.283 mm
<b>Grosor de diente tangencial</b>	$s_t$	6.283 mm	6.283 mm
<b>Grosor de diente sobre cuerda</b>	$t_c$	5.548 mm	5.548 mm
<b>Altura de cabeza de diente sobre cuerda</b>	$a_c$	2.190 mm	2.190 mm
<b>Cota sobre cuerda</b>	$W$	30.698 mm	18.497 mm
<b>Dientes de cota sobre cuerda</b>	$z_w$	3.000 su	2.000 su
<b>Cota sobre (entre) conductores</b>	$M$	93.628 mm	65.391 mm
<b>Diámetro de conductor</b>	$d_M$	7.000 mm	7.000 mm
<b>Desviación límite del ángulo de hélice</b>	$F_\beta$	0.0110 mm	0.0110 mm
<b>Oscilación circunferencial radial límite</b>	$F_r$	0.0220 mm	0.0220 mm
<b>Desviación límite de la separación axial</b>	$f_{pt}$	0.0090 mm	0.0090 mm
<b>Desviación límite de la separación básica</b>	$f_{pb}$	0.0085 mm	0.0085 mm
<b>Número virtual de dientes</b>	$z_v$	21.000 su	14.000 su
<b>Diámetro de separación virtual</b>	$d_n$	84.000 mm	56.000 mm
<b>Diámetro exterior virtual</b>	$d_{an}$	90.400 mm	62.400 mm
<b>Diámetro de círculo base virtual</b>	$d_{bn}$	78.934 mm	52.623 mm

<b>Corrección unitaria sin conicidad</b>	$x_z$	0.2372 su	0.4619 su
<b>Corrección unitaria sin entalladura</b>	$x_p$	-0.3977 su	0.0117 su
<b>Corrección unitaria con entalladura admitida</b>	$x_d$	-0.5361 su	-0.1267 su
<b>Truncamiento cabeza diente</b>	$k$	0.0000 su	0.0000 su
<b>Unidad de grosor del diente exterior</b>	$s_a$	0.9179 su	0.8924 su
<b>Ángulo de presión en la punta</b>	$\alpha_a$	29.1714 gr	32.5083 gr

Tabla 3.14 Parámetros engranajes

## Cargas

		<b>Engranaje 1</b>	<b>Engranaje 2</b>
<b>Potencia</b>	P	1.078 kW	1.056 kW
<b>Velocidad</b>	n	666.67 rpm	1000.00 rpm
<b>Par de torsión</b>	T	15.441 N m	10.084 N m
<b>Eficiencia</b>	$\eta$	0.980 su	
<b>Fuerza radial</b>	$F_r$	113.645 N	
<b>Fuerza tangencial</b>	$F_t$	312.238 N	
<b>Fuerza axial</b>	$F_a$	0.000 N	
<b>Fuerza normal</b>	$F_n$	332.277 N	
<b>Velocidad circunferencial</b>	v	2.932 mps	
<b>Velocidad de resonancia</b>	$n_{E1}$	21326.381 rpm	

Tabla 3.15 Cargas.

## Material

		<b>Engranaje 1</b>	<b>Engranaje 2</b>
		A322-4340	A322-4340
<b>Resistencia máxima a tracción</b>	$S_u$	880 MPa	880 MPa
<b>Límite de elasticidad</b>	$S_y$	635 MPa	635 MPa
<b>Módulo de elasticidad</b>	E	206000 MPa	206000 MPa
<b>Coefficiente de Poisson</b>	$\mu$	0.300 su	0.300 su
<b>Tensión de plegado admitida</b>	$s_{at}$	448.0 MPa	448.0 MPa
<b>Tensión de contacto admitida</b>	$s_{ac}$	1410.0 MPa	1410.0 MPa

<b>Dureza de postizo de diente</b>	JHV	210 su	210 su
<b>Tipo de tratamiento</b>	tipo	4 su	4 su

Tabla 3.16 Propiedades del Material.

### Cálculo de resistencia

#### Factores de carga adicional

<b>Factor de sobrecarga</b>	$K_0$	<b>1.500 su</b>	
<b>Factor dinámico</b>	$K_v$	1.060 su	
<b>Factor de tamaño</b>	$K_s$	1.000 su	1.000 su
<b>Factor de fiabilidad</b>	$K_R$	1.000 su	
<b>Factor de temperatura</b>	$k_t$	1.000 su	
<b>Factor de distribución de carga</b>	$K_m$	1.161 su	1.161 su
<b>Factor de corrección de plomo</b>	$C_{mc}$	1.000 su	1.000 su
<b>Factor de corrección de alineación de malla</b>	$C_e$	1.000 su	
<b>Modificador de proporción de piñón</b>	$C_{pm}$	1.000 su	
<b>Factor de alineación de malla</b>	$C_{ma}$	Unidades de engranaje encerrado comerciales (0.1363)	

Tabla 3.17 Factores de carga adicional

#### Factores de contacto

<b>Factor de condición de superficie</b>	$C_f$	<b>1.667 su</b>	<b>1.667 su</b>
<b>Factor de ciclo de tensión</b>	$Z_N$	0.743 su	0.727 su
<b>Factor de coeficiente de dureza</b>	$C_H$	0.950 su	0.950 su
<b>Factor de elasticidad</b>	$C_p$	2285.933 su	
<b>Factor de geometría</b>	$I$	0.066 su	

Tabla 3.18 Factores de contacto

### Factores de plegado

<b>Factor de carga inversa</b>	$Y_a$	<b>1.000 su</b>	<b>1.000 su</b>
<b>Factor de grosor del anillo</b>	$K_B$	1.000 su	1.000 su
<b>Factor de ciclo de tensión</b>	$Y_N$	0.843 su	0.832 su
<b>Factor de geometría</b>	J	0.430 su	0.446 su

Tabla 3.19 Factores de plegado

### Resultados

<b>Coefficiente de seguridad contra corrosión</b>	$k_f$	<b>1.260 su</b>	<b>1.231 su</b>
<b>Coef. seguridad contra rotura de diente</b>	$k_n$	16.896 su	17.304 su
<b>Comprobar cálculo</b>		<b>Positivo</b>	

Tabla 3.20 Resultados

### Resumen de mensajes

Diseño: Engranaje 1: Corrección unitaria ( $x$ ) es menor que Corrección unitaria sin conicidad ( $x_z$ ).

Diseño: El número de dientes es conmensurable: se toman muestras de los mismos dientes con relativa regularidad.

Diseño: Engranaje 2: Corrección unitaria ( $x$ ) es menor que Corrección unitaria sin entalladura ( $x_p$ ).

Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

### 3.6 FRENO ELECTROMAGNETICO

Debido a la alta variación de la velocidad del viento, y que el generador eólico va diseñado captar la energía del viento en una forma máxima hasta los 12.56 m/s. Superada esta velocidad de viento es necesario frenar el giro del eje, para proteger de una sobrecarga al alternador.

Este freno se activara al momento que exista una considerable elevación de la temperatura de trabajo del alternador.

Se tomará como referencia de la velocidad de viento máxima a 20 m/s, según anexo 3.2, proporcionada por el Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología.

Para conocer la velocidad de giro y la cantidad de energía captada por el generador a esta velocidad usaremos las ecuaciones 3.4 y 3.6.

$$Pm = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^3$$

$$Pm = \frac{1}{2} 0.30 \times 0.9355 \times (1.2 \times 2.4) \cdot 20^3$$

$$Pm = \frac{1}{2} 0.30 \times 0.9355 \times (1.2 \times 2.4) \cdot 20^3$$

$$Pm = 3.23 \text{ kW}$$

$$n = \frac{60 \times \gamma \times v}{\pi \times D}$$

$$n = \frac{60 \times 1 \times 20}{\pi \times 1.2}$$

$$n = \frac{60 \times 1 \times 20}{\pi \times 1.2}$$

$$n = 318.31 \text{ rpm}$$

El freno electromagnético a seleccionar tiene una capacidad de frenado máxima, expresado en Torque. El torque presente se lo puede determinar mediante la siguiente ecuación.

$$Pot = \frac{\pi.T.N}{30} \quad \text{Ec. 3.21}$$

Dónde: Pot    Potencia (W)  
T        Torque (N.m)  
N        Velocidad Angular (rpm)

$$T = \frac{30Pot}{\pi.N}$$

$$T = \frac{30 \times 3270 W}{\pi.200}$$

$$T = 156.13 N.m$$

El freno electromagnético que se usará se encuentra en el anexo 3.10, se ha escogido el freno de la serie 463, por ser más compacto que los anteriores, el size 08 por tener un torque de frenado (120 N.m), ya que no es necesario frenar completamente al eje, si no que pierda potencia para no sobrecargar al alternador.

Para un soporte del freno, se usará un rodamiento de bolas de contacto angular

### 3.7 ACOUPLE

En el diseño del eje principal el cálculo nos indica que se necesita un diámetro de 3 pulgadas, en general debido a la deflexión máxima permitida, más que a las cargas presentes. Por estos motivos y que el freno presenta un diámetro máximo de 50 mm se ha decidido usar un acople rígido para el eje, para reducir el diámetro del eje de 3 pulgadas (76.2 mm). En el anexo 3.9 se encuentra las dimensiones y propiedades del acople seleccionado.

### 3.8 EJE DE CAJA MULTIPLICADORA

Luego del freno electromagnético de debe diseñar un eje que conecte el este con el sistema de engranajes planetario, al igual que uno que conecte este último con el alternador. Estos ejes son más sencillos, ya que presenta soportes en los extremos.

No se necesita una distancia considerable de eje. Se realizarán los cálculos para el segundo eje, ya que es el más crítico y tiene una velocidad de trabajo mayor.

Para el diseño, se supondrá que la velocidad de giro máxima ha sido superada y el freno se ha activado, el alternador continuo su funcionamiento generando un torque que debe ser soportado por el eje, para que no sufra ningún daño el sistema. Este sería un caso de torsión. Como hemos visto anteriormente el alternador trabaja a una revolución máxima de 1000 rpm. El torque transferido a esa velocidad sin considerar perdidas es  $446.16 \text{ KN} \cdot \text{mm}$

Se utilizara la fórmula de torsión simple y utilizaremos acero de transmisión

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{\pi r^3}$$

Dónde:       $\tau$  Esfuerzo real  
                  T Torque  
                  r radio exterior

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{\pi r^3}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T}{\pi \cdot \tau}}$$

Considerando que  $\tau = 0.3 \sigma_F = 70.5 \text{ N/mm}^2$



$$r = \sqrt[3]{\frac{2 \times 446.16 \text{ KN}\cdot\text{mm}}{\pi \cdot 70.5 \text{ N/mm}^2}}$$

$$r = \sqrt[3]{4028.86}$$

$$r = 15.9 \text{ mm}$$

Para el eje este eje se utilizará rodamientos rígidos de bolas de una hilera. Observando en el anexo 3.7 se puede percatar que no hay rodamientos con un diámetro interior de 32 mm por lo tanto usaremos un eje de 35 mm de diámetro. En el anexo 3.8 encontraremos las propiedades y dimensiones del rodamiento a usar.

### 3.9 ALTERNADOR

Para generar corriente eléctrica, se utilizará un generador de corriente alterna de imanes permanentes, se usará el modelo ATR40. El catalogo se encuentra en los anexos 3.12.

El alternador presenta una generación eficiente a 300 rpm, para determinar la velocidad de viento a la cual tenemos esa velocidad, se usará la ecuación 3.6.

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times \gamma}$$

$$v = \frac{\pi \times 1.2 \times 60}{60 \times 1}$$

$$v = 3.77 \text{ m/s}$$

### 3.10 RECTIFICADOR

El eje al estar impulsado por un viento continuamente variante en velocidad, tampoco presenta una velocidad de giro constante, por lo tanto la corriente eléctrica no presenta una frecuencia constante.

Al tener la intención de conectar el generador eólico a la red de distribución de la energía eléctrica, esta debe estar a 110 V y 60 Hz. Para conseguir esto, la corriente que se obtiene del alternador debe ser llevada a esta frecuencia con la ayuda del inversor.

Como podemos ver en el catálogo del inversor, este tiene una tensión de entrada máxima de 60 V en Corriente continua y el generador nos entrega de 48 a 400 V en Corriente alterna, lo que nos indica que se debe usar un rectificador de corriente.

La corriente que sale del alternador no es consistente tanto en frecuencia e intensidad. Para conectar a la red, esta debe ser de 110 V y una frecuencia de 60 Hz. El rectificador cambiara la corriente alterna del alternador a corriente continua cc.

El rectificador también protege de posibles sobrecargas al inversor. Los datos técnicos del rectificador se los puede ver en el anexo 3.12

### 3.11 INVERSOR

El inversor a utilizar es de la misma marca del rectificador, estos 2 trabajan en conjunto para convertir la corriente alterna inestable que brinda el alternador a corriente alterna con parámetros definidos 110v y 60Hz.

El inversor tiene una capacidad máxima de 1240 W, capacidad suficiente para la inversión que se necesita realizar en el proyecto. Los datos técnicos del inversor están en el anexo 3.14.

## 3.12 CÁLCULOS

### 3.12.1 PALA DE LA HÉLICE

Para la simulación se usará el programa Inventor Professional 2012, se usará la pala sin el componente de sujeción entre palas para facilitar el diseño. En la figura 3.8 se puede observar el modelo 3D de la pala.

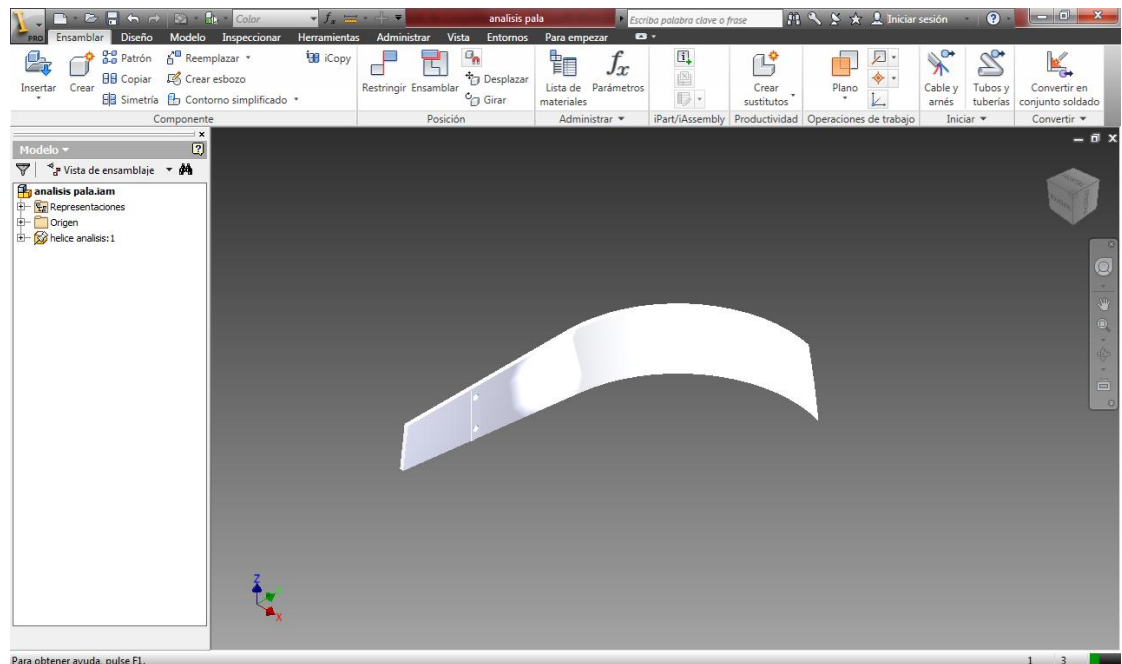


Fig. 3.8 Modelo 3D de Pala

Tomando en cuenta la ecuación 3.9 se calculará la fuerza que ejerce el viento para una sola pala, en el sentido del giro, debido a que en este caso, la fuerza de arrastre es mayor.

$$\text{Fuerza de arrastre: } F_{arr} = \frac{1}{2} \rho S (v + u)^2 \quad \text{Ec. 3.22}$$

Como se calculó anteriormente para una velocidad de viento de 20 m/s, el viento tiene una velocidad periférica de 6.4 m/s. En las tablas 3.21 a la 3.23 se muestran los resultados de la simulación.

$$F_{arr} = \frac{1}{2} 0.9355 (0.60 \times 0.10) (20 + 6.4)^2$$

$$F_{arr} = \frac{1}{2} 0.9355 (0.06) (26.4)^2$$

$$F_{arr} = 19,56 \text{ N}$$

Propiedades físicas (Ver tabla 3.21)

Masa	1.48592 kg
Área	177672 mm <sup>2</sup>
Volumen	660409 mm <sup>3</sup>
Centro de gravedad	x=-71.6652 mm y=161.048 mm z=-49.9952 mm

Tabla 3.21 Propiedades Físicas de la pala

Material (Ver tabla 3.22)

Nombre	Fibra de Vidrio	
General	Densidad de masa	2.25 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	3000 MPa
	Resistencia máxima a tracción	3400 MPa
Tensión	Módulo de Young	75 GPa
	Coficiente de Poisson	0.19 su
	Módulo cortante	31.5126 GPa
Tensión térmica	Coficiente de expansión	0.0000075 su/c
	Conductividad térmica	1.38 W/( m K )
	Calor específico	0.75 J/( kg c )
Nombre de pieza	Pala	

Tabla 3.22 Propiedades del material de pala

### 3.12.1.1 CARGAS

Fuerza:  $F = -19.560i$ . (fig. 3.9)

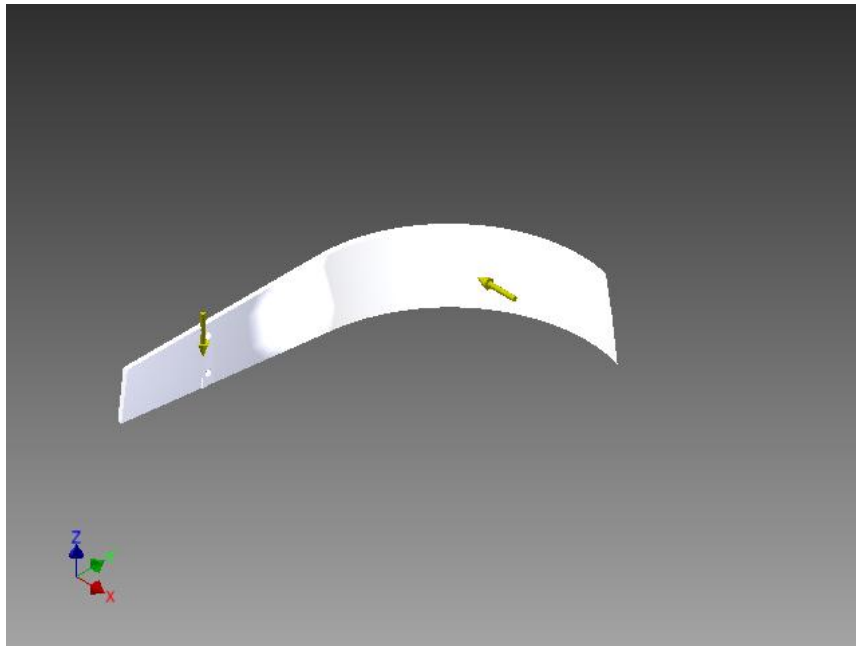


Fig. 3.9 Fuerzas ejercidas en la Pala

Restricción fija: 1 (fig. 3.10)

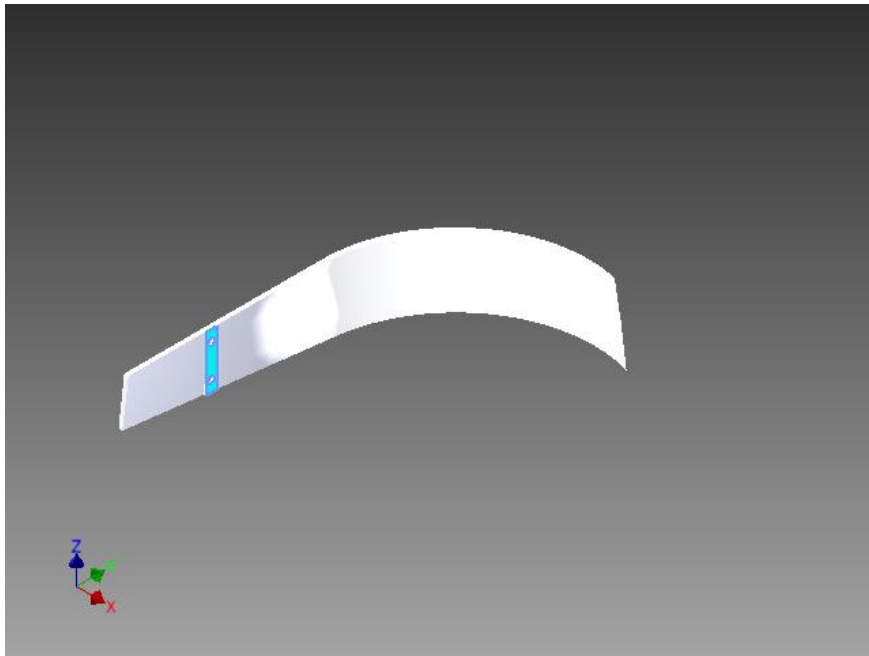


Fig. 3.10 Apoyos o Restricciones de la Pala

### 3.12.1.2 RESULTADOS

Fuerza y pares de reacción en restricciones (Ver tabla 3.23)

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción fija:2	24.3762 N	19.56 N	7.79719 N m	3.13955 N m
		0 N		-0.810554 N m
		14.5466 N		-7.091 N m

Tabla 3.23 Resultados simulación de la Pala

### 3.12.1.3 FIGURAS

Análisis de Desplazamiento (fig. 3.11)

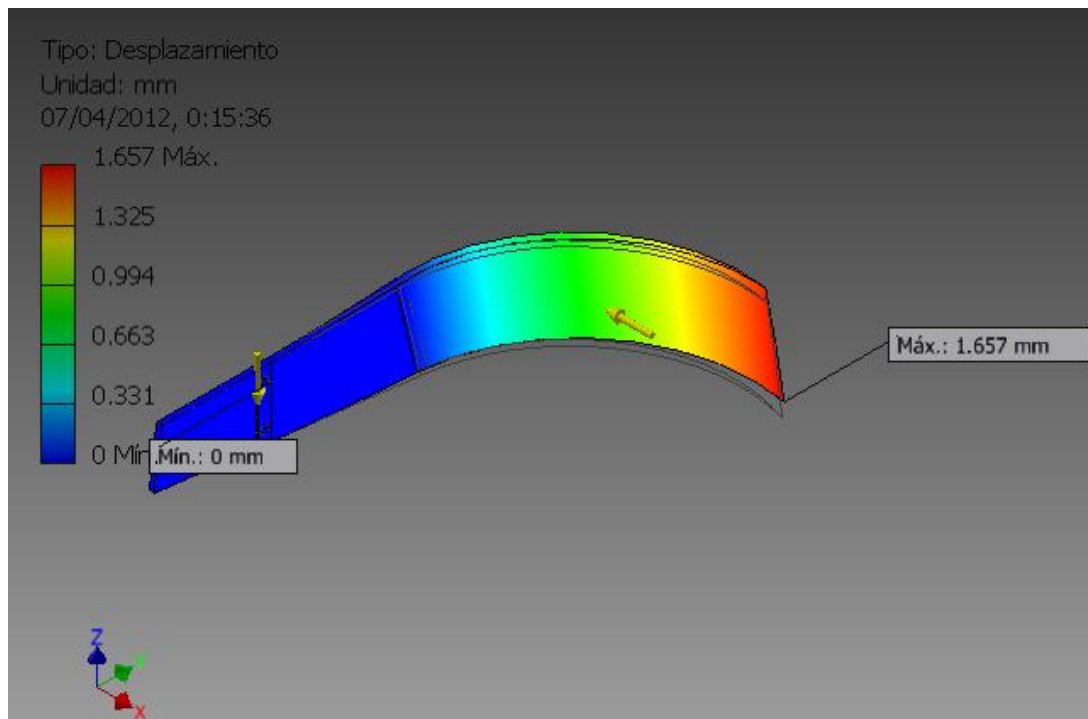


Fig. 3.11 Análisis de Desplazamiento de la Pala

Análisis Coeficiente de seguridad (fig. 3.12)

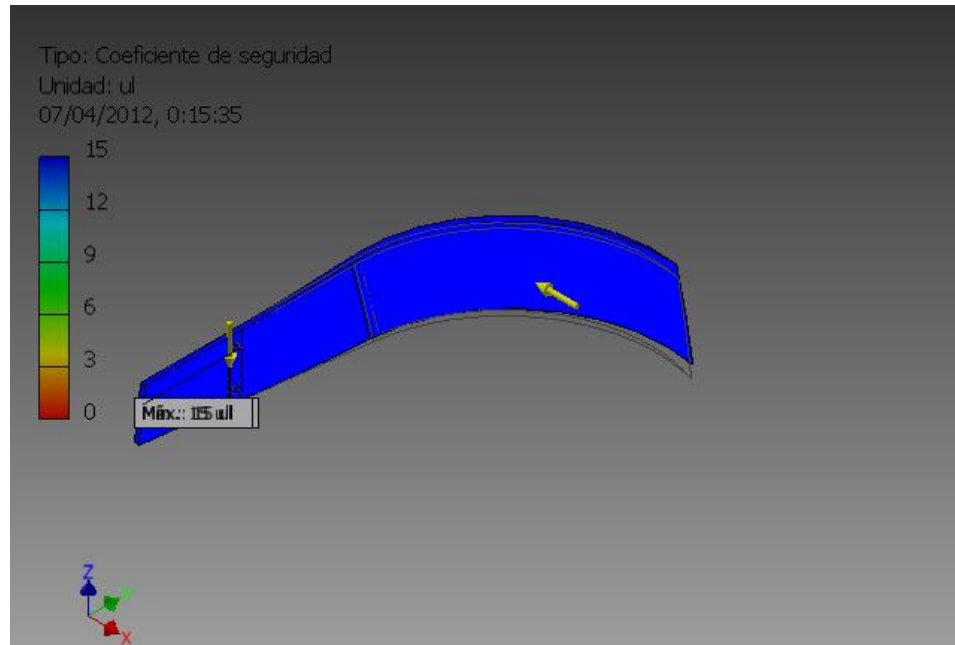


Fig. 3.12 Análisis del Coeficiente de Seguridad en la Pala

### 3.12.2 ACOPLA PALA

En la figura 3.13 se observa el modelo 3D del Acople de Pala.

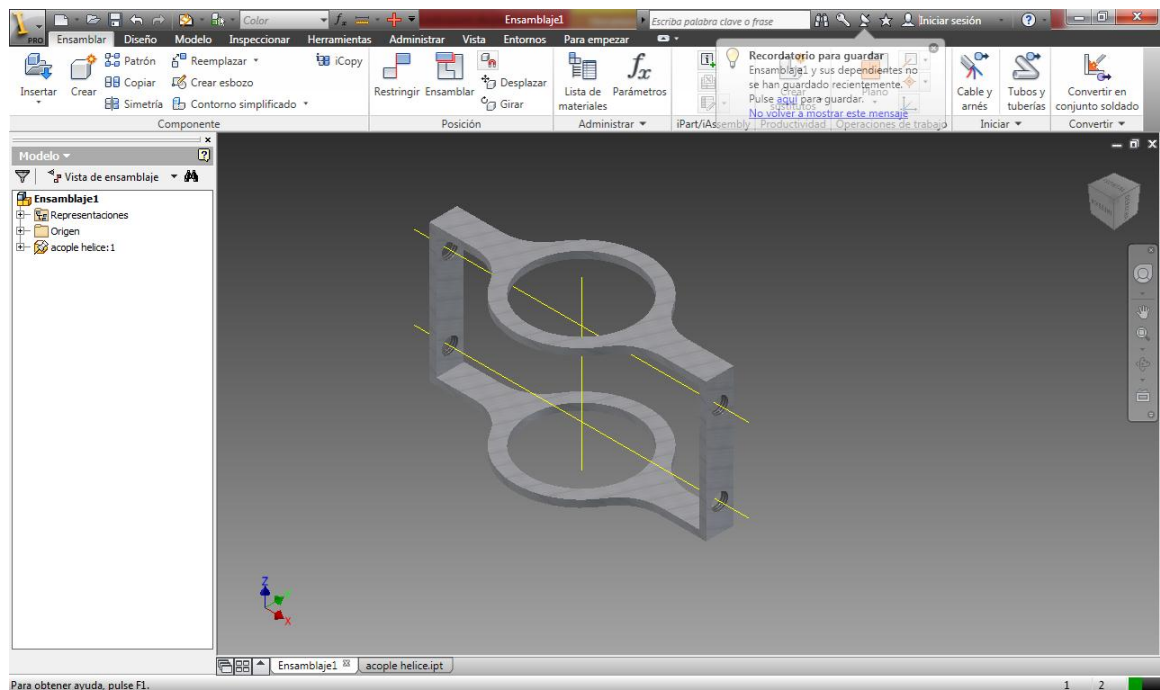


Fig. 3.13 Modelo 3D del Acople de Pala

**Propiedades físicas** (Ver tabla 3.24)

Masa	0.519477 kg
Área	35961.6 mm <sup>2</sup>
Volumen	66175.5 mm <sup>3</sup>
Centro de gravedad	x=0 mm y=0 mm z=50 mm

Tabla 3.24 Propiedades Físicas del Acople de Pala

**Material** (Ver tabla 3.25)

Nombre	Acero	
General	Densidad de masa	7.85 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	210 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.3 su
	Módulo cortante	80.7692 GPa
Tensión térmica	Coefficiente de expansión	0.000012 su/c
	Conductividad térmica	56 W/( m K )
	Calor específico	460 J/( kg c )
Nombre(s) de pieza	acople hélice	

Tabla 3.25 Propiedades del material del Acople de Pala



### 3.12.2.1 CARGAS

Las cargas que se aplican son las reacciones del soporte de la pala, solo se aplicará las cargas en un lado del acople, debido a que al otro lado existen cargas menores.

Se debe tener en cuentas que las cargas aplicadas son las mayores posibles, y que no son iguales en todos los acoples. Debido a esto, no se utilizarán las reacciones para el cálculo del eje.

Otro factor importante es que de las reacciones de los soportes, solo se tomará en cuenta el mayor que es el momento que es el momento flexionante.

Las reacciones en las 2 perforaciones roscadas, son las mismas, se reparte las reacciones de la pala equitativamente. (fig. 3.14)

Fuerza 1 y 2:  $-9.780i-7.275k$  N      Momento:  $-3139.550i+810.554j+7091.000$  N mm

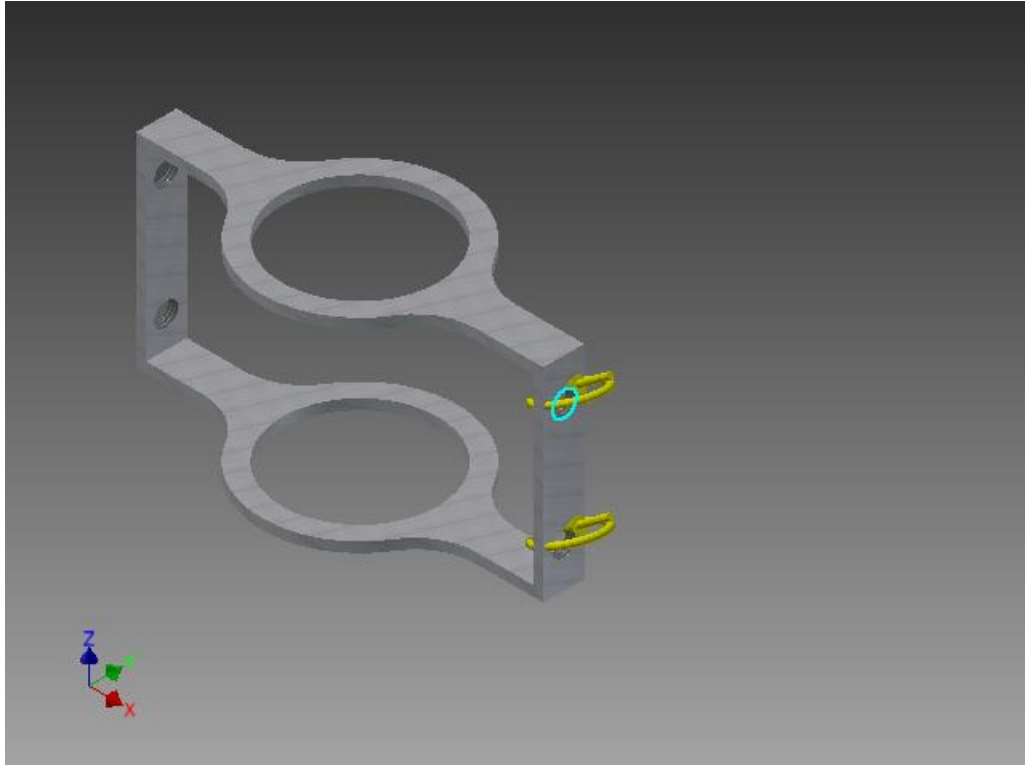


Fig. 3.14 Fuerzas ejercidas en el Acople de Pala

### 3.12.2.2 RESULTADOS

Fuerza y pares de reacción en restricciones (Ver tabla 3.26)

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción de pasador:1	56.8306 N	-8.34711 N	11.6946 N m	-0.416437 N m
		-56.0439 N		-0.410328 N m
		4.37274 N		-11.6799 N m
Restricción de pasador:2	63.4195 N	27.997 N	1.34811 N m	0.607604 N m
		56.0037 N		-0.764013 N m
		10.0893 N		-0.929794 N m

Tabla 3.26 Resultados simulación del Acople de Pala

### 3.12.2.3 FIGURAS

Análisis de Desplazamiento (fig. 3.15)

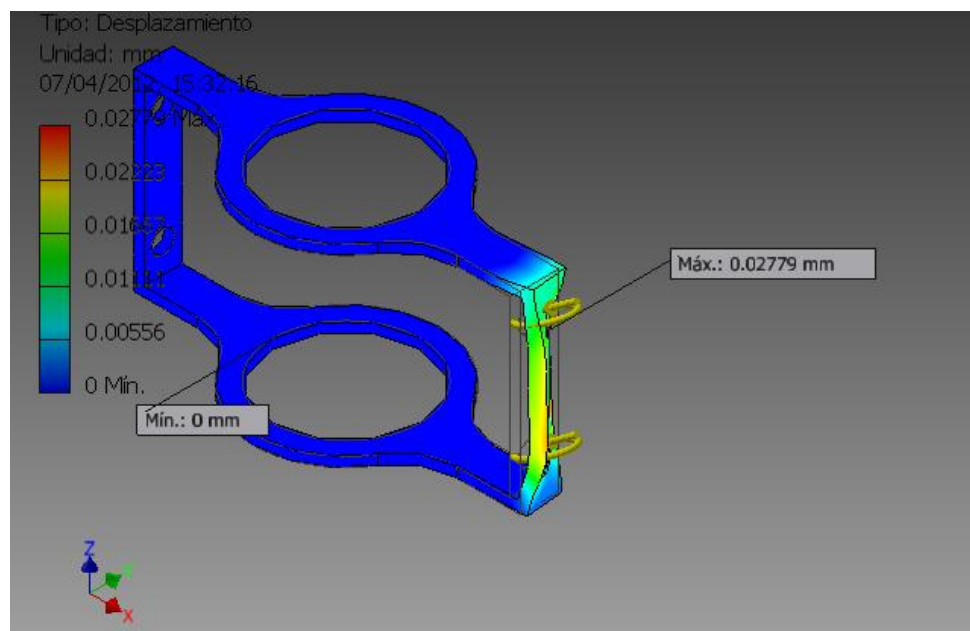


Fig. 3.15 Análisis de Desplazamiento en el Acople Pala

### Análisis Coeficiente de seguridad (fig. 3.16)

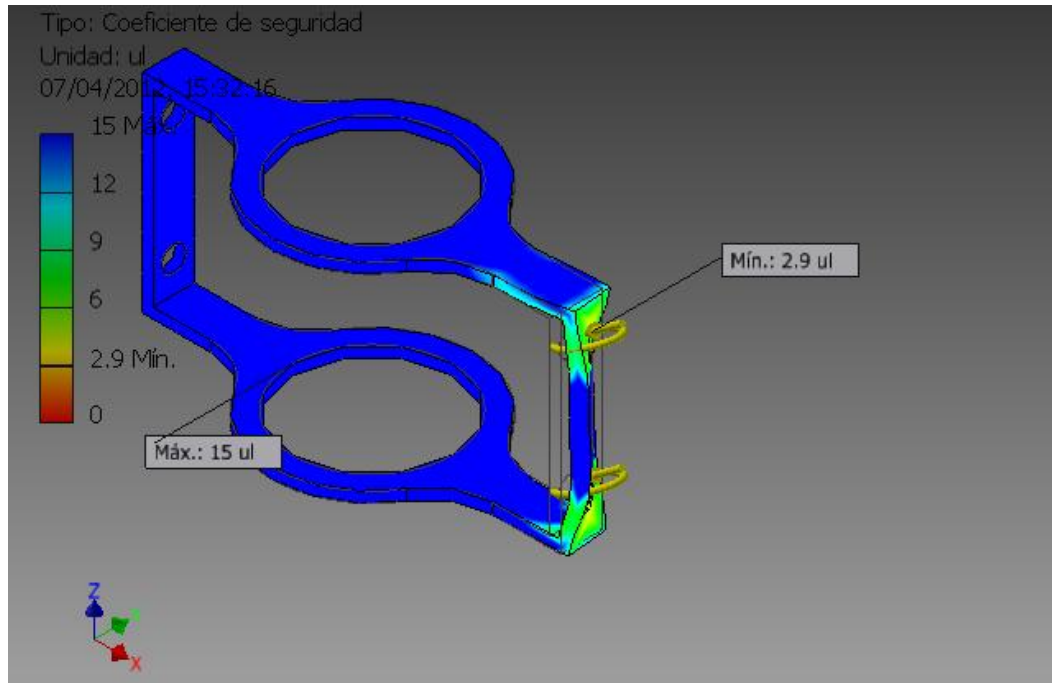


Fig. 3.16 Análisis del Coeficiente de Seguridad en el Acople Pala

### 3.12.3 EJE HÉLICE

Debido a los diversos dispositivos acoplados al eje principal, se cambia la disposición y el número de los apoyos. Para los cálculos se necesita primero saber las reacciones en los soportes del eje.

Por motivos de simulación se la realizará sin acople, se asumirá como que fuera un solo eje. (fig. 3.17)

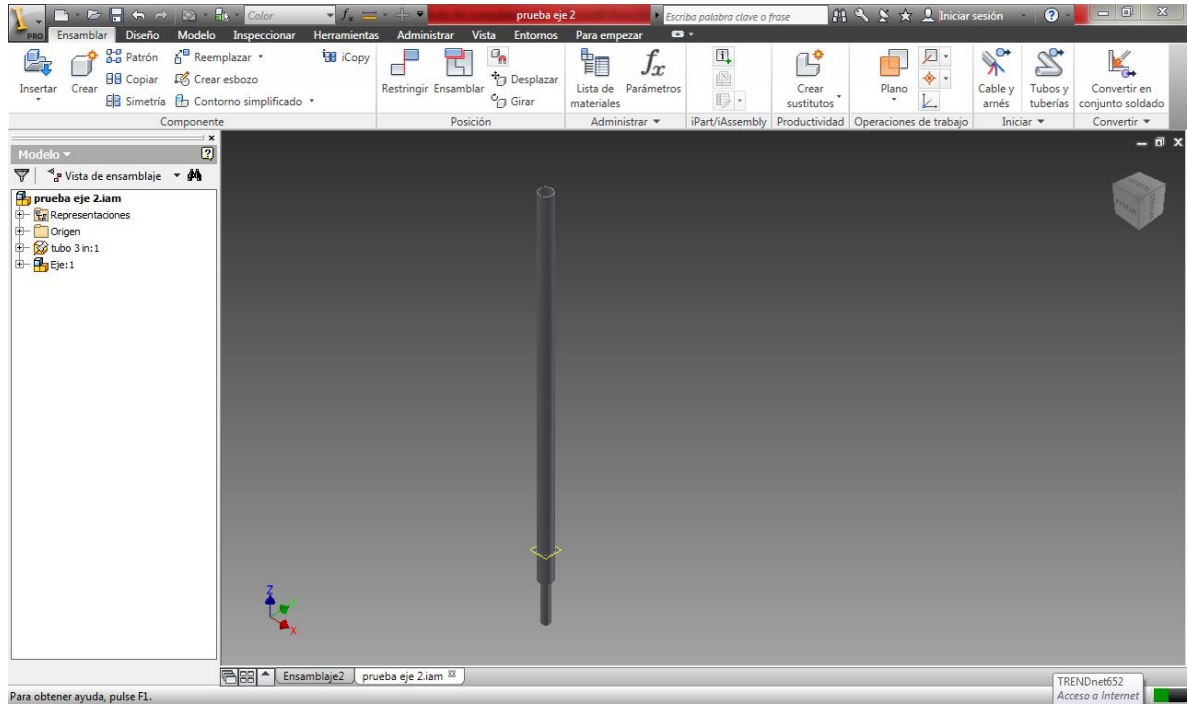


Fig. 3.17 Modelo 3D del Eje de la Hélice.

### Propiedades físicas (Ver tabla 3.27)

Masa	29.9446 kg
Área	1253930 mm <sup>2</sup>
Volumen	3809750 mm <sup>3</sup>
Centro de gravedad	x=0 mm y=0 mm z=955.288 mm

Tabla 3.27 Propiedades Físicas del Eje de la Hélice.

### Material (Ver tabla 3.28)

Nombre	Acero AISI 1018	
General	Densidad de masa	7.86 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	235 MPa

	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	220 GPa
	Coeficiente de Poisson	0.275 su
	Módulo cortante	86.2745 GPa
Tensión térmica	Coeficiente de expansión	0.000012 su/c
	Conductividad térmica	56 W/( m K )
	Calor específico	460 J/( kg c )
Nombre(s) de pieza	Eje	

Tabla 3.28 Propiedades del material del Eje de la Hélice.

### 3.12.3.1 CARGAS

La Carga aplicada (fig. 3.18) constituye en el peso (tabla 3.29) de los elementos que son soportados por el eje y la carga que ejerce el viento sobre el eje.

Componente	Cantidad	Material	Volumen mm <sup>3</sup>	Peso Aproximado Kg
Pala	48	Fibra de Vidrio	660409.479	71.04
Acople Pala	24		128611.85	12.456
M12x16	96			2.592
			TOTAL	86.088

Tabla 3.29 Peso soportado por el eje de la hélice.

La masa total que suman los componentes que el eje deberá soportar es de 86.088 Kg.

$$P = m \cdot g$$

$$P = 86.088 \text{ Kg} \cdot 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$P = 843.66 \text{ N}$$

Fuerza1: -843.660k N

Fuerza2: -889.000j N

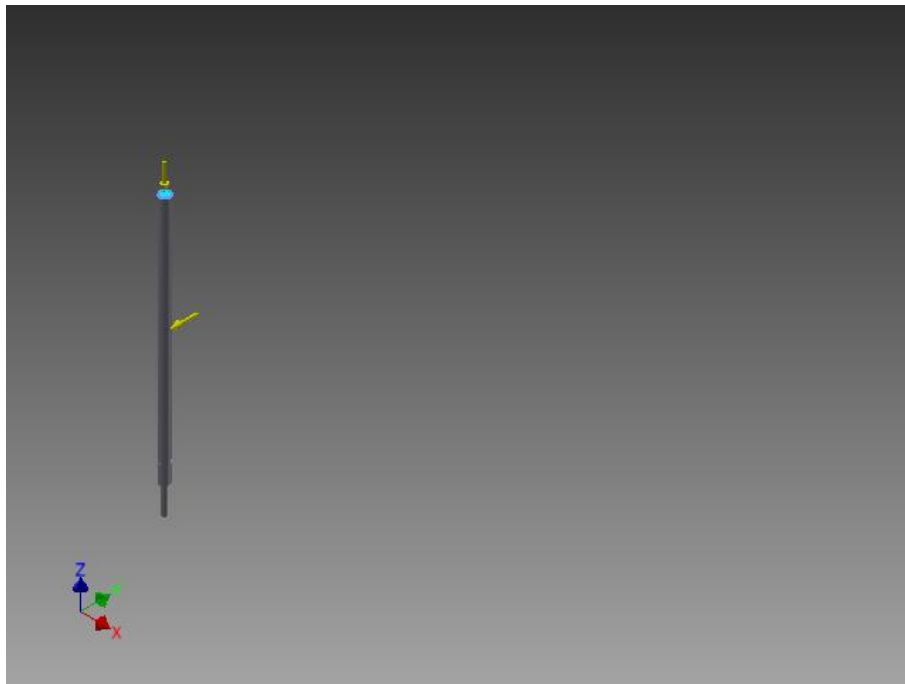


Fig. 3.18 Fuerzas ejercidas en el Eje hélice.

Restricción de pasador: 1 y 2 (fig. 3.19)

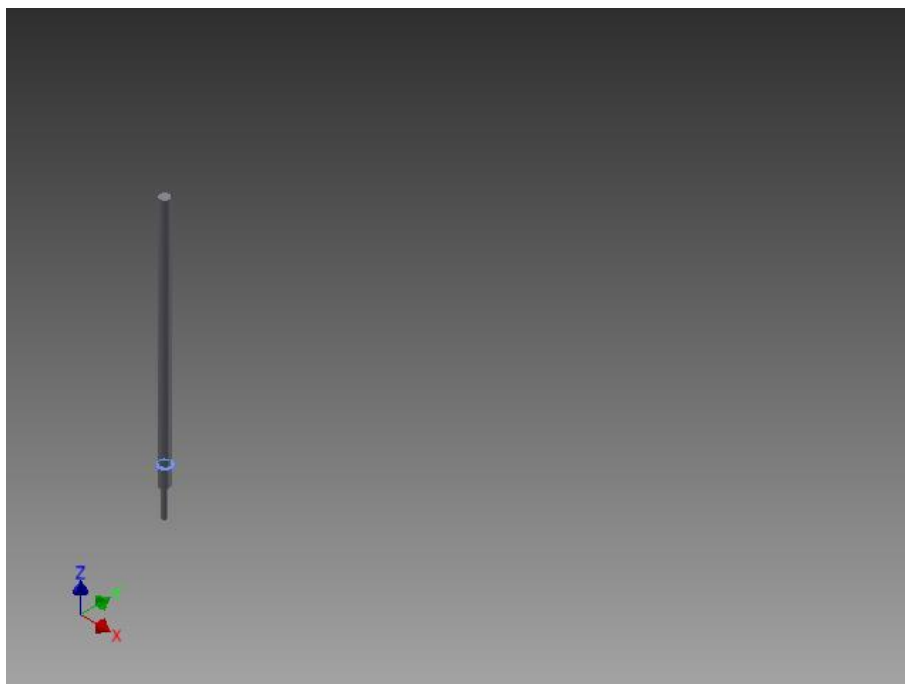


Fig. 3.19 Apoyos o Restricciones en el Eje hélice.

### 3.12.3.2 RESULTADOS

Fuerza y pares de reacción en restricciones (Ver tabla 3.30)

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción de pasador:1	4834.21 N	-46.216 N	279.007 N m	-278.927 N m
		4809.79 N		6.6262 N m
		483.062 N		-0.838751 N m
Restricción de pasador:2	3995.92 N	56.6298 N	534.464 N m	534.408 N m
		-3944.43 N		7.69152 N m
		636.922 N		1.08646 N m

Tabla 3.30 Resultados simulación del Eje de la Hélice.

### 3.12.3.3 FIGURAS

Análisis de Desplazamiento (fig. 3.20)

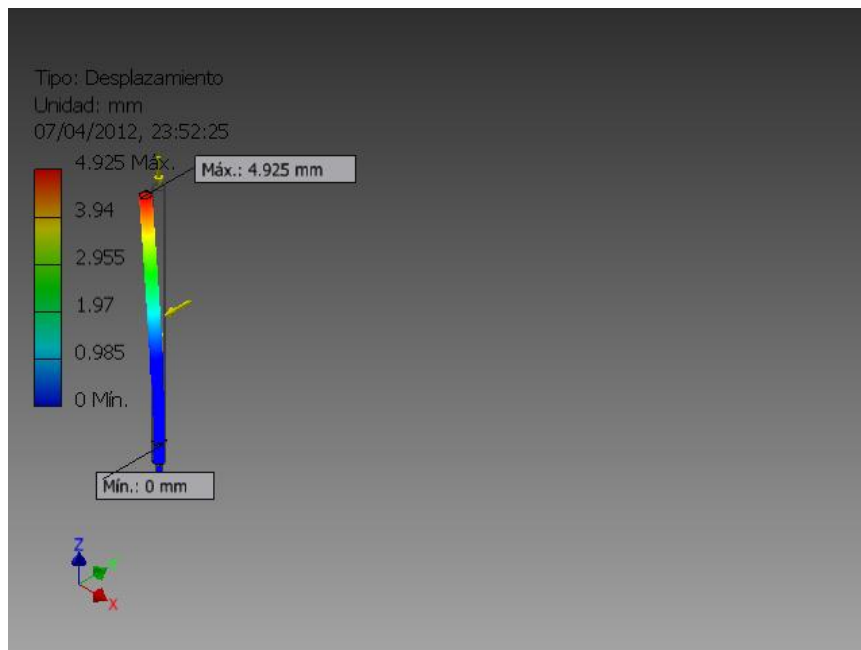


Fig. 3.20 Análisis de Desplazamiento en el Eje hélice.

### Análisis Coeficiente de seguridad (fig. 3.21)

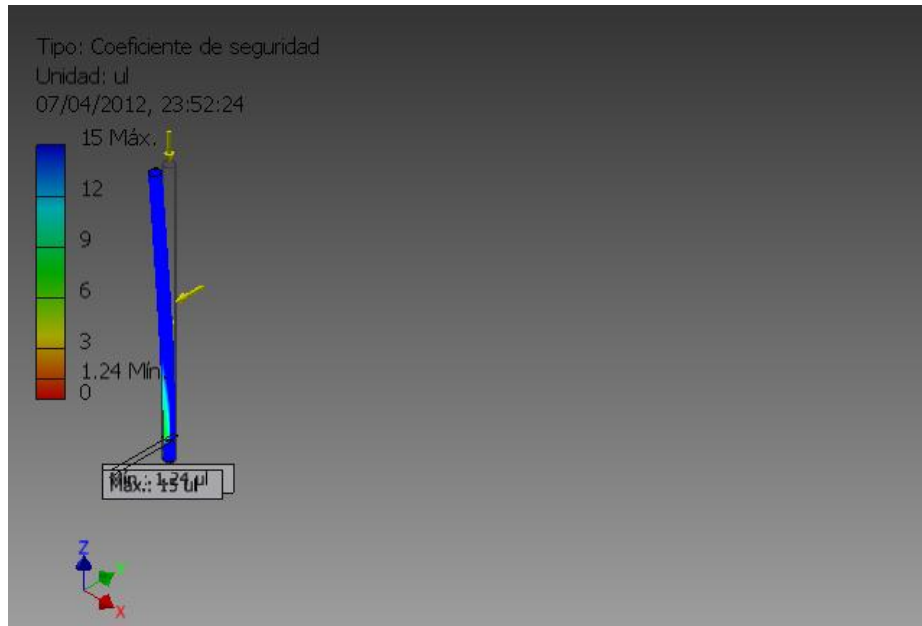


Fig. 3.21 Análisis del Coeficiente de Seguridad en el Eje hélice.

### 3.12.4 SOPORTE 1

En la figura 3.22 se observa el modelo 3D del Soporte 1.

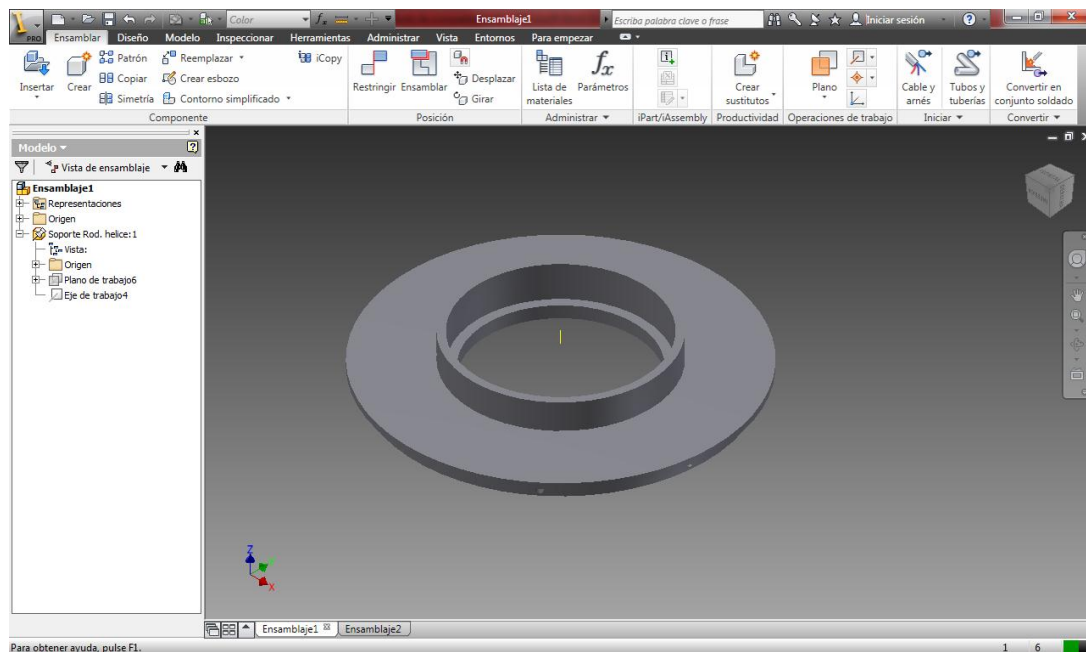


Fig. 3.22 Modelo 3D del Soporte Rodamiento Hélice.



Se aplican las fuerzas, para esto se usará el comando carga de rodamientos, la carga de rodamientos utiliza una distribución parabólica. Las cargas se toman de los resultados de la simulación anterior.

Las restricciones 1 y 2 del eje corresponden a los soportes de los rodamientos, del eje y del freno respectivamente.

Propiedades físicas (Ver tabla 3.31)

Masa	4.40124 kg
Área	128703 mm <sup>2</sup>
Volumen	559954 mm <sup>3</sup>
Centro de gravedad	x=0 mm y=0 mm z=-2.09691 mm

Tabla 3.31 Propiedades Físicas del Soporte Rodamiento Hélice

Material(es) (Ver tabla 3.32)

Nombre	Acero AISI 1018	
General	Densidad de masa	7.86 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	235 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	220 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.275 su
	Módulo cortante	86.2745 GPa
Tensión térmica	Coefficiente de expansión	0.000012 su/c
	Conductividad térmica	56 W/( m K )
	Calor específico	460 J/( kg c )

Nombre(s) de pieza	Soporte Rod. Hélice
--------------------	---------------------

Tabla 3.32 Propiedades del material del Soporte Rodamiento Hélice

3.12.4.1 CARGAS

Carga de rodamientos:  $46.216i-4809.790j-483.062k$  N y Momento:  $278.927i-6.626j+0.839k$  (fig. 3.23)

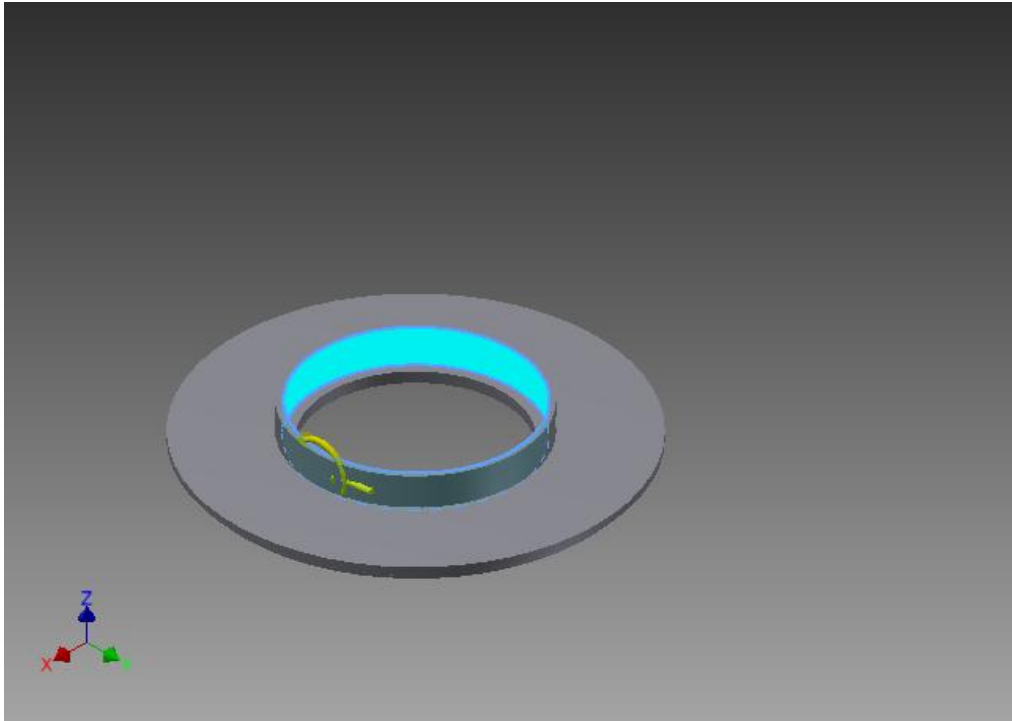


Fig. 3.23 Fuerzas ejercidas en el Soporte Rodamiento Hélice.

Restricción de pasador (fig. 3.24)

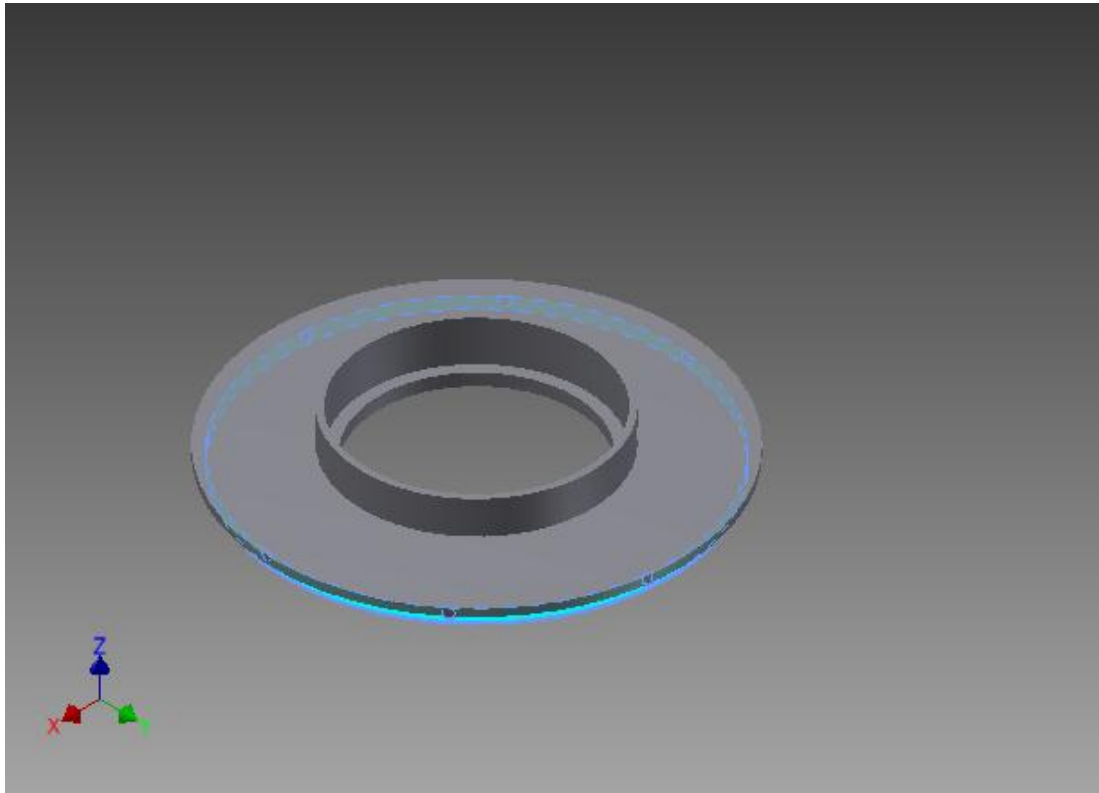


Fig. 3.24 Apoyos o Restricciones en el Soporte Rodamiento Hélice.

### 3.12.4.2 RESULTADOS (Ver tabla 3.33)

Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción de pasador:1	4834.21 N	-46.216 N	84.6002 N m	-84.5963 N m
		4809.79 N		-0.80814 N m
		483.062 N		0 N m

Tabla 3.33 Resultados simulación del Soporte Rodamiento Hélice

### 3.12.4.3 FIGURAS

#### Análisis de Desplazamiento (fig. 3.25)

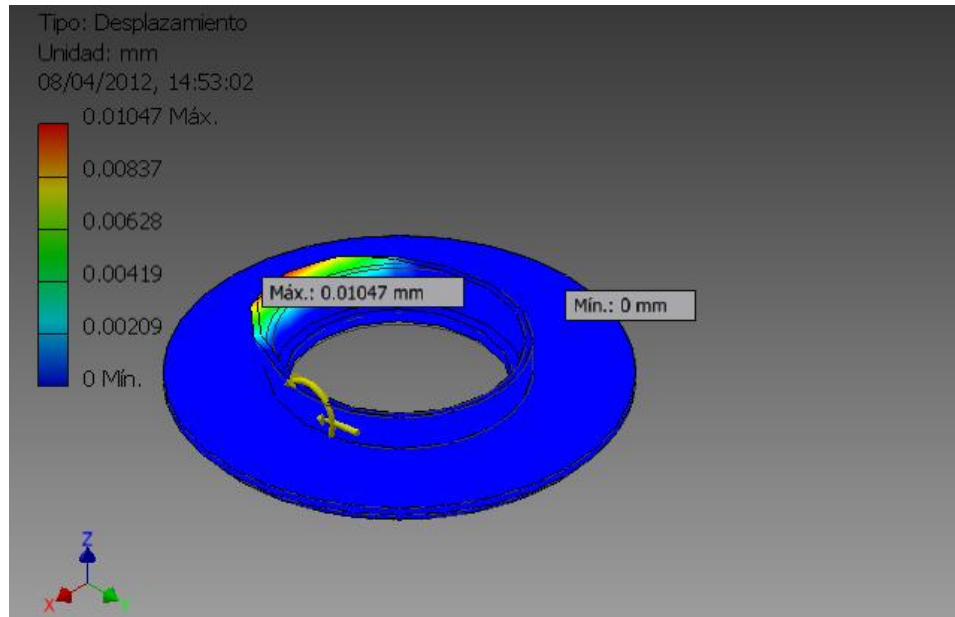


Fig. 3.25 Análisis de Desplazamiento en el Soporte Rodamiento Hélice.

#### Análisis Coeficiente de seguridad (fig. 3.26)

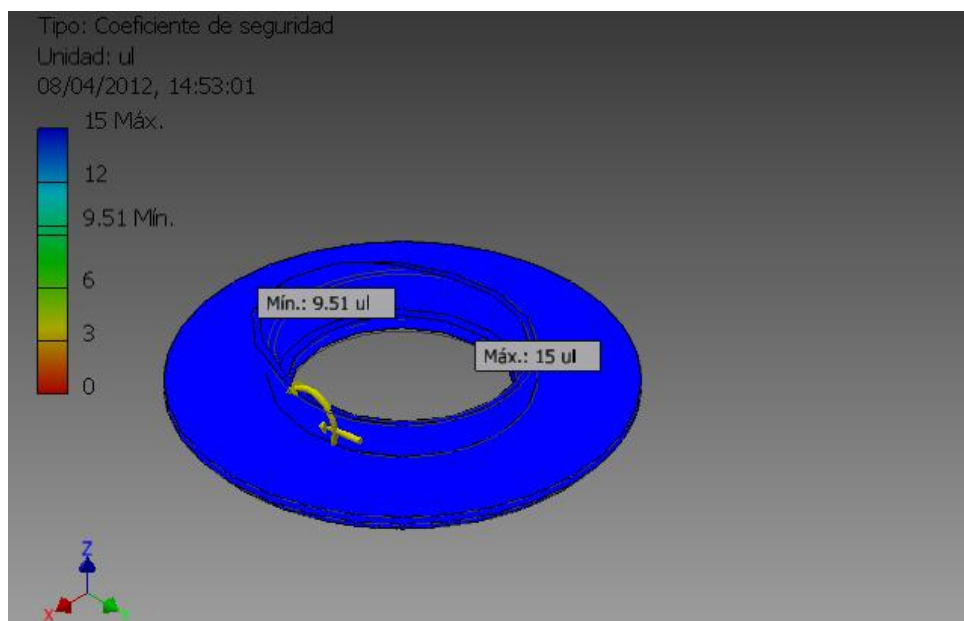


Fig. 3.26 Análisis del Coeficiente de Seguridad en el Soporte Rodamiento Hélice.

### 3.12.5 SOPORTE 2

En la figura 3.27 se observa el modelo 3D del Soporte 2.

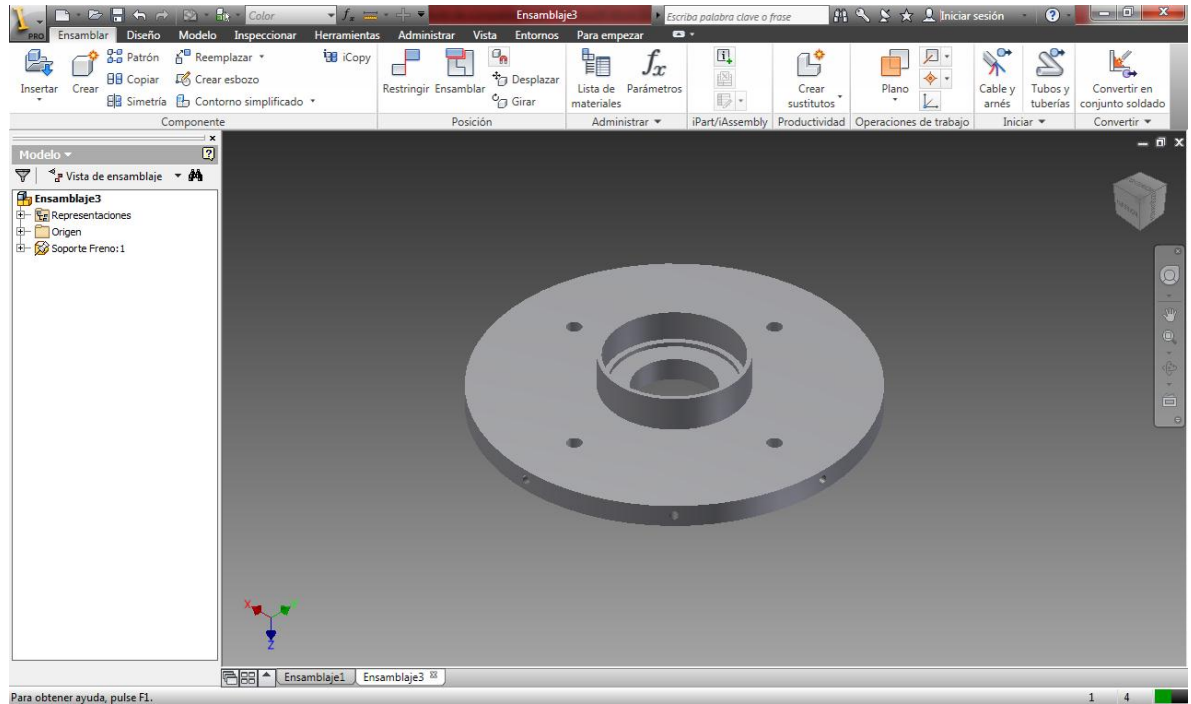


Fig. 3.27 Modelo 3D del Soporte Freno.

Propiedades físicas (Ver tabla 3.34)

Masa	4.14194 kg
Área	126773 mm <sup>2</sup>
Volumen	526964 mm <sup>3</sup>
Centro de gravedad	x=0 mm y=0 mm z=-5.88924 mm

Tabla 3.34 Propiedades Físicas del Soporte Freno

Material (Ver tabla 3.35)

Nombre	Acero AISI 1018	
General	Densidad de masa	7.86 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	235 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	220 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.275 su
	Módulo cortante	86.2745 GPa
Tensión térmica	Coefficiente de expansión	0.000012 su/c
	Conductividad térmica	56 W/( m K )
	Calor específico	460 J/( kg c )
Nombre(s) de pieza	Soporte Freno	

Tabla 3.35 Propiedades del material del Soporte Freno

### 3.12.5.1 CARGAS

Carga de rodamientos:  $56.630i - 3944.430j + 636.922k$  y Momento:  $534408i + 7691j + 1086k$  (fig. 3.28)

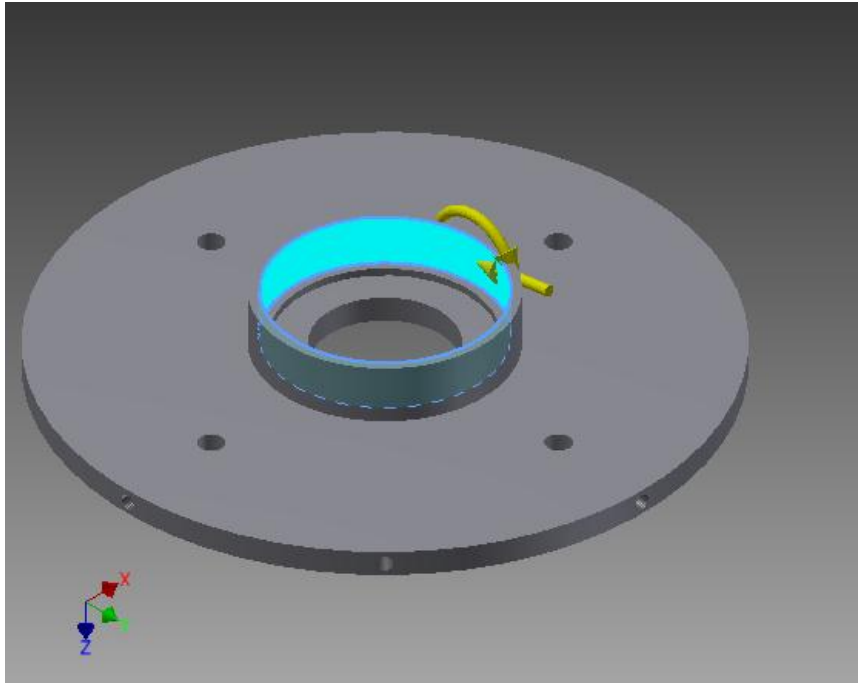


Fig. 3.28 Fuerzas ejercidas en el Soporte Freno.

Restricción fija: (fig. 3.29)

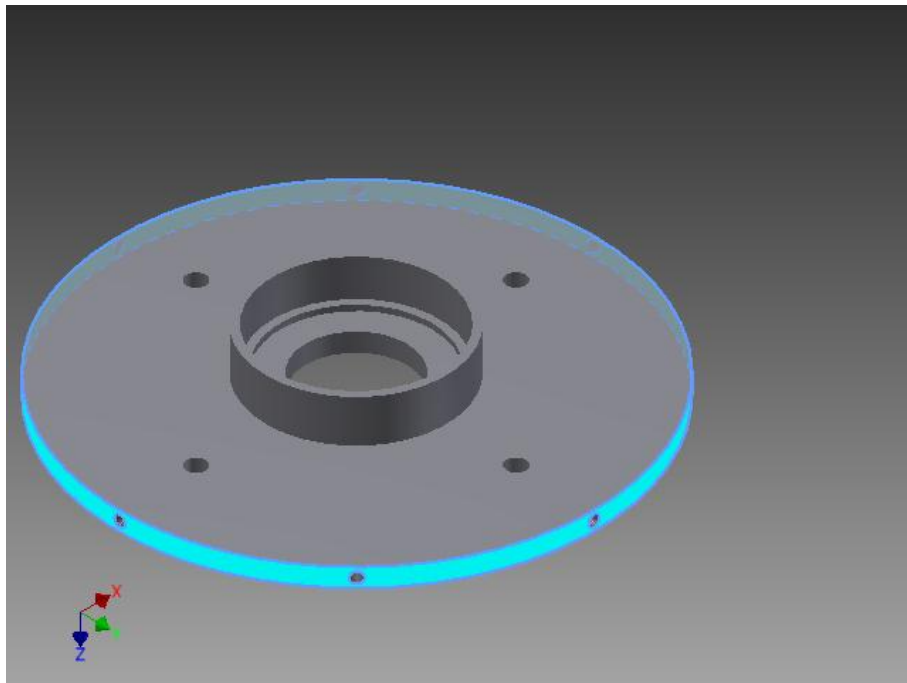


Fig. 3.29 Apoyos o Restricciones en el Soporte Freno.

### 3.12.5.2 RESULTADOS

Fuerza y pares de reacción en restricciones (Ver tabla 3.36)

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción fija:1	3995.92 N	-56.6298 N	434.631 N m	-434.591 N m
		3944.43 N		-5.95851 N m
		-636.922 N		0 N m

Tabla 3.36 Resultados simulación del Soporte Freno.

### 3.12.5.3 FIGURAS

Análisis de Desplazamiento (fig. 3.30)

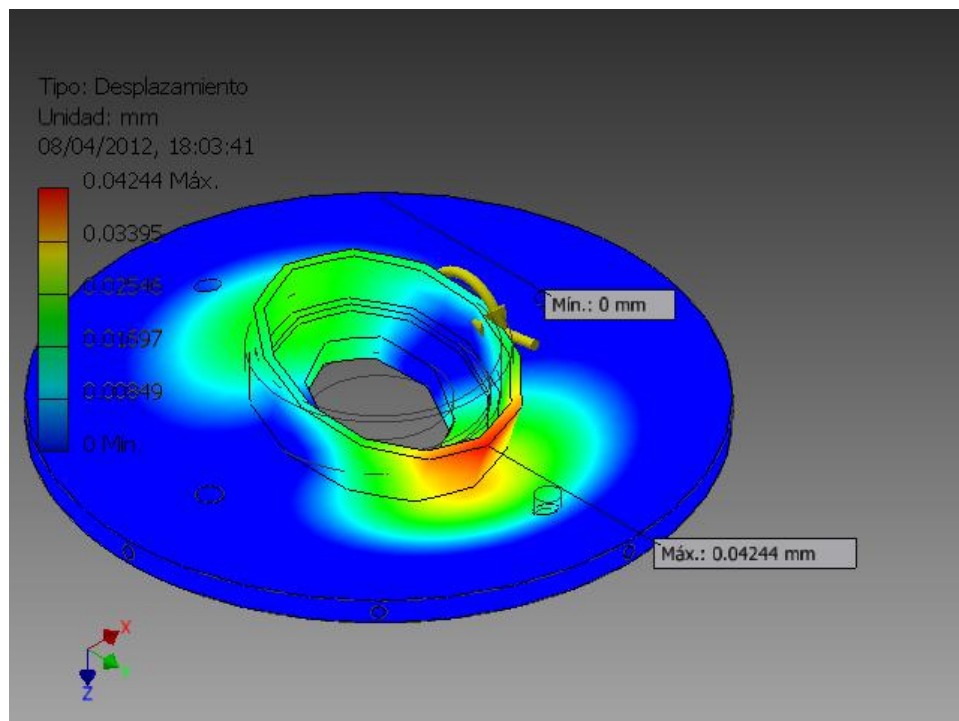


Fig. 3.30 Análisis de Desplazamiento del Soporte Freno.



### Análisis Coeficiente de seguridad (fig. 3.31)

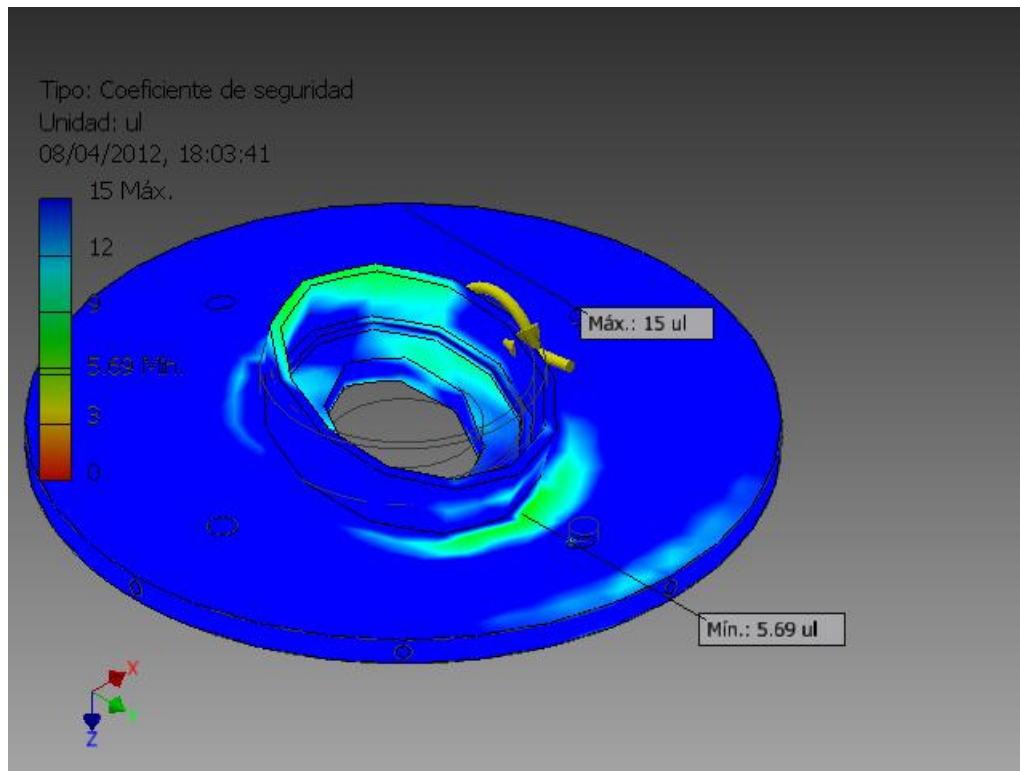


Fig. 3.31 Análisis del Coeficiente de Seguridad del Soporte Freno.

### 3.12.6 TORRE TUBULAR

Se realizará el diseño de la torre conjuntamente con el soporte para los elementos, por motivos de simulación, el diseño de bridas y pernos se realizará separadamente.

Debido a que el proyecto va destinado al uso residencial y se podrá usar sobre terrazas o losas residenciales, no es necesaria una torre demasiado alta para su implementación. Se considerará un alto de torre de 3 m, que en total tendrá una altura total de 6 metros.

En la figura 3.32 se observa el modelo 3D de la torre tubular.

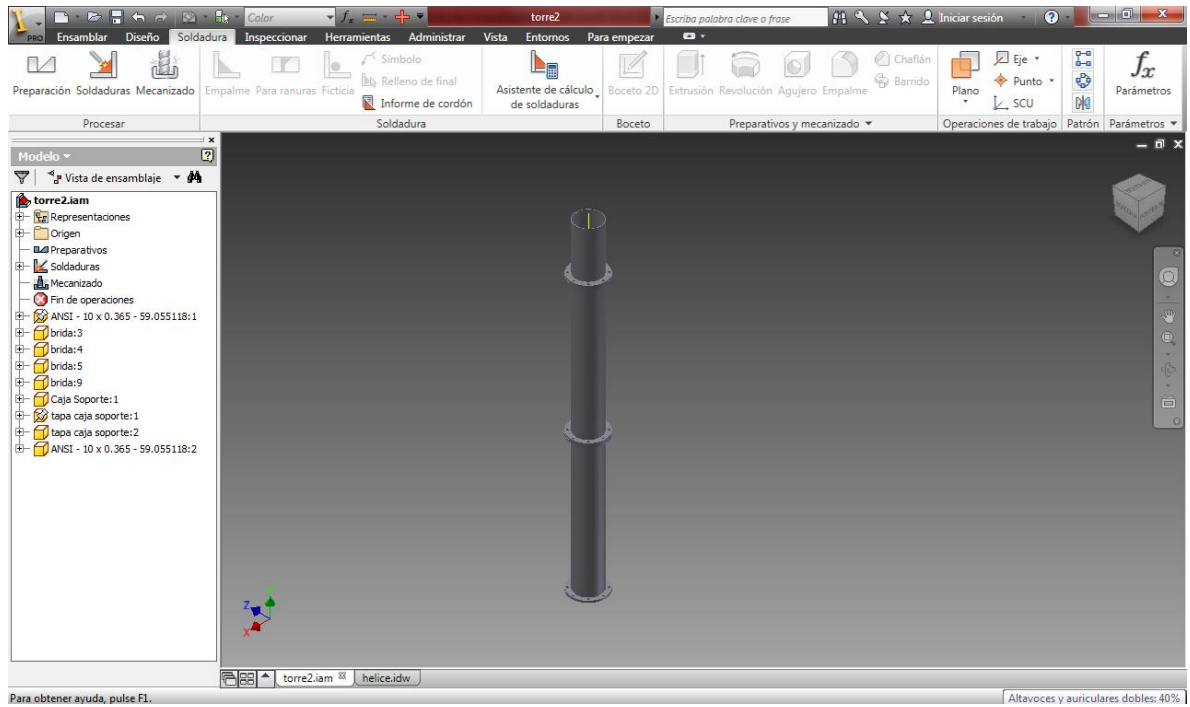


Fig. 3.32 Modelo 3D de la Torre Tubular

### Propiedades físicas (Ver tabla 3.37)

Masa	247.497 kg
Área	6665390 mm <sup>2</sup>
Volumen	31488200 mm <sup>3</sup>
Centro de gravedad	x=1963.62 mm y=911.501 mm z=4288.62 mm

Tabla 3.37 Propiedades Físicas de la Torre Tubular

### Material (Ver tabla 3.38)

Nombre	Acero dulce	
General	Densidad de masa	7.86 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	207 MPa

	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	220 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.275 su
	Módulo cortante	86.2745 GPa
Tensión térmica	Coefficiente de expansión	0.000012 su/c
	Conductividad térmica	56 W/( m K )
	Calor específico	460 J/( kg c )
Nombre(s) de pieza	ANSI - 10 x 0.365 - 59.055118	2
Nombre	Acero AISI 1018	
General	Densidad de masa	7.86 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	235 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	220 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.275 su
	Módulo cortante	86.2745 GPa
Tensión térmica	Coefficiente de expansión	0.000012 su/c
	Conductividad térmica	56 W/( m K )
	Calor específico	460 J/( kg c )
Nombre(s) de pieza	Brida	4
	Caja Soporte	1
	tapa caja soporte	2

Tabla 3.38 Propiedades del material de la Torre Tubular

### 3.12.6.1 ANALISIS DE CARGAS

Se aplica las cargas que se han determinado como reacciones de los soportes A y B en la parte se sujeción de estos, en la parte superior de la torre. (fig. 3.33)

Fuerza1:  $-4809.790i-483.062j+46.216k$ ; Momento:  $-808.140i-84596.300k$ ; Fuerza2:  $-3944.430i-636.922j+56.630k$ ; Momento2:  $-5958.510i-434591k$

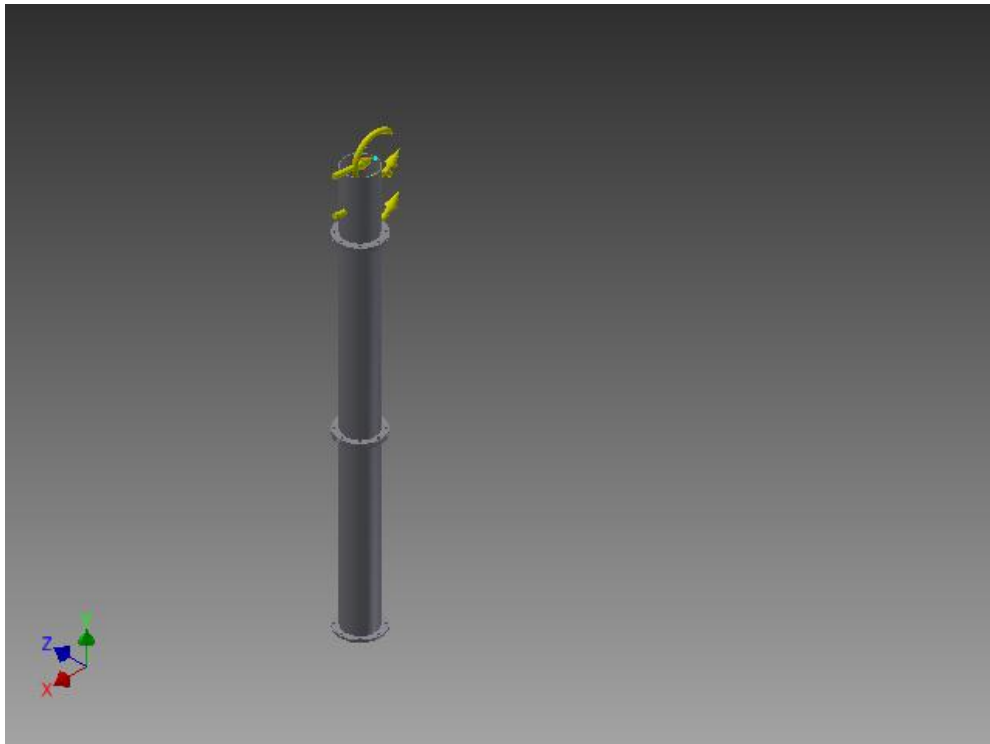


Fig. 3.33 Fuerzas ejercidas en la Torre Tubular

Restricción fija (fig. 3.34)



Fig. 3.34 Apoyos o Restricciones en la Torre Tubular

### 3.12.6.2 RESULTADOS (Ver tabla 3.39)

Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción fija:	8936.12 N	8831.12 N	28561 N m	-335.094 N m
		1365.84 N		-36.3774 N m
		0 N		-28559 N m

Tabla 3.39 Resultados simulación en la Torre Tubular

### 3.12.6.3 FIGURAS

#### Análisis de Desplazamiento (fig. 3.35)

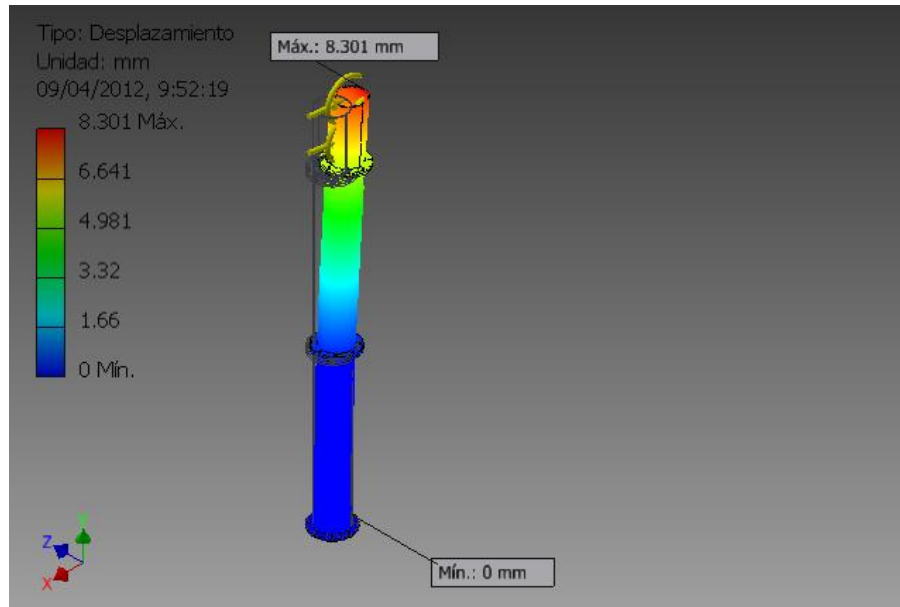


Fig. 3.35 Análisis de Desplazamiento en la Torre Tubular

#### Análisis Coeficiente de seguridad (fig. 3.36)

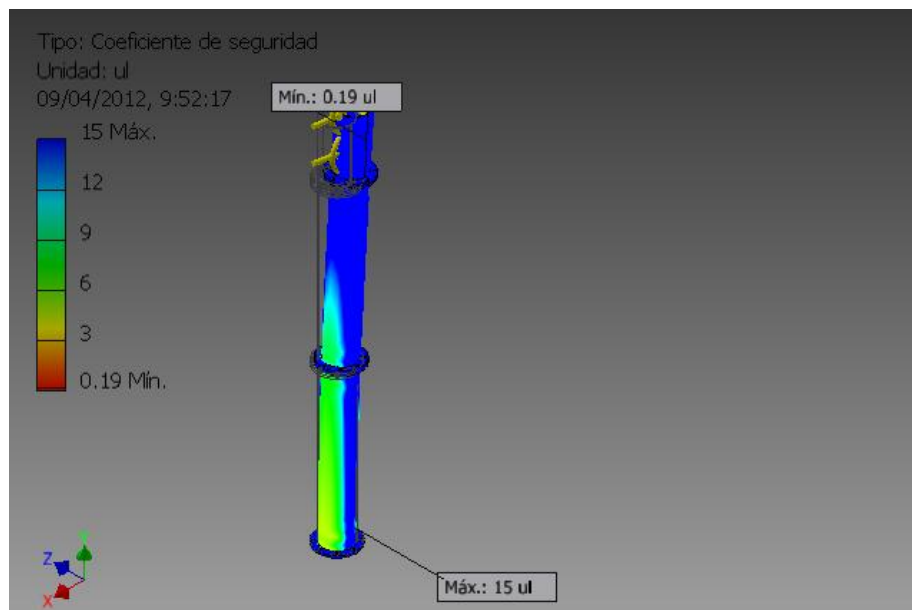


Fig. 3.36 Análisis del Coeficiente de Seguridad en la Torre Tubular

### 3.12.7 BRIDA

En la figura 3.37 se observa el modelo 3D de la Brida.

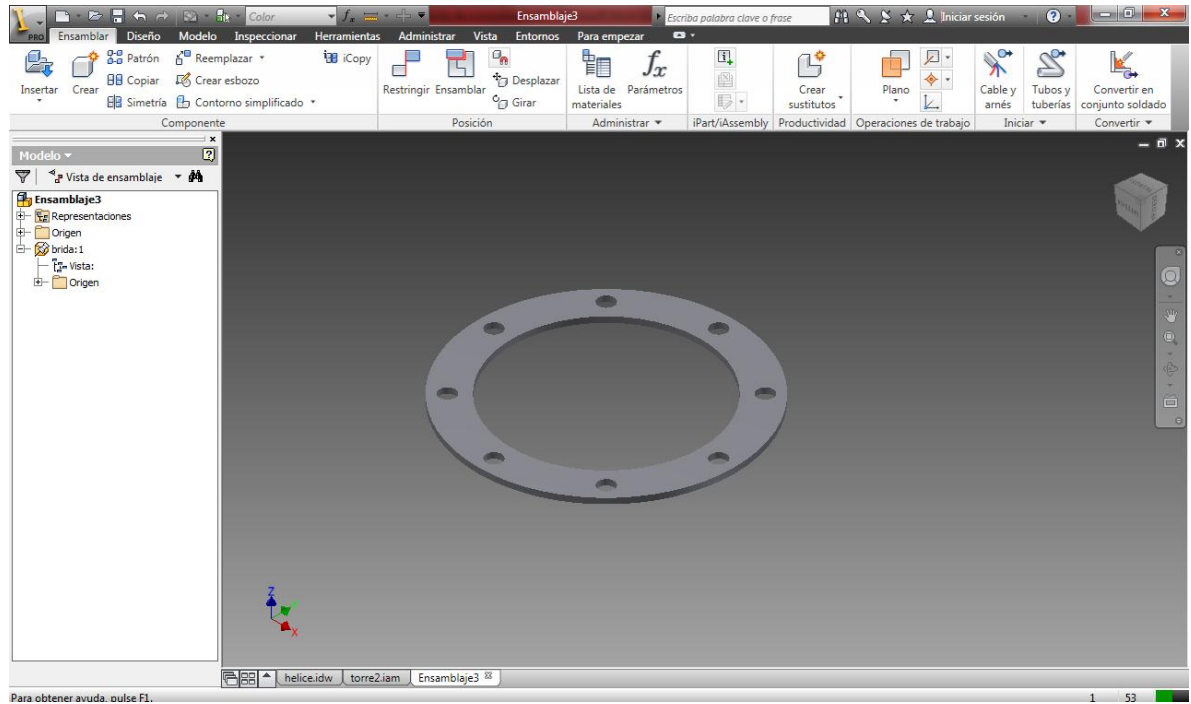


Fig. 3.37 Modelo 3D de la Brida

Propiedades físicas (Ver tabla 3.40)

Masa	9.01591 kg
Área	156230 mm <sup>2</sup>
Volumen	1147060 mm <sup>3</sup>
Centro de gravedad	x=0 mm y=0 mm z=-12.5 mm

Tabla 3.40 Propiedades Físicas de la Brida

Material (Ver tabla 3.41)

Nombre	Acero AISI 1018	
General	Densidad de masa	7.86 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	235 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	220 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.275 su
	Módulo cortante	86.2745 GPa
Tensión térmica	Coefficiente de expansión	0.000012 su/c
	Conductividad térmica	56 W/( m K )
	Calor específico	460 J/( kg c )
Nombre(s) de pieza	Brida	

Tabla 3.41 Propiedades del material de la Brida

### 3.12.7.1 CARGAS

Fuerza: 8831.120i-1365.840k y Momento: -28559000i-335094.000j+36377.4k (fig. 3.38)



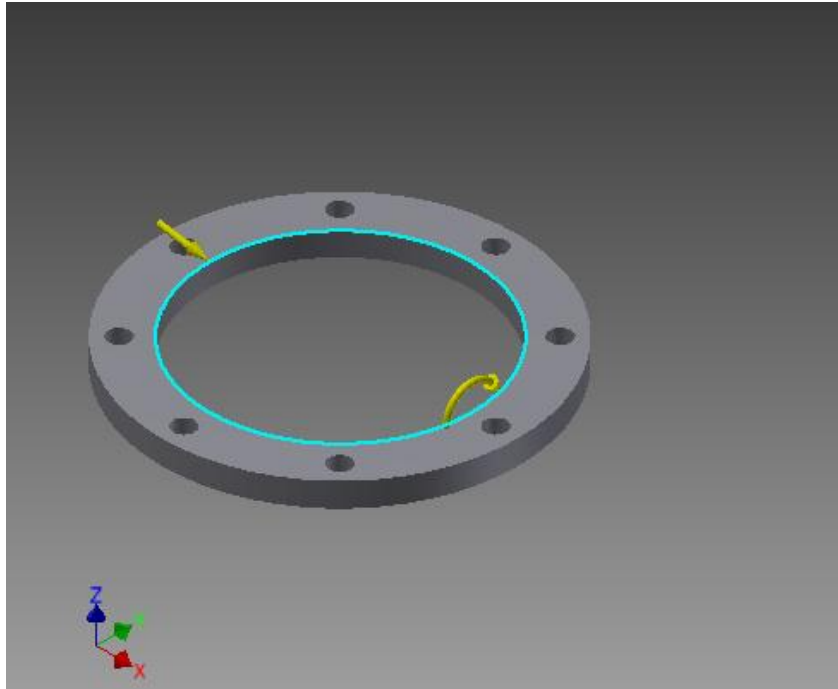


Fig. 3.38 Fuerzas ejercidas en la Brida

Restricción de pasador (fig. 3.39)

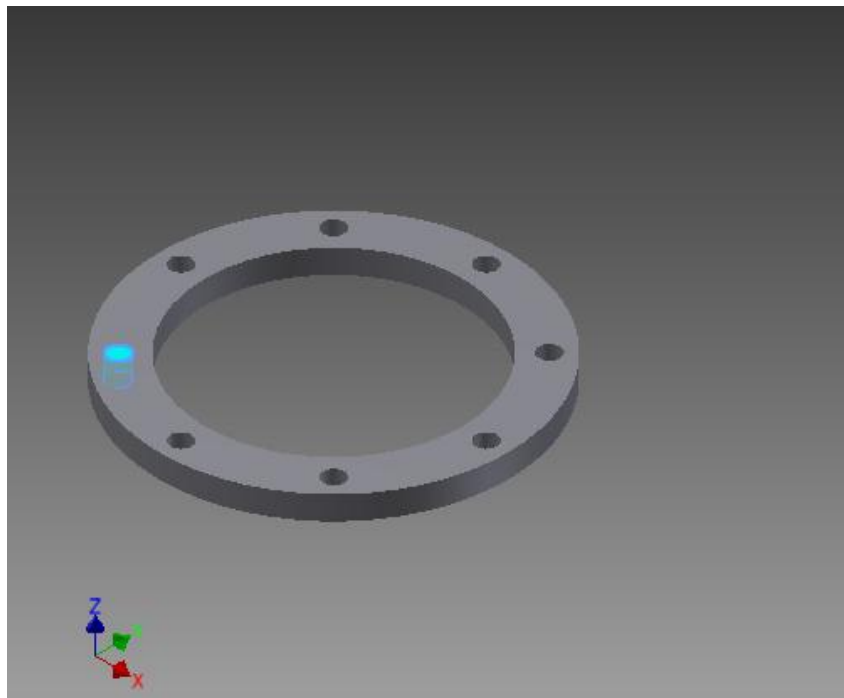


Fig. 3.39 Apoyos o Restricciones en la Brida

### 3.12.7.2 RESULTADOS (Ver tabla 3.42)

Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción de pasador:1	29454.4 N	-1763.64 N	209.476 N m	137.202 N m
		-52.5969 N		158.291 N m
		-29401.5 N		0 N m
Restricción de pasador:2	1472.09 N	-1152.19 N	295.333 N m	294.847 N m
		706.316 N		-16.9421 N m
		583.622 N		0 N m
Restricción de pasador:3	30309.4 N	-450.406 N	210.598 N m	116.344 N m
		60.1805 N		-175.544 N m
		30306 N		0 N m
Restricción de pasador:4	42500.3 N	-1006.61 N	43.7805 N m	-43.7319 N m
		-659.527 N		2.06327 N m
		42483.2 N		0 N m
Restricción de pasador:5	29789.2 N	-1732.78 N	210.009 N m	129.569 N m
		-73.4687 N		165.274 N m
		29738.6 N		0 N m
Restricción de pasador:6	1356.91 N	-1174.02 N	296.039 N m	295.907 N m
		628.913 N		-8.83669 N m
		-259.529 N		0 N m
Restricción de	29993 N	-439.439 N	212.279 N	124.236 N m

pasador:7		41.3195 N	m	-172.128 N m
		-29989.7 N		0 N m
Restricción de pasador:8	42121.9 N	-1112.07 N	34.0964 N m	-34.068 N m
		-651.548 N		1.39069 N m
		-42102.2 N		0 N m

Tabla 3.42 Resultados simulación en la Brida

### 3.12.7.3 FIGURAS

Análisis de Desplazamiento (fig. 3.40)

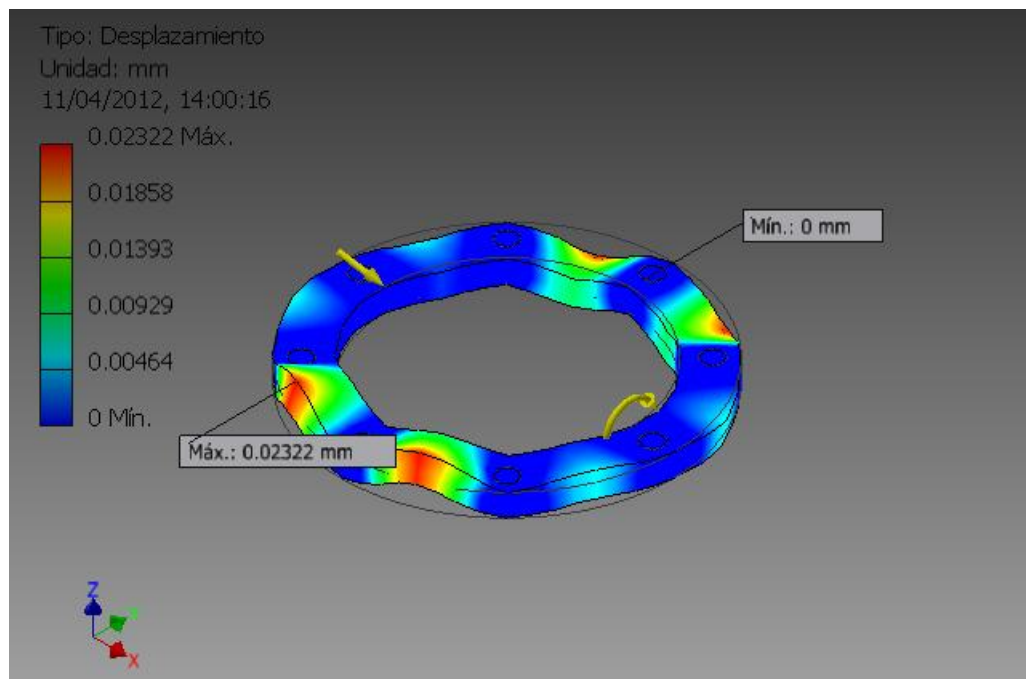


Fig. 3.40 Análisis de Desplazamiento en la Brida

Análisis Coeficiente de seguridad (fig. 3.41)

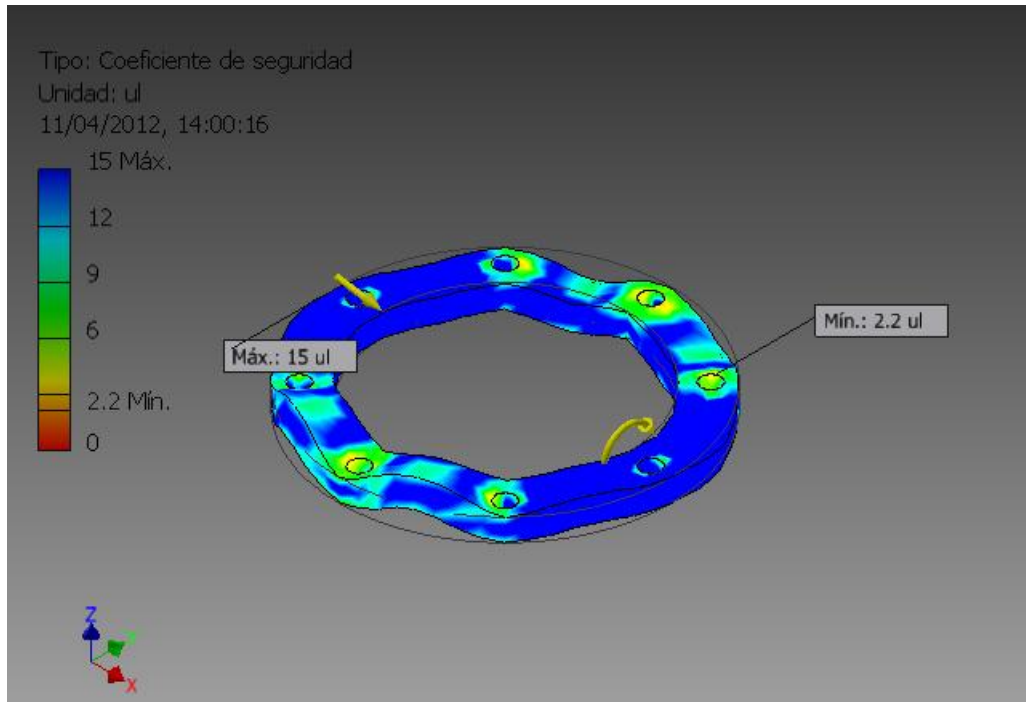


Fig. 3.41 Análisis del Coeficiente de Seguridad en la Brida

### 3.13 UNION EMPERNADA

Se realizará el cálculo para los pernos que presenten mayor sollicitación, tanto axialmente como tangencialmente.

Primero se necesita conocer cuáles son los pernos que tienen mayor sollicitación, tabla 3.43. Las coordenadas x y y, representan la sollicitación tangencial, mientras que la coordenada z, representa la sollicitación axial.

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Componente (X,Y,Z)
Restricción de pasador:1	29454.4 N	-1763.64 N	1764.42412 N
		-52.5969 N	
		-29401.5 N	29401.5 N

Restricción de pasador:2	1472.09 N	-1152.19 N	583.622 N
		706.316 N	
		583.622 N	583.622 N
Restricción de pasador:3	30309.4 N	-450.406 N	454.40869 N
		60.1805 N	
		30306 N	30306 N
Restricción de pasador:4	42500.3 N	-1006.61 N	1203.42825 N
		-659.527 N	
		42483.2 N	42483.2 N
Restricción de pasador:5	29789.2 N	-1732.78 N	1734.33681 N
		-73.4687 N	
		29738.6 N	29738.6 N
Restricción de pasador:6	1356.91 N	-1174.02 N	1331.8613 N
		628.913 N	
		-259.529 N	259.529 N
Restricción de pasador:7	29993 N	-439.439 N	441.377317 N
		41.3195 N	
		-29989.7 N	29989.7 N
Restricción de pasador:8	42121.9 N	-1112.07 N	1288.8811 N
		-651.548 N	
		-42102.2 N	42102.2 N

Tabla 3.43 Reacciones en los pasadores de la brida.

Se realizará el diseño para el perno del pasador 4 y 5 por ser las que mayor solicitud presentan, se asumirá un diámetro del perno, y se calculará el número de pernos necesarios para soportar la carga. Ver tablas 3.44 a la 3.50

<b>Anchura funcional de junta</b>	<b>L</b>	<b>33.537 mm</b>
<b>Módulo de elasticidad</b>	<b>E</b>	<b>207000 MPa</b>

Tabla 3.44 Propiedades del material de pernos

### 3.13.1 PERNO PASADOR 4

#### Cargas

<b>Factor de apriete</b>	<b>k</b>	<b>1.50 su</b>
<b>Fuerza axial máxima</b>	$F_a$	42483 N
<b>Factor de entrada de fuerza</b>	n	0.50 su
<b>Fuerza tangencial máxima</b>	$F_t$	1203 N
<b>Coefficiente de fricción de junta</b>	f	0.40 su

Tabla 3.45 Cargas del pasador 4.

#### Perno

<b>Número de perno</b>	<b>z</b>	<b>6 su</b>
<b>Diámetro de rosca</b>	d	22.225 mm
<b>Paso de rosca</b>	p	2.500 mm
<b>Diámetro medio de perno</b>	$d_s$	20.601 mm
<b>Diámetro mínimo de perno</b>	$d_{min}$	18.977 mm
<b>Material</b>	Medio de acero al carbono	
<b>Límite de elasticidad</b>	$S_y$	314 MPa
<b>Coefficiente de seguridad requerido</b>	$k_s$	3.00 su
<b>Presión de rosca admitida</b>	$p_a$	40 MPa
<b>Módulo de elasticidad</b>	E	207000 MPa
<b>Coefficiente de fricción de rosca</b>	$f_1$	0.20 su
<b>Coefficiente de fricción de cabeza</b>	$f_2$	0.25 su

Tabla 3.46 Parámetros de simulación perno 4.

## Resultados

<b>Fuerza de pretensión</b>	$F_v$	<b>10514.901 N</b>
<b>Fuerza de trabajo</b>	$F_{max}$	11372.943 N
<b>Momento de apriete requerido</b>	$M_u$	70.822 N m
<b>Tensión de tracción</b>	$\sigma_t$	37.174 MPa
<b>Tensión de torsión</b>	$\tau_k$	52.775 MPa
<b>Tensión reducida</b>	$\sigma_{red}$	98.678 MPa
<b>Tensión a partir de fuerza máxima</b>	$\sigma_{max}$	40.208 MPa
<b>Presión de rosca</b>	$p_c$	18.023 MPa
<b>Comprobación de resistencia</b>		Positivo

Tabla 3.47 Resultados de simulación perno 4.

### 3.14.2 PERNO PASADOR 5

#### Cálculo estático

#### Cargas

<b>Factor de apriete</b>	<b>k</b>	<b>1.50 su</b>
<b>Fuerza axial máxima</b>	$F_a$	29739 N
<b>Factor de entrada de fuerza</b>	n	0.50 su
<b>Fuerza tangencial máxima</b>	$F_t$	1734 N
<b>Coefficiente de fricción de junta</b>	f	0.40 su

Tabla 3.48 Cargas del pasador 5.

#### Perno

<b>Número de perno</b>	<b>z</b>	<b>5 su</b>
<b>Diámetro de rosca</b>	d	22.225 mm
<b>Paso de rosca</b>	p	2.500 mm
<b>Diámetro medio de perno</b>	$d_s$	20.601 mm

<b>Diámetro mínimo de perno</b>	$d_{\min}$	18.977 mm
<b>Material</b>		Medio de acero al carbono
<b>Límite de elasticidad</b>	$S_y$	314 MPa
<b>Coefficiente de seguridad requerido</b>	$k_s$	3.00 su
<b>Presión de rosca admitida</b>	$p_a$	40 MPa
<b>Módulo de elasticidad</b>	$E$	207000 MPa
<b>Coefficiente de fricción de rosca</b>	$f_1$	0.20 su
<b>Coefficiente de fricción de cabeza</b>	$f_2$	0.25 su

Tabla 3.49 Parámetros de simulación perno 5.

## Resultados

<b>Fuerza de pretensión</b>	$F_v$	<b>9501.569 N</b>
<b>Fuerza de trabajo</b>	$F_{\max}$	10222.333 N
<b>Momento de apriete requerido</b>	$M_u$	63.996 N m
<b>Tensión de tracción</b>	$\sigma_t$	33.592 MPa
<b>Tensión de torsión</b>	$\tau_k$	47.689 MPa
<b>Tensión reducida</b>	$\sigma_{\text{red}}$	89.169 MPa
<b>Tensión a partir de fuerza máxima</b>	$\sigma_{\max}$	36.140 MPa
<b>Presión de rosca</b>	$p_c$	16.199 MPa
<b>Comprobación de resistencia</b>		Positivo

Tabla 3.50 Resultados de simulación perno 5.

Se usara un total de 8 pernos con un diámetro de 7/8".



## CAPITULO 4

### ANÁLISIS DE COSTOS

#### 4.1 COMPONENTES

Ver Tablas de Precios 4.1 al 4.4

Elemento	UNIDA	CANTIDA	PRECIO	PRECIO TO	OBSERVACIONES
Acople Eje PHE R35FTB	U	1	35,69	35,69	
Acople Pala	U	24	20,77	498,48	
Alternador	U	1	268,00	268,00	
Corona	U	1	134,00	134,00	
Eje 50 mm	U	1	16,75	16,75	
Eje Eng. Satelitales	U	1	16,75	16,75	
Eje Hélice Tubo 3" SCH 40	M	3	13,27	39,80	
Eje P. Central	U	1	23,45	23,45	
Eng. Satelital	U	3	88,44	265,32	
Freno EM	U	4	214,40	857,60	
M12x16	U	96	0,10	9,65	
Pala	U	48	36,85	1768,80	Incluye Pintado
Pernos del Soporte	U	24	0,07	1,61	
Pernos freno	U	2	0,23	0,47	Incluye Arandela, Perno y Tuerca
Pernos para Brida	U	16	0,54	8,58	Incluye Arandela, Perno y Tuerca
Piñón Central	U	1	33,50	33,50	
Rodamiento 61807	U	3	19,54	58,63	
Rodamiento ALS 24 ABP	U	1	39,07	39,07	
Rodamiento T210 BECGJ	U	1	23,76	23,76	
Soporte Alternador	U	1	67,00	67,00	
Soporte Eng. Satelitales	U	7	67,00	469,00	
Soporte Freno	U	1	67,00	67,00	
Soporte Rod. Hélice	U	1	70,35	70,35	
Tapa Soporte	U	2	80,40	160,80	Incluye Pintado
Tubo sin costura 10" SCH 40	M	3	64,44	193,32	Incluye Pintado con las Bidas
Brida	u	6	20,10	120,60	Incluye Soldado en los Tubos
Grasa	kg	1	4,50	4,50	
			<b>SUMA TOTAL</b>	<b>5252,48</b>	

Tabla 4.1 Costo de los componentes

#### 4.2 MANO DE OBRA

MANO DE OBRA	CANTIDAD	PRECIO U.	PRECIO TOTAL
Acople Eje PHE R35FTB	1	6,39	6,39
Acople Pala	24	3,72	89,28
Alternador	1	48,00	48,00
Corona	1	24,00	24,00
Eje 50 mm	1	3,00	3,00
Eje Eng. Satelitales	1	3,00	3,00
Eje Hélice Tubo 3" SCH 40	3	2,38	7,13
Eje P. Central	1	4,20	4,20
Eng. Satelital	3	15,84	47,52
Freno EM	4	38,40	153,60
Pala	48	6,60	316,80
Piñón Central	1	6,00	6,00
Rodamiento 61807	3	3,50	10,50
Rodamiento ALS 24 ABP	1	7,00	7,00
Rodamiento T210 BECGJ	1	4,26	4,26
Soporte Alternador	1	12,00	12,00
Soporte Eng. Satelitales	7	12,00	84,00
Soporte Freno	1	12,00	12,00
Soporte Rod. Hélice	1	12,60	12,60
Tapa Soporte	2	14,40	28,80
Tubo sin costura 10" SCH 40	3	11,54	34,62
<b>SUMA TOTAL</b>			<b>914,70</b>

Tabla 4.2 Costo mano de obra.

#### 4.3 MAQUINARIA Y HERRAMIENTAS

HERRAMIENTA Y MAQUINARIA	COSTO
Herramienta Menor	45,74
Andamios	12,28
Compresor	35,00
<b>TOTAL</b>	<b>93,02</b>

Tabla 4.3 Costo Herramientas.

#### 4.4 COSTO TOTAL

<b>MATERIAL</b>	<b>5252,48</b>
<b>MANO DE OBRA</b>	<b>914,70</b>
<b>HERRAMIENTAS</b>	<b>93,02</b>
<b>TOTAL</b>	<b>6260,20</b>

Tabla 4.4 Costo total.

## CONCLUSIONES

- En la ciudad de Quito, la velocidad del viento varía enormemente debido a la topografía. Lo cual genera un impedimento al momento que se requiere una referencia confiable del valor de las velocidades del viento, se requiere un estudio más profundo y detallado.
- Presenta un pico de generación de 1.2 kW, con un generador de imanes permanentes de alta eficiencia funcionamiento eficiente a una velocidad de viento entre 3.77 m/s a 13.97 m/s.
- El diseño del aerogenerador es fácilmente transportable y tiene una operación sencilla. Con pequeños cambios puede fácilmente adaptarse a velocidades de viento medias mayores, para generar mayor cantidad de energía.
- Por su diseño el aerogenerador no necesita un mantenimiento complicado, por sus componentes, no resulta ser fácilmente accesible.
- Su forma moderna, no tradicional, lo hace agradable a la vista, aunque tenga una eficiencia mayor a su homologado tradicional, sigue siendo costosa la generación.

## RECOMENDACIONES

- Usar el generador eólico en San Cristóbal, Galápagos, aunque el viento en Galápagos es lo suficientemente fuerte para soportar generadores eólicos de mayor capacidad, el ecosistema de las islas es muy importante, por lo que el aerogenerador diseñado puede ser implementado sin problemas y aunque se necesitaría un estudio profundo, el impacto que genera es mínimo pudiendo implementarse sin ningún inconveniente.
- Implementar el aerogenerador donde se tenga una velocidad de viento promedio mayor a 5 m/s.
- Complementar el trabajo realizado de la tesis efectuando pruebas en prototipos, usando diversos materiales más livianos y para diferentes aplicaciones.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

CORREA DELGADO, Jose Fabricio. “Guía para el Diseño de Generadores Eólicos Verticales Tipo Savonius”. Director: Ing. Mario Patiño Aroca. Tesis de Grado previa a la obtención de título de Ingeniero Mecánico. Escuela Superior Politécnica del Litoral. Facultad de Ingeniería en Mecánica. 1996. Guayaquil, Ecuador. Formato PDF. Disponible en Internet.

RODRIGUEZ, Julio, Coeficientes de potencia en molinos Savonius, [en línea], formato pdf, disponible en internet, <http://www.revistas.unal.edu.co/index.php/ingeinv/article/view/19535>

[http://www.cib.espol.edu.ec/Digipath/D\\_Tesis\\_PDF/D-28499.pdf](http://www.cib.espol.edu.ec/Digipath/D_Tesis_PDF/D-28499.pdf)

[http://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa\\_e%C3%B3lica](http://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa_e%C3%B3lica)

<http://www.grupoblascabrera.org/ter/eolic/eolic04.htm>

<http://html.rincondelvago.com/energia-eolica.html>

Fernández-Díez Pedro, Energía Eólica, [en línea], España, Formato pdf, Disponible en Internet: <http://es.libros.redsauce.net/index.php?pageID=16>.

SERWAY Raymond, BEICHNER Robert, Física para Ciencia e Ingeniería, TOMO I, MCGRAW-HILL, 5ta EDICION, MEXICO, 2002, 183

SHIGLEY Joseph, MISCHKE Charles, Diseño en Ingeniería Mecánica, MCGRAW-HILL, 5ta EDICION, MEXICO, 2002

RENTERIA, Oscar, “Estudio de la factibilidad de los aerogeneradores para la implementación en zonas alejadas de la distribución de la energía eléctrica”.

Director: Tesis de Grado previa a la obtención del título de Tecnólogo Eléctrico.  
Universidad Politécnica Salesiana, Facultad de Ingeniería Eléctrica. 2003.

UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA, GUÍA PARA LA  
UTILIZACIÓN DE LA ENERGÍA, EÓLICA PARA GENERACIÓN DE  
ENERGÍA ELÉCTRICA, Bogota, 2003

<http://www.killers4hire.com/files/mazda/mazda3/esicont/es/mission/B01/html/B3E051701030A22.html>

<http://www.monografias.com/trabajos14/acoplamiento/acoplamiento.shtml>

<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=1&language=es>

<http://www.skfptp.com/GroupSrch.aspx?gid=couplings&lng=11>

<http://www.monografias.com/trabajos10/hidra/hidra.shtml>

[http://es.wikipedia.org/wiki/Flexi%C3%B3n\\_mec%C3%A1nica](http://es.wikipedia.org/wiki/Flexi%C3%B3n_mec%C3%A1nica)

[http://es.wikipedia.org/wiki/Torsi%C3%B3n\\_mec%C3%A1nica](http://es.wikipedia.org/wiki/Torsi%C3%B3n_mec%C3%A1nica)

[http://www.precilec.com/fichier\\_produit/2\\_1302442885.pdf](http://www.precilec.com/fichier_produit/2_1302442885.pdf)

<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=1&language=es>

Diseño de Estructuras de Acero, McCORMAC, Segunda edición, Editorial Alfa omega.

Jesús Fraile Mora. Máquinas eléctricas. Mc Graw Hill, 5 edición, 2003.

[www.angelongo.en.eresmas.com/EREOLICAAEROGNERADORES.htm](http://www.angelongo.en.eresmas.com/EREOLICAAEROGNERADORES.htm),  
Mayo 2004.

Historia. <http://angelongo.en.eresmas.com/historiaenergiaeolica.htm>, Mayo 2004.

Historia del tratado de Kyoto. [http://www2.ing.puc.cl/power/alumno04/  
Copia%20de %20trabajo%20bonos6/discuss2.htm](http://www2.ing.puc.cl/power/alumno04/Copia%20de%20trabajo%20bonos6/discuss2.htm).

[http://www.amics21.com/laveritat/manual\\_generador\\_eolico.pdf](http://www.amics21.com/laveritat/manual_generador_eolico.pdf)



# ANEXOS

## ANEXO 3.1 DATOS METEOROLOGICOS DEL AÑO 2008

M024																	QUITO INAMHI-INNAQUITO																	INAMHI			
MES	HELIOFANIA (Horas)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA SOMBRA (°C)						HUMEDAD RELATIVA (%)						PUNTO DE ROCIO (°C)	TENSION DE VAPOR (hPa)	PRECIPITACION(mm)			Número de días con precipitación																		
		ABSOLUTAS		M E D I A S				Máxima día		Mínima día		Media				Suma	Máxima en	día																			
		Máxima	día	Mínima	día			Máxima	Mínima	Mensual	Máxima	día	Mínima	día	Media			Mensual	24hrs	día																	
ENERO	134.6			20.6	10.1	14.6								78	9.8	12.2	156.5	25.0	27	20																	
FEBRERO	102.4		6.7	5	19.4	9.1	13.6							78	9.4	11.8	217.9	37.0	19	19																	
MARZO	88.9	22.7	1	8.0	13	19.5	9.8	13.7			99	21	37	23	76	9.1	11.6	188.8	24.2	30	27																
ABRIL	126.1	23.5	18	8.6	4	20.0	10.4	14.3			96	14	36	17	75	9.5	12.0	203.8	48.9	11	22																
MAYO	129.4	23.3	9	8.0	18	19.8	10.1	14.2			97	29	38	7	76	9.5	11.9	171.3	31.2	24	23																
JUNIO	177.9	23.5	13	7.0	5	21.1	9.7	14.9			95	7	37	5	69	8.7	11.3	56.5	15.8	12	15																
JULIO	168.6	23.4	31	6.4	17	20.8	9.7	14.8						64	7.5	10.4	12.3	4.9	8	9																	
AGOSTO	157.0	23.4	5	7.0	12	21.1	9.6	14.6			94	3	33	17	66	7.7	10.6	37.0	13.0	23	19																
SEPTIEMBRE	164.2	24.5	12	8.4	6	22.0	10.5	15.5			93	4	30	25	64	7.9	10.7	58.7	12.8	21	16																
OCTUBRE	147.0	23.4	25	7.8	15	21.1	10.1	14.5			94	14	37	24	70	8.7	11.3	235.3	44.5	14	22																
NOVIEMBRE	129.5	24.2	10			20.6	10.1	14.3			96	1	31	6	74	9.3	11.8	72.4																			
DICIEMBRE	150.8	31.0	24			21.3	10.3	14.4			100	13	35	31	76	9.6	12.0	121.2	22.4	18	21																
VALOR ANUAL	1676.4			20.6	10.0	14.5								72	8.9	11.5	1531.7																				

MES	EVAPORACION (mm)			NUBOSIDAD MEDIA (Octas)	VELOCIDAD MEDIA Y FRECUENCIAS DE VIENTO														Vel.Mayor Observada (m/s)	VELOCIDAD MEDIA (Km/h)					
	Suma Mensual	Máxima en 24hrs	día		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	CALMA	Nro OBS											
	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%							
ENERO	101.6			7																	2.4				
FEBRERO	72.1	4.8	8	7	1.8	7	2.4	32	2.5	5	0.0	0	1.0	1	1.3	3	0.0	0	0.0	0	52	87	6.0	NE	2.0
MARZO	78.5			8	2.7	3	1.7	19	1.6	10	1.7	3	1.7	3	1.5	2	0.0	0	2.0	1	58	93	4.0	NE	2.0
ABRIL	92.0	7.0	17	7	2.5	7	1.7	20	1.3	7	1.0	1	1.0	4	1.3	3	1.0	2	0.0	0	56	90	6.0	N	16.0
MAYO	80.8	5.3	7	6	2.2	7	2.0	30	2.2	5	1.0	1	1.5	4	2.0	3	0.0	0	2.0	2	47	93	8.0	NE	2.0
JUNIO	98.0	6.6	11	6	2.0	4	1.9	37	2.0	6	3.0	3	2.0	6	2.7	7	1.0	1	0.0	0	37	90	6.0	SE	2.3
JULIO	110.2			6	1.7	8	2.1	33	2.9	14	0.0	0	2.3	4	1.4	5	0.0	0	0.0	0	36	93	4.0	E	2.5
AGOSTO	91.3	5.6	14	6	2.6	8	1.6	40	1.4	10	2.0	1	1.8	5	2.0	3	1.0	3	0.0	0	30	93	6.0	N	2.4
SEPTIEMBRE	109.7	6.6	13	6	2.9	9	1.9	30	1.9	10	1.0	1	1.9	16	1.4	8	0.0	0	0.0	0	27	90	10.0	NE	2.8
OCTUBRE	90.0	4.4	4	7	2.3	10	2.1	19	1.6	15	1.7	3	1.3	8	1.7	14	1.0	1	0.0	0	30	93	6.0	N	2.2
NOVIEMBRE	82.9			7	4.3	3	1.9	27	1.3	17	1.7	3	1.0	8	1.3	4	0.0	0	0.0	0	38	90	6.0	N	2.2
DICIEMBRE	90.9	4.8	11	6	2.0	2	1.8	33	2.2	11	1.0	1	1.2	10	1.6	8	0.0	0	1.0	2	33	93	4.0	E	2.5
VALOR ANUAL	1098.0			7																					3.0

## ANEXO 3.2 SERIES DE VELOCIDADES DE VIENTO MAXIMO MENSUAL

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA  
UNIDAD ATENCION AL USUARIO

VIENTO MAXIMO MENSUAL Y DIRECCION (m/s)

---

### SERIES MENSUALES DE DATOS METEOROLOGICOS

---

NOMBRE: QUITO INAMHI-INNAQUITO

CODIGO: M024

PERIODO: 1980 - 2010 LATITUD: 0 10 0 S LONGITUD: 78 29 0 W ELEVACION: 2789

---

AÑOS	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	SUM. MEDIA
1982	6.0 NE	5.0 NE	5.0 N	8.0 N	6.0 NE	6.0 S	10.0 SE	8.0 SE	8.0 N	6.0 S	6.0 W	5.0 N	79.0 6.5
1983	4.0 NE	6.0 SE	5.0 NE	4.0 N	7.0 NE	7.0 S	14.0 SE	14.0 SE	8.0 SE	7.0 SE	14.0 N	8.0 N	98.0 8.1
1984	6.0 N	8.0 N					12.0 S	7.0 S	6.0 E	6.0 NE	8.0 S		
1985	8.0 S		6.0 N	6.0 E				8.0 S					
1986	6.0 NE	6.0 NE	6.0 N	6.0 NE	6.0 NE	6.0 S	12.0 S	8.0 E	8.0 S	10.0 S	5.0 S	8.0 NE	87.0 7.2
1987	6.0 NE	5.0 NE	6.0 NE	8.0 S	8.0 SW	7.0 SW	6.0 E	10.0 E	7.0 S	6.0 N	10.0 NE	7.0 S	86.0 7.1
1988	7.0 N	6.0 N	7.0 E	7.0 NE	7.0 NE	8.0 SW	7.0 E	7.0 S	6.0 S	5.0 NE	6.0 NE	6.0 N	79.0 6.5
1989	6.0 N	10.0 N	6.0 N	7.0 NE	6.0 NE	9.0 SW	8.0 S	8.0 NE	7.0 E	6.0 NE	8.0 N	6.0 N	87.0 7.2
1990	8.0 NE	7.0 S		6.0 NE		6.0 NE	9.0 SW		7.0 NE		6.0 NE		
1991	7.0 NE	8.0 SW	6.0 NE	6.0 N	7.0 NE	6.0 SW	7.0 E	8.0 SW	8.0 N	8.0 E	7.0 NE	8.0 N	86.0 7.1
1992	7.0 NE	6.0 N	6.0 NE	6.0 NE	8.0 NE	8.0 S	8.0 NE	8.0 S	7.0 SW	8.0 N	6.0 NE	6.0 NE	84.0 7.0
1993	8.0 S	6.0 NE	7.0 S	6.0 E	6.0 NE	8.0 S	8.0 E	8.0 S	7.0 E	7.0 NE	8.0 NE	6.0 E	85.0 7.0
1994		6.0 NE			6.0 NE	8.0 SW	10.0 E	10.0 E	10.0 S	7.0 N	8.0 N	8.0 N	
1995		6.0 N	7.0 E		6.0 NE		10.0 NE			5.0 NE	6.0 N		
1996		4.0 NE		6.0 NE	5.0 SW	6.0 S	10.0 S		18.0 S	6.0 N	5.0 S	20.0 S	
1997		6.0 N	5.0 NE	6.0 NE	6.0 SW	6.0 NE	8.0 S	6.0 S	9.0 NE	6.0 SW	6.0 NE	6.0 NE	
1998	6.0 S	6.0 SW	5.0 S	6.0 N		8.0 S	6.0 W	10.0 SE			8.0 N	8.0 NE	
1999		5.0 S	5.0 NE	6.0 N	4.0 NE	4.0 NE	9.0 NE	8.0 S	6.0 S	8.0 NE	8.0 N	6.0 N	
2000	6.0 N	8.0 NE	6.0 N	6.0 S			8.0 N		10.0 N	8.0 N	8.0 NE	4.0 NE	
2001	4.0 N	4.0 NE				6.0 NE	5.0 SW	5.0 NE	5.0 SW		4.0 NE		
2002	4.0 N	8.0 NE	4.0 NE	4.0 NE	4.0 S	8.0 S	8.0 S	10.0 NW		4.0 NE	6.0 NE		
2003		4.0 NE		6.0 NE		4.0 NE	6.0 S	6.0 SW		10.0 SW	4.0 NE	5.0 N	
2004		6.0 N	12.0 NE	4.0 NE	6.0 SW	12.0 SW	6.0 NE		10.0 S	6.0 N	4.0 NE	4.0 NE	
2005	8.0 N			6.0 NE	6.0 E	10.0 SW		10.0 NE	8.0 S	6.0 S			
2006		5.0 NE		6.0 NE	5.0 E	8.0 NE	10.0 E	10.0 SE	8.0 E	6.0 NE			
2007		6.0 SW	6.0 N	6.0 NE	4.0 S	6.0 SW	8.0 SW	8.0 SW	20.0 E	6.0 S	5.0 N		
2008		6.0 NE	4.0 NE	6.0 N	8.0 NE	6.0 SE	4.0 E	6.0 N	10.0 NI	6.0 N	6.0 N	4.0 E	
2009		5.0 N		4.0 NW		8.0 NE	10.0 SE	8.0 S	10.0 SE	6.0 NE	8.0 N	8.0 NE	
2010		8.0 NE	8.0 NE	6.0 SW		8.0 S	6.0 S		7.0 NE	10.0 E	6.0 E	7.0 NE	
media	6.2	6.1	6.1	5.9	5.9	7.2	8	8.7	8.9	6.5	6.8	6.9	83.7 6.9
minima	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	
maxima	8.0	10.0	12.0	8.0	8.0	12.0	14.0	14.0	20.0	10.0	14.0	20.0	20.0

### ANEXO 3.3. RODAMIENTO DE BOLAS CON CONTACTO ANGULAR, DE UNA HILERA, RODAMIENTO EN PULGADAS.

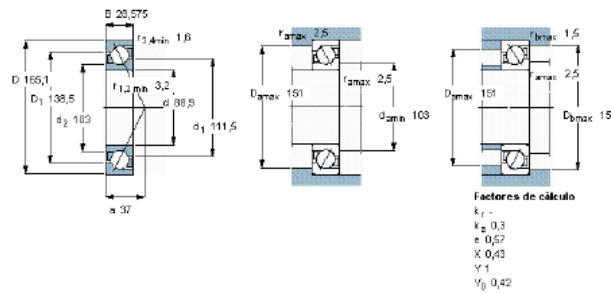
Rodamientos de bolas con contacto angular, de una hilera, rodamientos en pulgadas



Tolerancias, ver también el texto  
 Juego axial interno, a), b), precarga, ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm			kN		kN	rpm			
88,9	165,1	28,575	127	112	4,25	5000	5000	2,40	ALS 28 ABP

Solo proveedores de recambios



### ANEXO 3.4. Coeficiente Dinámico Kv

#### Coeficiente dinámico, $K_v$

Usando la velocidad tangencial en m/min.

Factor Dinámico	Condiciones de Engrane
$K_v = \frac{366}{366+v}$	Engranajes, fresados cepillados con poca precisión.
$K_v = \frac{27'6}{27'6+\sqrt{v}}$	Engranajes con acabado superficial de mediana precisión.
$K_v = \sqrt{\frac{43}{43+\sqrt{v}}}$	Engranajes de alta precisión o esmerilados

ANEXO 3.5. Acero AISI 4340 Propiedades Mecánicas.

**ANÁLISIS TÍPICO %**

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
705	0.36	0.25	0.70	--	--	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.35-0.40	0.20-0.35	0.60-0.80	0.04		1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

**EQUIVALENCIAS**

<b>AISI/SAE</b>	4340
<b>DIN</b>	34CrNiMo6
<b>W.Nr</b>	1.6582
<b>JIS</b>	SNCM1
<b>AFNOR</b>	35NCD6

**PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO**

<b>Resistencia a la Tracción</b>	90-110kg/mm <sup>2</sup>
<b>Esfuerzo de cedencia</b>	70kg/mm <sup>2</sup>
<b>Resistencia al impacto, kU</b>	aprox. 20 J
<b>Elongación, A5</b>	min 12%
<b>Reducción de área, Z</b>	min 45%
<b>Dureza</b>	270-330HB

ANEXO 3.6 Valores del Factor de Forma Y de Lewis.

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$	$\phi = 25^\circ$
	$a = 0.800$ $b = 1.000$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Cremallera	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

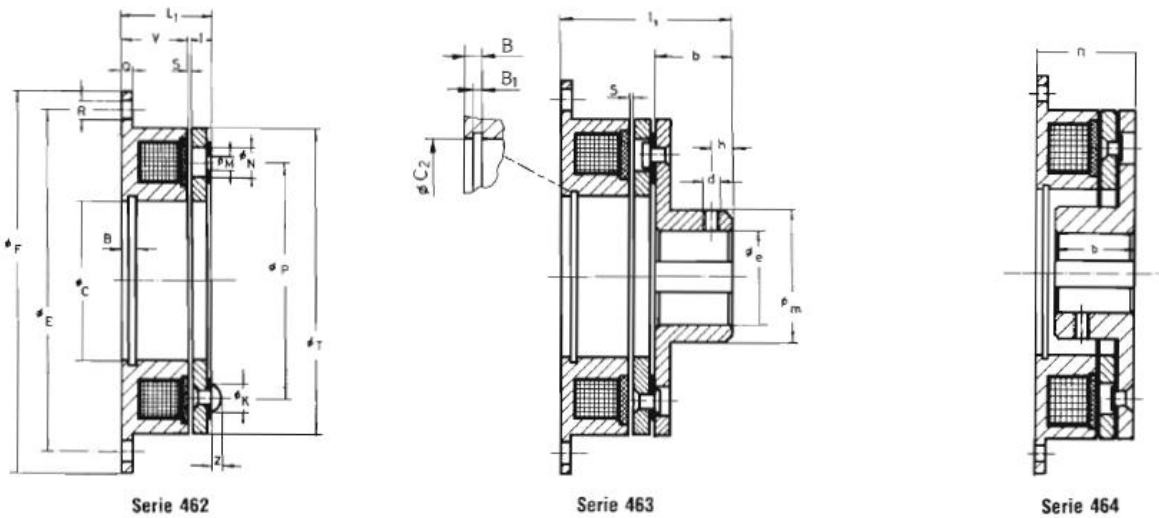
Fuente: R. G. Mitchiner and H. H. Mabie, "The Determination of the Lewis Form Factor and the AGMA Geometry Factor  $J$  for External Spur Gear Teeth, *ASME Journal of Mechanical Design*, vol. 104, no. 1, enero 1982, pp. 148-158.

\* Todas las dimensiones están en pulgadas. Los valores dados corresponden a un paso diametral de 1.

# ANEXO 3.7. SERIE Y ESPECIFICACIONES FRENO ELECTROMAGNETICO.

Serie 462/463/464

- ELECTROMAGNETIC SINGLE DISC BRAKES
- ▲ ELEKTROMAGNETISCH BETÄTIGTE EINSCHLEIBENBREMSEN
- FREINS ELECTROMAGNETIQUES MONODISQUES
- \* FRENOS ELECTROMAGNETICOS MONODISCO



Serie		462 - 463 - 464							
Size		94	95	01	02	04	08	16	32
Torque	Nm	2	7,5	15	30	60	120	240	480
Voltage	V	24*							
Power	W	8	10	22	27	36	38	52	60
Weight	Kg	0,16	0,30	0,5	1	1,70	3,80	6	11
Speed max	min <sup>-1</sup>	8.000	7.000	6.000	5.000	4.000	3.000	2.500	2.000
.....Arm. - 4.62	Kg cm <sup>2</sup>	0,08	0,5	1,4	5	18	55	150	380
Arm. - 4.63 - 4.64		0,15	0,8	2,4	9	28	80	280	700
B		-	3,5	4,25	5	5,5	6	7	8
B <sub>1</sub>		-	1,6	1,85	2,15	2,15	2,65	3,15	4,15
Ø CH <sup>B</sup>		18	3,5	42	52	62	80	100	125
Ø C <sub>2</sub>		-	37	44,5	55	65	82,1	103,5	129
Ø E		52	72	90	112	138	175	215	270
Ø Fh <sup>9</sup>		62	83	100	125	150	190	230	290
I		3,8	3,8	4,5	5,9	6,8	8,3	10,5	12
Ø K		7	7	7	9,5	11	14	17	20
L <sub>1</sub>		21	22	24,7	28,1	31,1	34,6	41	47,5
Ø M		2 x 4,1	3 x 4,1	3 x 4,1	3 x 5,2	3 x 6,2	3 x 8,2	3 x 10,2	4 x 12,2
Ø N		8	8,5	8,5	10,5	12	15,5	18,5	22
Ø P		29	46	60	76	95	120	158	210
Q		2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
Ø R		3 x 4,3	4 x 4,5	4 x 5,5	4 x 6,5	4 x 6,5	4 x 8,5	4 x 8,5	4 x 10,5
S		0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5
Ø T		42	63	80	100	125	160	200	250
V		17	18	20	22	24	26	30	35
Z		1,8	1,8	1,8	2	2	3	4	5
b		12	15	20	25	30	38	48	55
Ø d		M4	M4	M5	M5	M6	M8	M8	M10
Ø e max.		10	15	20	30	35	50	65	80
h		5	5	6	6	10	10	15	20
l <sub>1</sub>		33	37	44,7	53,1	61,1	72,6	89	102,5
Ø m		18,5	27	38	42	52	65	83	105
n		24	25,5	28,7	33,1	37,1	41,6	50	58,5

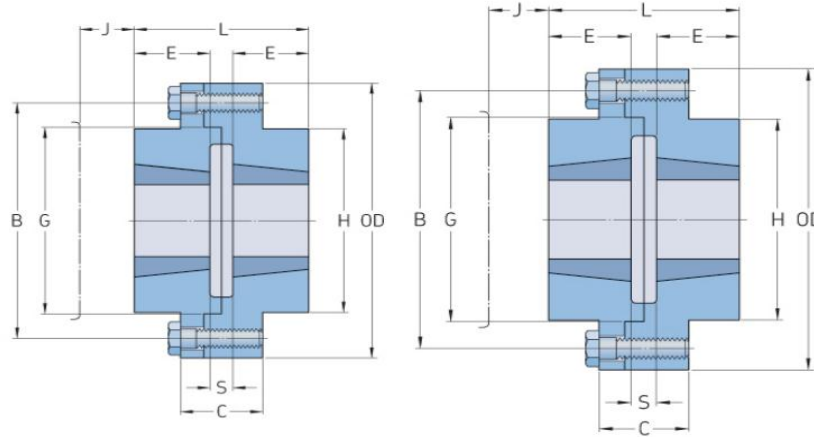
## ANEXO 3.8

### Acoplamiento Acoplamiento rígido

Español

#### PHE R35FTB

Tamaño	R35
Nº del casquillo	3525
Máx. Agujero (mm)	100
D (mm)	248
C (mm)	75
E (mm)	65
H (mm)	178
G nominal (mm)	178
B nominal (mm)	213
S+ (mm)	7
J* (mm)	67
L (mm)	137
Peso (kg)	34.0



Tenga en cuenta que un acoplamiento completo consta de una brida macho y una brida hembra.

J\* es el juego de llave requerido para apretar y aflojar el casquillo en el eje.

El uso de una llave corta permitirá reducir esta dimensión.

S+ es la distancia entre los extremos del eje.

El peso mostrado es para acoplamiento con casquillos cónicos medianos.

## ANEXO 3.9

### Rodamientos de bolas con contacto angular, de una hilera

**SKF**

Tolerancias, ver también el texto

Juego axial interno, a), b), precarga, ver también el texto

Ajustes recomendados

Tolerancias del eje y del alojamiento

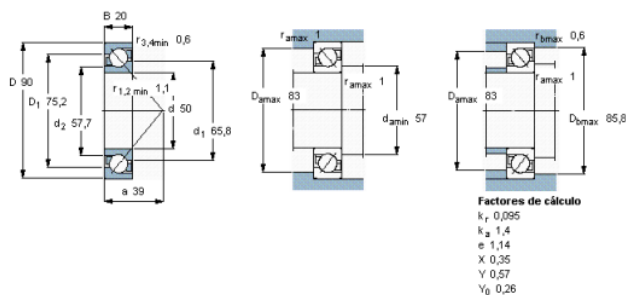
Dimensiones principales		Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación	
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	
45	85	19	38	28,5	1,22	10000	10000	0,42	7209 BECBP *
45	85	19	37,7	28	1,2	9000	9000	0,43	7209 BECBY
45	85	19	38	28,5	1,22	10000	10000	0,42	7209 BEGAP *
45	85	19	37,7	28	1,2	9000	9000	0,43	7209 BEGAY
45	85	19	37,7	28	1,2	9000	9000	0,43	7209 BEGBY
45	85	19	35,8	26	1,12	9000	9000	0,42	7209 BEP
45	85	19	37,7	28	1,2	9000	9000	0,43	7209 BEY
45	100	25	61	40,5	1,73	9000	9000	0,82	7309 BECAP *
45	100	25	60,5	41,5	1,73	8000	8000	0,86	7309 BECBJ
45	100	25	61	40,5	1,73	9000	9000	0,90	7309 BECBM *
45	100	25	61	40,5	1,73	9000	9000	0,82	7309 BECBP *
45	100	25	61	40,5	1,73	9000	9000	0,82	7309 BECBPH *
45	100	25	60,5	41,5	1,73	8000	8000	0,86	7309 BECBY
45	100	25	61	40,5	1,73	9000	9000	0,82	7309 BEGAP *
45	100	25	61	40,5	1,73	9000	9000	0,82	7309 BEGBP *
45	100	25	60,5	41,5	1,73	8000	8000	0,86	7309 BEGBY
45	100	25	55,9	37,5	1,6	8000	8000	0,82	7309 BEP
45	100	25	60,5	41,5	1,73	8000	8000	0,86	7309 BEY
45	120	29	85,2	55	2,36	7000	7500	1,80	7409 BCBM
45	120	29	85,2	55	2,36	7000	7500	1,80	7409 BGBM
45	120	29	85,2	55	2,36	7000	7500	1,8	7409 BGM
47,625	114,3	26,988	83,2	58,5	2,28	8000	8000	1,25	AMS 15 ABP
50	90	20	39	30,5	1,29	8500	8500	0,47	7210 BECBJ
50	90	20	40	31	1,32	9000	9000	0,51	7210 BECBM *
50	90	20	40	31	1,32	9000	9000	0,47	7210 BECBP *

Sólo proveedores de recambios

### Rodamientos de bolas con contacto angular, de una hilera

Tolerancias, ver también el texto  
 Juego axial interno, a), b), precarga, ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
50	90	20	39	30,5	1,29	8500	8500	0,47	7210 BECBJ



## ANEXO 3.10

### Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Tolerancias, ver también el texto  
 Juego radial interno, ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
30	62	16	20,3	11,2	0,475	-	7500	0,20	6206-RS1 *
30	62	16	20,3	11,2	0,475	24000	15000	0,20	6206-RZ *
30	62	16	20,3	11,2	0,475	24000	15000	0,20	6206-Z *
30	62	20	19,5	11,2	0,475	-	7500	0,24	62206-2RS1
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306 *
30	72	19	32,5	17,3	0,735	22000	14000	0,33	6306 ETN9
30	72	19	29,6	16	0,67	-	6300	0,35	6306-2RS1 *
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	11000	0,35	6306-2RZ *
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	11000	0,35	6306-2Z *
30	72	19	29,6	16	0,67	-	6300	0,35	6306-RS1 *
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306-RZ *
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306-Z *
30	72	27	28,1	16	0,67	-	6300	0,48	62306-2RS1
30	90	23	43,6	23,6	1	18000	11000	0,74	6406
31,75	69,85	17,462	22,5	13,2	0,55	20000	14000	0,30	RLS 10
31,75	69,85	17,462	22,5	13,2	0,55	-	7000	0,30	RLS 10-2RS1
31,75	69,85	17,462	22,5	13,2	0,55	20000	10000	0,30	RLS 10-2Z
31,75	79,375	22,225	33,2	19	0,815	17000	12000	0,50	RMS 10
34,925	76,2	17,462	27	15,3	0,655	18000	13000	0,35	RLS 11
34,925	88,9	22,225	41	24	1,02	15000	11000	0,63	RMS 11
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28000	18000	0,030	61807
35	47	7	4,75	3,2	0,166	-	8000	0,030	61807-2RS1
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28000	14000	0,030	61807-2RZ
35	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,080	61907
35	55	10	9,56	6,8	0,29	-	7500	0,080	61907-2RS1

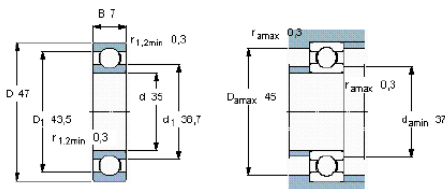
Sólo proveedores de recambios  
 Sólo proveedores de recambios  
 Sólo proveedores de recambios  
 Sólo proveedores de recambios  
 Sólo proveedores de recambios  
 Sólo proveedores de recambios



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados

Tolerancias, ver también el texto  
 Juego radial interno, ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28000	18000	0,030	61807



Factores de cálculo  
 $t_r$  0,015  
 $f_0$  14

ANEXO 3.11 DIMENSIONES ESTANDARIZADAS DE TUBERIA SIN COSTURA



Largo Normal: 6 m  
 Recubrimiento: Negro (Barniz)  
 Norma de Fabricación: JIS G 3132 SPHT-1  
 ASTM A 569  
 Extremos: Biselado  
 Observaciones: Otras dimensiones y largos previa consulta



**TUBO SIN COSTURA**

Designación	DIMENSIONES		PESO		SCH.
	D	e	P		
Pulg.	mm.	mm.	Kg/m		
3/8	17.1	2.31	0.84	40	
		3.20	1.10	80	
1/2	21.3	2.77	1.27	40	
		3.73	1.62	80	
3/4	26.7	2.87	1.69	40	
		3.91	2.20	80	
1	33.4	3.38	2.50	40	
		4.55	3.24	80	
1 1/4	42.2	3.56	3.39	40	
		4.85	4.47	80	
1 1/2	48.3	3.68	4.05	40	
		5.08	5.41	80	
2	60.3	3.91	5.44	40	
		5.54	7.48	80	
2 1/2	73	5.16	8.63	40	
		7.01	11.41	80	
3	88.9	5.49	11.29	40	
		7.62	15.27	80	
3 1/2	101.6	5.74	13.57	40	
		8.08	18.63	80	
4	114.3	6.02	16.07	40	
		8.56	22.32	80	
5	141.3	6.55	21.77	40	
		9.52	30.94	80	
6	168.3	7.11	28.26	40	
		10.97	42.56	80	
8	219.1	8.18	42.55	40	
		12.70	64.64	80	
10	273	9.27	60.29	40	
		15.09	95.97	80	
12	323.8	10.31	79.70	40	
		17.48	132.04	80	

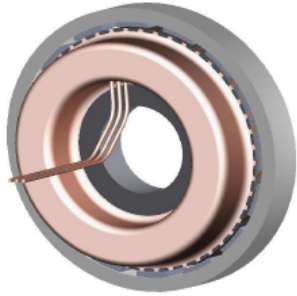


Usos  
 Instalaciones industriales  
 Conducción de fluidos a alta presión  
 Escapes de automóviles  
 Andamios  
 Instalaciones Petroleras

Descargue catálogo 

## ANEXO 3.12 ALTERNADOR DE IMANES PERMANENTES

### ALTERNADORES DE IMANES PERMANENTES - AEROGENERADOR



#### H132 ATR R

Este modelo de WIND PMG está especialmente concebido para un aerogenerador de eje VERTICAL.

El rotor exterior es una solución óptima para la construcción de aerogeneradores de eje vertical, porque permite un montaje especialmente rígido del mástil.

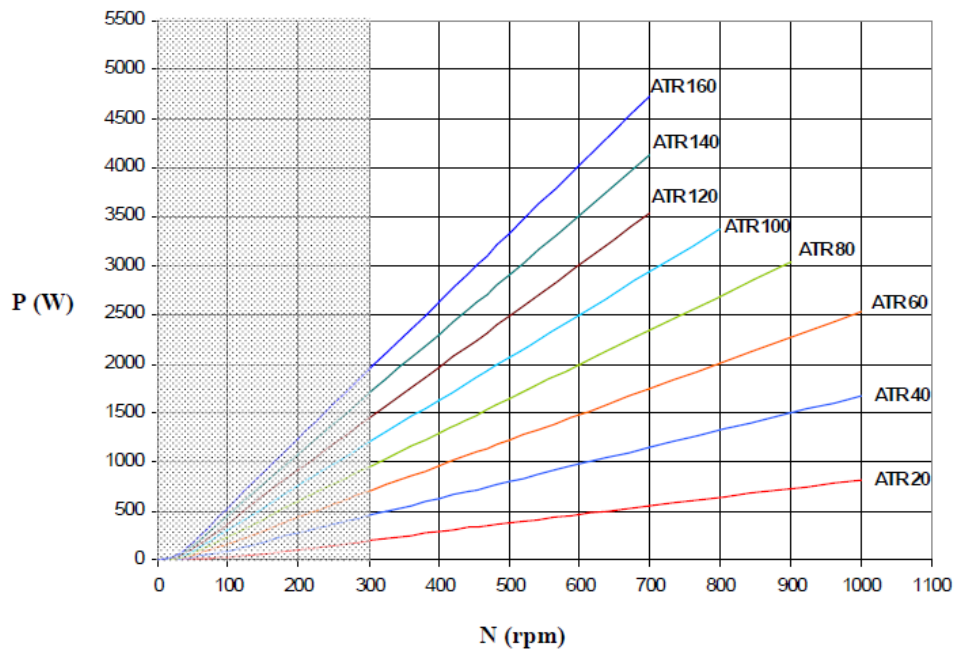
En función de la velocidad de rotación y la longitud de la generatriz, el R/S H132ATR R puede proporcionar potencias de hasta 4 kW.


#### GAMA DE POTENCIA

El gráfico siguiente ilustra todos los puntos de funcionamiento velocidad - potencia.

*Si conoce la potencia y la velocidad, puede identificar inmediatamente un primer tipo de R/S H132 ATR XXX R.*

#### R/S H132 ATR XXX R



 Zona de baja velocidad no recomendada, pues el rendimiento de los alternadores disminuye fuertemente.

## ANEXO 3.13 RECTIFICADOR



### WINDY BOY PROTECTION BOX



#### Seguro

- Protección muy dinámica contra sobretensión
- Comportamiento de arranque óptimo de la turbina eólica

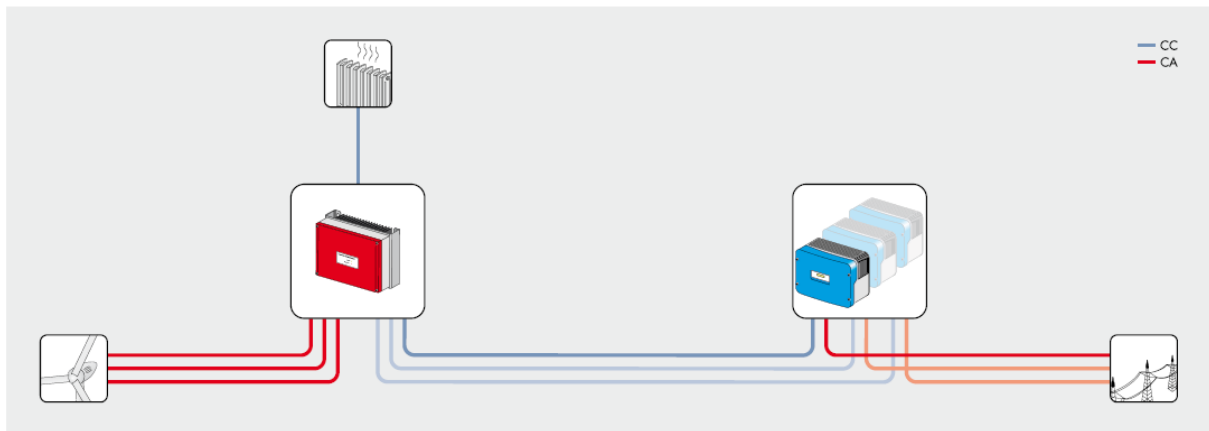
#### Elevado rendimiento

- Alto rendimiento del rectificador integrado
- Inyección incluso con tensión del generador demasiado alta

#### Cómodo

- Montaje sencillo
- Conexión trifásica del generador
- Disponible en tres clases de tensión: 400, 500 y 600 V

Datos técnicos	Windy Boy Protection Box 400	Windy Boy Protection Box 500	Windy Boy Protection Box 600
<b>General</b>			
Apto para	WB 1100, WB 1200, WB 1700	WB 3300, WB 3800, WB 3600TL, WB 5000TL	WB 2500, WB 3000, WB 5000A, WB 6000A
Rectificador	Integrado	Integrado	Integrado
Dimensiones (ancho / alto / fondo) en mm	280 / 220 / 130	280 / 220 / 130	280 / 220 / 130
Peso	5 kg	5 kg	5 kg
<b>Conexión del generador</b>			
Cantidad	1 x trifásica	1 x trifásica	1 x trifásica
Tensión de CA	3 x 0 V - 500 V	3 x 0 - 500 V	3 x 0 - 500 V
Corriente de CA	3 x 0 A - 11,5 A	3 x 0 - 11,5 A	3 x 0 - 11,5 A
Frecuencia del generador	0 Hz - 400 Hz	0 Hz - 400 Hz	0 Hz - 400 Hz
Potencia nominal	1 kW - 2 kW	3 kW - 4 kW	2 kW - 6 kW
<b>Conexión Windy Boy</b>			
Cantidad	3	3	3
Limitación de tensión (CC)	400 V	500 V	600 V
Potencia total	3 kW	4 kW	6 kW
<b>Conexión de resistencia de carga</b>			
Cantidad	1	1	1
Tensión nominal (CC)	400 V	500 V	600 V
Potencia constante	3 kW	4,5 kW	6 kW
<b>Coefficiente de rendimiento</b>			
Rendimiento máx.	> 99,95 %	> 99,95 %	> 99,95 %
Pérdidas en polarización directa	15 W	20 W	30 W
<b>Condiciones ambientales</b>			
Temperatura ambiente	-25 °C ... +60 °C	-25 °C ... +60 °C	-25 °C ... +60 °C
Clase de protección (según CEI 60529)	IP54	IP54	IP54
<b>Accesorios</b>			
Regulador de carga	Opcional	Opcional	Opcional
Modelo comercial	WBP-Box 400-11	WBP-Box 500-11	WBP-Box 600-11



Inyección a la red en una configuración de sistema trifásica

[www.SMA-Iberica.com](http://www.SMA-Iberica.com)

SMA Solar Technology AG

## ANEXO 3.14 INVERSOR



### Rentable

- Especialmente diseñado para pequeñas instalaciones eólicas
- Excelente comportamiento con vientos débiles

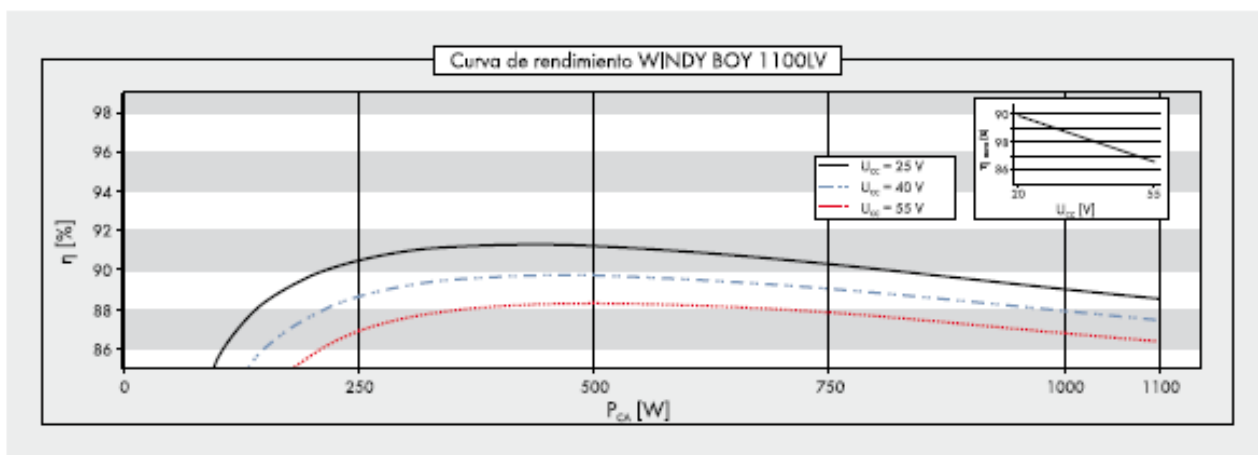
### Sencillo

- Libre elección de la turbina gracias a la curva característica polinomial programable
- Libertad de selección del lugar de montaje

### Seguro

- Separación galvánica
- Cumple la gran mayoría de las directivas europeas de conexión a red

Datos técnicos	Windy Boy 1100LV	
<b>Entrada (CC)</b>		
Potencia máxima de CC	1210 W	
Potencia del generador recomendada para 2500 / 5000 horas de carga completa al año	1000 W / 900 W	
Tensión máx. de CC	60 V	
Tensión en vacío mín. para la activación del "Turbine Mode"	25 V	
Rango de operación del "Turbine Mode"	21 V - 60 V	
Corriente máx. de entrada	62 A	
<b>Salida (CA)</b>		
Potencia nominal de CA	1000 W	
Potencia máx. de CA	1100 W	
Corriente máx. de salida	5 A	
Tensión nominal de CA / rango de funcionamiento de CA	220 V, 230 V, 240 V / 180 V - 260 V	
Frecuencia de red de CA / rango	50 Hz, 60 Hz / $\pm 4,5$ Hz	
Factor de potencia (cos $\phi$ )	1	
Fases de inyección / fases de conexión	1 / 1	
<b>Coefficiente de rendimiento</b>		
Rendimiento máx. / Rendimiento europeo	92,0 % / 90,4 %	
<b>Dispositivos de protección</b>		
Protección contra polarización Inversa (CC)	●	
Resistencia al cortocircuito (CA)	●	
Monitorización de toma a tierra	●	
Monitorización de red (SMA Grid Guard)	●	
Con separación galvánica	●	
<b>Datos generales</b>		
Dimensiones (ancho / alto / fondo) en mm	434 / 295 / 214	
Peso	29 kg	
Rango de temperatura de servicio	-25 °C ... +60 °C	
Consumo característico: en funcionamiento / en estado de reposo	5 W (< 0,1 W)	
Topología	Transformador de baja frecuencia	
Sistema de refrigeración	Convección	
Tipo de protección electrónica / área de conexión (según CEI 60529)	IP65 / IP65	
Clase climática (según CEI 60721)	4K4H	
<b>Características</b>		
Conexión CC: borne roscado	●	
Conexión de CA: conector	●	
Display: LCD / gráfico	●/-	
Interfaces: RS485 / Bluetooth*	○/○	
Garantía: 5 años / 10 años	●/○	
Certificados y autorizaciones	CE, VDE0126-1-1, G83/1, CER/06/190, DK 5940, RD 1663, AS4777, EN 50438	
● De serie ○ Opcional - no disponible / Datos en condiciones nominales		
Designación de tipo	WB 1100LV	



# ANEXO 3.15 DATOS METEOROLOGICOS AÑO 2008

M221		SAN CRISTOBAL-GALAPAGOS											INAMHI						
MES	HELIOFANIA (horas)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA SOMBRA (°C)						HUMEDAD RELATIVA (%)				PUNTO DE ROCÍO (°C)	TENSION DE VAPOR (hPa)	PRECIPITACION(mm)		Número de días con precipitación			
		ABSOLUTAS		M E D I A S				Máxima día		Mínima día				Media	Suma		Máxima en	24hrs	
		Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima			Máxima	Mínima		Máxima	Mínima	
ENERO	204.8	29.6	20	21.2	10	28.3	22.6	25.0	96	29	58	20	80	21.1	25.1	16.9	5.1	28	10
FEBRERO	181.8	32.4	29	21.8	2	29.4	23.4	26.1	96	10	58	29	82	22.6	27.5	83.1	29.0	9	16
MARZO	190.6	32.2	26	21.6	15	30.0	23.2	26.2	95	3	62	26	84	23.3	28.5	342.1	97.4	11	20
ABRIL	234.3	31.2	5	22.1	7	30.0	23.3	26.7	97	9	60	14	82	23.4	28.7	133.2	75.3	16	10
MAYO	273.0	30.6	12	21.8	7	29.8	23.5	26.5	97	6	64	8	80	22.7	27.6	6.1	2.6	22	4
JUNIO	190.4	30.4	7	21.1	16	28.8	23.4	25.6	96	25	56	20	79	21.5	25.7	28.2	8.0	8	11
JULIO	202.4	29.2	2	19.8	20	28.0	21.9	24.4	97	11	59	15	80	20.5	24.2	19.1	6.8	20	12
AGOSTO	165.2	29.0	14	19.8	27	27.7	21.3	23.8	97	1	61	12	81	20.4	23.9	4.3	1.8	5	6
SEPTIEMBRE	161.9	28.7	19			27.7	21.1	23.3	98	23	61	19	83	20.1	23.5	11.6	2.7	4	13
OCTUBRE	172.2	28.3	22	19.5	31	27.1	20.6	23.1	96	6	62	19	81	19.5	22.7	4.7	2.3	6	8
NOVIEMBRE	191.7	28.6	7	19.7	4	27.5	20.9	23.5	98	25	65	5	82	20.2	23.7	0.3	0.2	8	2
DICIEMBRE	195.9	30.0	28	19.4	12	28.4	21.3	24.0	97	8	64	1	84	21.1	25.1	19.4	11.5	8	5
VALOR ANUAL	2364.2	32.4				28.6	22.2	24.9	98	56	56	81		21.4	25.5	669.0	97.4		

MES	EVAPORACION (mm)		HUMEDAD MEDIA (Octas)	VELOCIDAD MEDIA Y FRECUENCIAS DE VIENTO														Vel. Mayor Observada (m/s) Dir.	VELOCIDAD MEDIA (Km/h)					
	Suma	Máxima en		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	CALMA	Nº	Obs.										
	Manual	24hrs		(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%	(m/s)	%			(m/s)	%			
ENERO	222.1	9.7	23	0.0	0	0.0	0	0.0	0	3.3	55	3.0	30	2.7	8	0.0	0	0.0	0	8	93	6.0	SE	7.1
FEBRERO	173.2			1.7	16	0.0	0	7.0	1	3.1	22	2.9	8	2.8	23	2.2	6	2.0	2	22	87	7.0	SE	4.5
MARZO	157.3	9.3	14	2.5	7	2.0	3	2.0	4	2.1	12	2.4	8	2.1	9	2.1	8	2.0	2	48	93	5.0	N	2.6
ABRIL	160.7	8.0	20	2.3	7	2.5	2	0.0	0	2.8	32	2.2	10	3.0	11	2.7	3	2.0	2	32	90	6.0	S	3.2
MAYO	197.1	8.4	12	0.0	0	0.0	0	6.0	1	3.5	74	2.8	18	0.0	0	0.0	0	0.0	0	7	93	7.0	SE	5.5
JUNIO	164.0	7.5	13	0.0	0	0.0	0	2.0	1	4.8	73	3.2	26	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0	90	10.0	SE	7.2
JULIO	172.4	7.1	12	0.0	0	0.0	0	4.3	4	3.8	84	3.5	12	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0	93	8.0	SE	7.2
AGOSTO	195.0	8.8	27	0.0	0	0.0	0	3.5	2	3.5	71	3.2	27	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0	93	8.0	SE	7.6
SEPTIEMBRE	177.0	7.5	28	0.0	0	0.0	0	5.7	3	4.7	89	4.1	8	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0	90	10.0	SE	8.4
OCTUBRE	197.7	8.6	19	0.0	0	0.0	0	3.5	4	4.4	83	2.4	13	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0	93	9.0	SE	8.1
NOVIEMBRE	212.0	17.0	11	0.0	0	0.0	0	0.0	0	4.2	80	3.1	20	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0	90	8.0	SE	8.5
DICIEMBRE	208.8	9.7	8	0.0	0	0.0	0	0.0	0	3.9	82	3.3	15	0.0	0	0.0	0	0.0	0	3	93	8.0	SE	7.6
VALOR ANUAL	2237.3			0.5	3	0.4	0	2.8	2	3.7	63	3.0	16	0.9	4	0.6	1	0.5	1	10		10.0	SE	6.0