

DISEÑO DE UN AEROGENERADOR PARA ZONA RURAL DEL SUMAPAZ,  
CUNDINAMARCA

JEISON ROMERO SANABRIA  
NICOLÁS SOTOMAYOR SÁNCHEZ

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.  
2.016

DISEÑO DE UN AEROGENERADOR PARA ZONA RURAL DEL SUMAPAZ,  
CUNDINAMARCA

JEISON ROMERO SANABRIA  
NICOLÁS SOTOMAYOR SANCHEZ

Proyecto Integral de grado para optar al título de  
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA  
FACULTAD DE INGENIERÍAS  
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.  
2.016

Nota de aceptación:

---

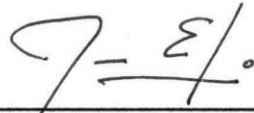
---

---

---

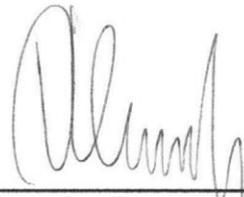
---

---



---

Ing. Juan Fernando Echeverry Perico  
Presidente del Jurado



---

Ing. Alvaro Romero  
Jurado 1



---

Ing. Edwin Rivera  
Jurado 2

Bogotá; Agosto de 2.016

## DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector de claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos humanos

Dr. Jaime Posada García-Peña

Vicerrectoría Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano General Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director de Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

Dedico este trabajo de grado en primer lugar a DIOS por darme la vida, por proporcionarme la sabiduría y la oportunidad de estudiar esta hermosa profesión y a mi familia, en especial a mis padres Julio Alfonso Romero Ruiz y Ruth Mariela Sanabria Tautiva, gracias a su dedicación y su esmero soy una persona con valores y capacidad de afrontar nuevos retos, a mi hermano Julián Camilo Romero Sanabria por su incondicional fraternidad, agradezco a las personas que han sido importantes en el transcurso de mis años de vida.

Jeison Alfonso Romero Sanabria

Este trabajo lo dedico a mi familia, que con mucho esfuerzo me han dado las bases para mi crecimiento y siempre me han apoyado, llegando al punto de anteponer mis prioridades que las de ellos, Por esto y muchas más cosas que me han brindado infinitas gracias. También lo dedico a Dios, por ubicarme en el camino correcto en el momento correcto, y brindarme las herramientas para lograr mis sueños. Y por último dedico este proyecto a la persona que cambio mi vida y es con quien inicio una nueva etapa, María Paula Mateus, gracias por haberme acompañado durante todo este proceso de formación y aprendizaje, y sobre todo gracias por apoyarme en todo momento, me enorgullece saber que formamos una familia.

Nicolas Sotomayor Sanchez

En primera instancia queremos agradecer a DIOS por permitirnos cumplir con éxito los logros cumplidos importantes para nosotros.

En segunda instancia agradecemos a nuestros padres, quienes con perseverancia, apoyo, dedicación y liderazgo nos brindaron su apoyo incondicional.

En tercera instancia agradecemos a todos los docentes y orientadores que de una u otra forma nos guiaron para que el desarrollo de este proyecto fuera posible.

## CONTENIDO

	pág.
1. LOS AEROGENERADORES	23
1.1 EVOLUCIÓN DE LA ENERGÍA EÓLICA	23
1.1.1 Orígenes	23
1.1.2 Avances	25
1.2 SITUACIÓN ACTUAL DE LOS AEROGENERADORES	26
1.2.1 Situación actual de los aerogeneradores en Colombia	28
1.3 CLASIFICACIÓN	30
1.4 ESTUDIO DE LOS VIENTOS	34
2. CONCEPTUALIZACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN	37
2.1 PARTES DE LOS AEROGENERADORES	37
2.1.1 Componentes del aerogenerador	37
2.2 MATERIALES ESTRUCTURALES	47
2.2.1 Materiales de las palas	47
2.2.2 Materiales de las torres	48
2.3 PERFILES AERODINÁMICOS Y TEORÍA DE LA CAPA LÍMITE	50
2.3.1 Capa límite	52
2.4 VIENTOS Y NUBOSIDAD DE LA ZONA DEL SUMAPAZ	55
2.5 DISEÑO CONCEPTUAL	55
2.5.1 Objetivos de la energía eólica	55
2.5.2 Principio básico	56
2.5.3 Principio detallado	56
2.5.4 Cargas	57
3. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	59
3.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	59
3.1.1 Alternativa 1	59
3.1.2 Alternativa 2	59
3.1.3 Alternativa 3	60
3.2 DESARROLLO DE ALTERNATIVAS	60
3.2.1 Descripción de requerimientos	61
3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	63
4. DISEÑO DETALLADO	65
4.1 CONCEPTUALIZACIÓN DEL SISTEMA	66
4.1.1 Descripción sistema de engranes planetarios	66
4.1.2 Descripción del sistema de las aspas y el rotor (turbina)	67
4.2 PARAMETRIZACIÓN DE LA MÁQUINA	68
4.2.1 Ubicación	68
4.2.2 Demanda energética	69
4.3 CÁLCULOS	70



4.3.1	Cálculo de la demanda de energía	70
4.3.2	Cálculo del potencial eólico	76
4.3.3	Diseño de las palas	84
4.3.4	Calculo elementos de sujeción de la pala	99
4.3.5	Sistema de posicionamiento de pala y corona	105
4.3.6	Diseño del rotor	112
4.3.7	Diseño del eje de bajas revoluciones	114
4.3.8	Diseño del sistema de transmisión	127
4.3.9	Diseño de carcasa sistema de transmisión	169
4.3.10	Selección del freno	170
4.3.11	Selección de rodamientos	172
4.3.12	Diseño de la góndola	172
4.3.13	Diseño del chasis	173
4.3.14	Diseño de la torre	175
4.3.15	Resumen del diseño	180
5.	ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	182
5.1	SIMULACIÓN PALA DEL ROTOR	182
5.1.1	Selección del material	183
5.2	SIMULACIÓN TORRE	186
5.2.1	Torre de hormigón	186
5.2.2	Torre metálica situación	192
5.3.	SIMULACIÓN CHASÍS	196
6.	MANUALES	200
6.1	MANUAL DE INSTALACIÓN	200
6.1.1	Instalación de la torre	200
6.1.2	instalación de la góndola	201
6.2	MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA	205
6.3	MANUAL DE MANTENIMIENTO	208
6.3.1	Métodos de inspección	208
6.4	MANUAL DE SEGURIDAD	216
7.	IMPACTO AMBIENTAL	218
7.1	IMPLICACIONES EN LA FABRICACION	218
7.1.1	Deterioro ambiental por fabricación de palas	218
7.1.2	En el momento de pintar el aerogenerador	218
7.1.3	Deterioro ambiental por fabricación de los engranes y ejes	218
7.2	IMPLICACIONES EN LA INSTALACION	219
7.2.1	Terreno de instalación y zapata	219
7.2.2	El transporte	219
7.2.3	Armado e instalación	220
7.3	IMPLICACIONES AMBIENTALES POR EL FUNCIONAMIENTO	220
8.	CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN	221

8.1 CONEXIÓN ELECTRICA	221
8.1.1 El Generador	222
8.1.2 El transformador	222
8.1.3 Inversor	222
8.2 AUTOMATIZACIÓN	222
8.2.1 Sistema pitch eléctrico	222
8.2.2 Rotor	224
8.2.3 Velocidad y protección generador	225
8.2.4 Sistema de orientación	226
8.2.5 Sistema control freno	226
8.2.6 Temperaturas	227
8.2.7 Lubricación	228
8.2.8 Vibraciones	229
8.2.9 PLC	229
9. ANALISIS FINANCIERO	231
10. CONCLUSIONES	237
11. RECOMENDACIONES	238
BIBLIOGRAFÍA	239
ANEXOS	241

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Países de mayor generación eólica	28
Tabla 2. Materiales componentes del acero S355	49
Tabla 3. Propiedades mecánicas del acero S355	49
Tabla 4. Requerimientos del cliente	61
Tabla 5. Grado de importancia de los requerimientos del cliente	62
Tabla 6. Requerimientos técnicos	62
Tabla 7. Grado de relación	62
Tabla 8. Grado de correlación	63
Tabla 9. Casa de la Calidad	64
Tabla 10. Número de habitantes	70
Tabla 11. Valores de energía	71
Tabla 12. Valores de potencias	72
Tabla 13. Potencial eólico	76
Tabla 14. Resultados potencial eólico	76
Tabla 15. Velocidades vs altura	79
Tabla 16. Distribución weibull para factores $K$	80
Tabla 17. Fuerzas eje chumaceras	84
Tabla 18. Perfiles naca	85
Tabla 19. Velocidad periférica	92
Tabla 20. Velocidad aparente	92
Tabla 21. Resumen velocidades	93
Tabla 22. Factor SR	94
Tabla 23. Ángulo calaje $\theta$	94
Tabla 24. Ángulo calaje $\beta$	95
Tabla 25. Cuerda R	97
Tabla 26. Fuerza de arrastre	98
Tabla 27. Características de engranes segunda etapa	164
Tabla 28. Cargas en los engranes satélites etapa 2	166
Tabla 29. Reacciones en los apoyos etapa 2	166
Tabla 30. Diámetros mínimos de los ejes etapa 2	166
Tabla 31. Tabulación fuerza torre hormigón	178
Tabla 32. Fuerzas torre metálica	179
Tabla 33. Fuerzas del viento sección hormigón	186
Tabla 34. Peso grupos	186
Tabla 35. Fuerzas torre metálica	192

## LISTA DE GRÁFICAS

	pág.
Gráfica 1. Curva de carga vivienda de la zona	71
Gráfica 2. Factor de forma	87
Gráfica 3. Ángulo de calaje	95
Gráfica 4. Selección corona pala	108
Gráfica 5. Diagrama de cuerpo libre eje de baja	114
Gráfica 6. Esquema planteamiento de momentos eje de baja	115
Gráfica 7. Plano X-Z Fuerza cortante eje de baja (V)	117
Gráfica 8. Plano X-Z Momento flector (M) eje de baja	117
Gráfica 9. Diagrama de Cuerpo Libre eje etapa1	141
Gráfica 10. Fuerzas Resultantes eje etapa 1	142
Gráfica 11. Reacciones en los apoyos eje etapa 1	144
Gráfica 12. Plano X-Z Fuerza Cortante (V) eje etapa 1	147
Gráfica 13. Plano X-Z Momento flector (M) eje etapa 1	147
Gráfica 14. Plano X-Y Fuerza Cortante (V) eje etapa 1	147
Gráfica 15. Plano X-Y Momento Flector (M) eje etapa 1	148
Gráfica 16. Curva de potencia respecto al viento	224

## LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Molino de Herón	23
Imagen 2. Aerogenerador Savonius	24
Imagen 3. Emplazamiento en el mar	27
Imagen 4. Esquema de una Aerobomba	31
Imagen 5. Posición del mecanismo respecto al viento	32
Imagen 6. Tipos de aerogenerador	33
Imagen 7. Eficiencia en los aerogeneradores	33
Imagen 8. Nubes estratos o estratus	35
Imagen 9. Nubes Cúmulos o Cúmulus	35
Imagen 10. Nubes Cirros	36
Imagen 11. Esquema de generación eléctrica	37
Imagen 12. Funcionamiento y partes de un aerogenerador	38
Imagen 13. Partes y componentes de una pala	39
Imagen 14. Estructura interna de una pala	39
Imagen 15. Componentes del cuarto de maquinas	41
Imagen 16. Sistema de orientación	42
Imagen 17. Torres reticuladas	44
Imagen 18. Diferencia entre los tipos de torres	44
Imagen 19. Torre de hormigón	45
Imagen 20. Torre tubular de acero	46
Imagen 21. Torre híbrida	46
Imagen 22. Materiales de las palas	47
Imagen 23. Fabricación de torres de acero	49
Imagen 24. Nomenclatura de perfiles aerodinámicos	50
Imagen 25. Zonas de alta y baja presión	50
Imagen 26. Movimiento del viento alrededor del perfil	51
Imagen 27. Torbellinos en vortices	52
Imagen 28. Generación de la capa limite	53
Imagen 29. Diferencia entre capa limite laminar y turbulenta	54
Imagen 30. Generación de flujos	54
Imagen 31. Sistema de engranajes planetarios	59
Imagen 32. Transmisión por cadenas	60
Imagen 33. Caja hidráulica	60
Imagen 34. Tipo de aerogenerador a diseñar	65
Imagen 35. Alternativa seleccionada	67
Imagen 36. Rotor y palas	68
Imagen 37. Mapa municipio Pasca	69
Imagen 38. Mapa vereda Quebradas	69
Imagen 39. Perfil Naca 4412	84
Imagen 40. Perfil Naca 4415	85
Imagen 41. Perfil Naca 2410	85

Imagen 42. Perfil Naca 23012	85
Imagen 43. Área de barrido	89
Imagen 44. Centro geométrico pala	91
Imagen 45. Twis de la pala	97
Imagen 46. Vista transversal de la pala	97
Imagen 47. Seccionamiento de la pala	99
Imagen 48. Peso sección alar	100
Imagen 49. Área superficial de la sección pala	101
Imagen 50. Área superficial de la pala	101
Imagen 51. Análisis corona-pala	106
Imagen 52. Corona ZB2	109
Imagen 53. Motor pitch pala	110
Imagen 54. Sistema de orientación de la pala	112
Imagen 55. Diseño del rotor	113
Imagen 56. Carcasa del rotor	114
Imagen 57. Eje de baja velocidad	127
Imagen 58. Velocidades del viento	128
Imagen 59. Velocidad específica	130
Imagen 60. Lubricación por niebla	167
Imagen 61. Lubricación por baño	168
Imagen 62. Lubricación por aspersión	168
Imagen 63. Carcasa de la transmisión	169
Imagen 64. Carcasa del freno	171
Imagen 65. Freno eje baja	171
Imagen 66. Detalle de rodamientos	172
Imagen 67. Diseño de gondola	173
Imagen 68. Vistas del chasis	174
Imagen 69. Corte del chasis	174
Imagen 70. Chasis con componentes	175
Imagen 71. Acceso a torre de hormigón	176
Imagen 72. Diseño torre metálica	178
Imagen 73. Seccionamiento torre metálica	179
Imagen 74. Seccionamiento torre metálica vista 2	179
Imagen 75. Aerogenerador completo	180
Imagen 76. Aerogenerador completo vista 2	181
Imagen 77. Pala vista viento 1	182
Imagen 78. Pala vista viento 2	183
Imagen 79. Pala vista esfuerzo máximo 1	184
Imagen 80. Pala vista esfuerzo máximo 2	184
Imagen 81. Pala vista desplazamiento máximo	185
Imagen 82. Pala vista reacciones	185
Imagen 83. Fuerzas sección hormigón	187
Imagen 84. Desplazamiento máximo hormigón	188
Imagen 85. Esfuerzo elemental hormigón	189
Imagen 86. Esfuerzo elemental hormigón localizado	189

Imagen 87. Esfuerzo elemental-nodal hormigón	190
Imagen 88. Esfuerzo elemental-nodal hormigón x-y-z	190
Imagen 89. Plano xy	191
Imagen 90. Plano xz	191
Imagen 91. Fuerzas reacciones hormigón	192
Imagen 92. Malla fuerzas sección metálica	193
Imagen 93. Material sección metálica	193
Imagen 94. Desplazamiento de sección metálica	194
Imagen 95. Esfuerzo elemental sección metálica	194
Imagen 96. Esfuerzo elemental-nodal sección metálica	195
Imagen 97. Esfuerzo elemental-nodal sección metálica situado	195
Imagen 98. Fuerzas en reacciones sección metálica	196
Imagen 99. Fuerzas del chasis	196
Imagen 100. Desplazamiento del chasis	197
Imagen 101. Esfuerzo elemental chasis	197
Imagen 102. Esfuerzo elemental-nodal chasis	198
Imagen 103. Esfuerzo elemental-nodal situado chasis	198
Imagen 104. Fuerza reacciones chasis	199
Imagen 105. Zapata	200
Imagen 106. Instalación torre	201
Imagen 107. ensamble de chasis	201
Imagen 108. instalación corona	202
Imagen 109. ensamble sistemas 1	203
Imagen 110. Ensamble generador	203
Imagen 111. Ensamble góndola	204
Imagen 112. Instalación góndola	204
Imagen 113. Ensamble rotor	205
Imagen 114. Inspección de manuales	205
Imagen 115. Acceso a la góndola	206
Imagen 116. Operación de la maquina	206
Imagen 117. Accionamiento de freno	207
Imagen 118. Sistema de luz	207
Imagen 119. Inicio de inspección visual	208
Imagen 120. Partes internas del aerogenerador a inspeccionar	209
Imagen 121. Inspección cámara termografía	212
Imagen 122. Inspección por ultrasonido	212
Imagen 123. Inspección por corrientes de Eddy	213
Imagen 124. Baroscopio	213
Imagen 125. Análisis de vibraciones	214
Imagen 126. Desgaste en engranes	215
Imagen 127. Construcción zapata	219
Imagen 128. Transporte de palas	220
Imagen 129. Esquema eléctrico aerogenerador	221
Imagen 130. Conexión al interconectado nacional	222
Imagen 131. Encoders pitch pala	223

Imagen 132. Final de carrera	223
Imagen 133. Detector de bloqueo rotor	225
Imagen 134. Controlador velocidad	226
Imagen 135. Veleta Encoder	226
Imagen 136. Sensor freno	227
Imagen 137. Sensor de temperatura	228
Imagen 138. Sistema lubricación	228
Imagen 139. Sensor de vibraciones	229
Imagen 140. Resumen conexión PLC	230



## LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Pernos del buje – Eje de baja	83
Cuadro 2. Listado de selección corona- pala	108
Cuadro 3. Tabulación resultados freno	171
Cuadro 4. Propiedades acero chasis	173
Cuadro 5. Pernos torre	180
Cuadro 6. Propiedades mecánicas material pala	183
Cuadro 7. Propiedades hormigón	187
Cuadro 8. Apriete según rosca	202
Cuadro 9. Precio actual de energía	232
Cuadro 10. Costos de ingeniería	233
Cuadro 11. Flujo de caja periodo 0-3	234
Cuadro 12. Flujo de caja periodo 4-7	234
Cuadro 13. Flujo de caja periodo 8-11	234
Cuadro 14. Flujo de caja periodo 12-15	235
Cuadro 15. Flujo de caja periodo 16-18	235
Cuadro 16. Flujo de caja periodo 19-20	235
Cuadro 17. Resultados financieros	236

## LISTA DE DIAGRAMAS

	pág.
Diagrama 1. Principio básico de la energía eólica	56
Diagrama 2. Transformación de la energía	56
Diagrama 3. Detalle de transformación de energía	57
Diagrama 4. Disposición de cargas	57

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Altura y ubicación	242
Anexo B. Resumen plan de desarrollo municipal	245
Anexo C Recibos de luz	253
Anexo D. Perfiles naca	256
Anexo E. Catálogo de selección corona ISB	257
Anexo F. Catalogo Pitch	275
Anexo G. Acero estructural 4140	280
Anexo H. Acero 4142	282
Anexo I. Sistema de transmisión	284
Anexo J. Catálogo del lubricante usado en el sistema de transmisión	287
Anexo K. Material evaluado en el sistema de transmisión	288
Anexo L. Catálogo del freno	290
Anexo M. Catálogos de rodamientos	292
Anexo N. Material pala	299
Anexo O. Material torre	300
Anexo P. Material chasis	302
Anexo Q. Catalogo generador eléctrico	306
Anexo R. Distribución sistema interconectado nacional UPME	308
Anexo S. Catalogo transformador	309
Anexo T. Curva de carga de Colombia UPME	315
Anexo U. Sistemas de control	323
Anexo V. Carta a empresa de energía de Cundinamarca	342
Anexo W. TRM del día cálculos financieros	343
Anexo X. Planos	344

## RESUMEN

Este proyecto está enfocado al diseño de un aerogenerador para la zona rural del Sumapaz, lo cual involucra el cumplimiento de una serie de eventos que empiezan con el análisis de la disponibilidad del viento en la región del páramo del Sumapaz; posteriormente se realizó el estudio de la zona, en donde se recopiló la demanda energética a cubrir y otros factores externos que puedan ser requeridos como lo es la fauna y flora de la región. Al tener esta información recopilada, se continuó con el desarrollo de la máquina, evaluando tres posibles soluciones, pero considerando la más adecuada para la zona. A continuación, se desarrolló el diseño detallado de la máquina, en el cual se realizaron cálculos de todos los dispositivos internos y externos que requiere la máquina para su funcionamiento, entre ellos están las tres palas y sus perfiles tipo N4500, el sistema de multiplicación que se compone de dos etapas de engranes planetarios, los ejes escalonados, los frenos electromagnéticos, la torre arriostrada, los pernos, el chasis y el buje principal del aerogenerador.

Ya sabiendo las características de los componentes del aerogenerador, se continuo a realizar por medio de un software especializado, un análisis por método de elementos finitos, esto con el fin de verificar los cálculos realizados, los materiales seleccionados, los aspectos y condiciones tenidas en cuenta. Al haber corroborado todos los cálculos con el software, se desarrollaron los planos constructivos y de ensamble.

Después, se desarrollaron los manuales que requiere, como lo son el de mantenimiento, fabricación, instalación y operación. Y por último se desarrolló un análisis en el impacto ambiental que tiene el desarrollo de un dispositivo de este tipo y un análisis financiero que culmina como objeto informativo para cualquier interesado en el proyecto.

Palabras clave: Diseño, Aerogenerador, Energía eólica.

## INTRODUCCIÓN

En este proyecto la *importancia* de diseñar un aerogenerador para producir energía eléctrica para los habitantes de la zona del Sumapaz, Cundinamarca es poder brindar un avance tecnológico en la zona, donde las personas puedan abastecerse y tengan alternativas de sostenibilidad diferentes, para otorgar herramientas de defensa a los habitantes en su situación vulnerable ante las distintas amenazas sociopolíticas que pueden atacar el medio ambiente.

El *origen* del problema está dado por varios aspectos; entre ellos la violencia que se ha presentado por grupos al margen de la ley y la situación precaria que tuvo el gobierno con esta zona, generando atraso en el desarrollo tecnológico, cultural y social de la región.

Para solucionar este problema este proyecto plantea como *objetivo* general “Diseñar un aerogenerador para zona rural del Sumapaz, Cundinamarca”, en donde su principal solución es suplir las necesidades energéticas de la zona, mejorando la calidad de vida de los habitantes de la región, generando un bajo impacto ambiental y un desarrollo tecnológico en el área. Para ello se establecieron los siguientes objetivos específicos:

- ♣ Realizar un estudio de los avances tecnológicos referentes a los aerogeneradores
- ♣ Establecer los requerimientos funcionales y los parámetros
- ♣ Elaborar un diseño conceptual
- ♣ Plantear y evaluar alternativas de solución respecto al subsistema de multiplicación
- ♣ Definir los parámetros de funcionalidad del aerogenerador
- ♣ Desarrollar un diseño detallado del aerogenerador
- ♣ Elaborar un análisis por elementos finitos de los sistemas críticos
- ♣ Realizar manuales de ensamble, fabricación, instalación y operación
- ♣ Realizar manuales de seguridad y mantenimiento
- ♣ Elaborar los planos de fabricación, ensamble, montaje, sistemas eléctricos y sistemas automatizados

- ♣ Evaluar el impacto ambiental que genera la construcción del aerogenerador
- ♣ Realizar el estudio financiero del proyecto

El *alcance* de este proyecto llega únicamente hasta el diseño de un aerogenerador de pequeña a mediana escala, en condiciones meteorológicas del Sumapaz, Cundinamarca, no incluye la construcción del mismo.

Las *limitaciones* de este proyecto son: Diseñar un aerogenerador de eje horizontal tripala, donde los perfiles de las palas se seleccionan de acuerdo a las condiciones eólicas de la zona. El sistema de freno es de selección igual que el generador eléctrico, que cumple con la demanda de energía calculada.

La *metodología* empleada involucra a partir de un planteamiento de alternativas la selección de la óptima, y esta se lleva al diseño detallado, en donde se verifica en software especializado el diseño.

El desarrollo de este proyecto aporta al *avance* tecnológico de la energía eólica en Colombia, un estudio en zona montañosa con condiciones tipo páramo donde las corrientes de viento son húmedas y de altas velocidades.

Este proyecto *aplica* al diseño de una máquina eléctrica para la obtención de energía eléctrica a partir de una fuente renovable.

# 1. LOS AEROGENERADORES

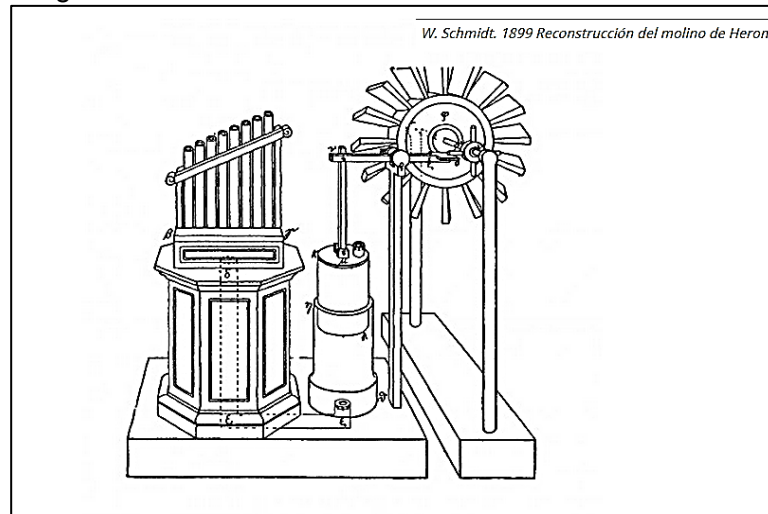
## 1.1 EVOLUCIÓN DE LA ENERGÍA EÓLICA

En el transcurso del tiempo el uso del viento siempre ha estado entre los intereses del ser humano. En la búsqueda de su desarrollo tecnológico se encontró que era útil en el uso de labores tales como: actividades domésticas, guerra, transporte y producción energética.

1.1.1 Orígenes. Los primeros hallazgos<sup>1</sup> importantes del uso de la energía eólica se dieron en Egipto, quienes usaban el viento como fuerza motriz para sus barcos de vela, los cuales usaban para el transporte en la región que comprendía el alto y bajo Egipto; en esta época, 4.000 A.C., los egipcios necesitaban un transporte que permitiera navegar por el río Nilo, en donde le dieron uso a la energía eólica, en barcos de vela.

Luego en el siglo II A.C., se encontró evidencia de un molino de viento de autoría de Herón de Alejandría, en donde se usó para el accionamiento de un órgano de viento como se observa en la siguiente imagen;

Imagen 1. Molino de Herón



Fuente: TECNOTICABLOG. Disponible en <http://tectonica-blog.com/?p=44474>

Posteriormente en el siglo VIII d.C. al occidente de Europa apareció la era de molinos de viento de eje horizontal, donde sus aspas fueron realizadas en tela por holandeses, diseñándolos para uso de vientos promedio continentales. El uso de aerogeneradores siguió tomando fuerza en Turquía, Irán y Afganistán, en donde

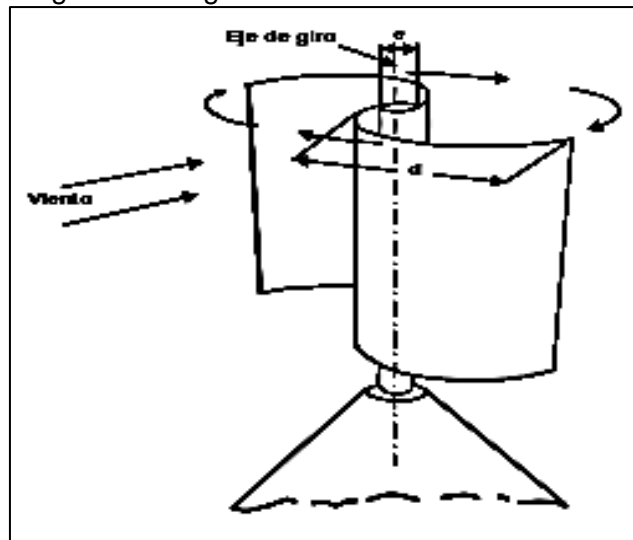
<sup>1</sup> LEAL, Rubio, Manuel; Domínguez, Martín, Aitor; León, Reneses, Alvaro; Marcos, Barrio, Agustín; Arbeteta, Durán, Alfonso; Lechosa, Urquijo, Emilio, Diseño de aerogeneradores

requerían la extracción de agua; esto ocurrió en los siglos XII y XIII. En Europa crearon molinos de 4, 6 y 12 palas. Este número de palas buscaba trabajar en un rango de operación en promedio de 2 m/s.

Pasados los años, al ocurrir la revolución industrial, se vio detenido el avance tecnológico de los molinos de viento y aerogeneradores, ya que iniciaba el auge de las máquinas de vapor y la obtención de energía a base de combustibles fósiles. Luego de un periodo muerto en el desarrollo eólico, se volvió a retomar la energía eólica en la aviación, utilizando la aerodinámica para sus alas y las hélices. Este aporte importante da inicio al estudio de palas para desarrollar aerogeneradores.

Para el año de 1.924, ya se estaba trabajando en modelos de aerogeneradores que funcionaban de manera diferente, como lo es el que invento el Ingeniero Sigurd. J. Savonius, que involucraba un eje vertical en vez de un eje horizontal como el comúnmente usado en los molinos de viento. En la siguiente imagen se observa la disposición de un aerogenerador Savonius;

Imagen 2. Aerogenerador Savonius



Fuente: ESCUDERO, López, José María, Manual de energía eólica, 2003, Madrid, España

En el año 1.929 Francia construyó el primer<sup>2</sup> aerogenerador eléctrico, con apoyo de una compañía privada, en donde el diseño era bipala con envergadura de 20 metros, este fue destruido por las grandes ráfagas de viento. Después en 1.931 Rusia optó por el desarrollo de esta tecnología implementando un aerogenerador en una zona costera, para una producción de 100 KW. Por último, la NASA, en Estados Unidos desarrolló un aerogenerador de 53 metros de diámetro, el cual posteriormente fue abandonado como proyecto de interés de la NASA.

---

<sup>2</sup> lbit., P.17.



1.1.2 Avances. En España en el año 1.979 se comenzaron estudios de alto interés por el gobierno para el desarrollo e instalación de un aerogenerador de 100 KW, este estudio con el fin de dar pauta para la futura instalación de aerogeneradores de mayor tamaño, y de mayor capacidad. El primer aerogenerador fue un dispositivo un poco robusto, muy experimental en su elaboración, y que conllevó consigo uno de los estudios más profundos de potencial eólico que había realizado España hasta la fecha. Para el año de 1.982, se tuvo prevista una inauguración que se vio frenada por vibraciones excesivas en el diseño, e hicieron que el proyecto se retrasase tres años más. Para 1.985 se logró la inauguración de la planta entregando 60 KW, siendo esta planta la base para el desarrollo de la energía eólica en España.

Para estos años en Europa el revuelo de la energía eólica empezó a llamar la atención de muchas entidades a tal punto que en España se creó U.N.E.S.A-INI (P.E.U.I.). Esta entidad era la encargada del desarrollo<sup>3</sup> de la energía eólica y de nuevas formas de obtención energética en España, y fue quien dio lugar a que se desarrollaran en gran cantidad aerogeneradores de hasta 1,5 MW.

Para este entonces, Alemania y España estaban siendo líderes en este tipo de tecnología en Europa, y empezaron a trabajar de la mano para llegar a elaborar lo que en esa época se conoció como el aerogenerador de los 90's. Una máquina mucho más potente que oscilara en el orden de MW y no de KW, con mejores características y mayor eficiencia. Para esto Alemania y España recopilaron información a nivel mundial acerca de métodos de diseño de aerogeneradores, ya que paralelamente Estados Unidos había estado trabajando en el desarrollo de aerogeneradores de pequeña y mediana escala, para su uso industrial.

Al ver el potencial eólico que tenía España, especialmente en Galicia, la U.N.E.S.A-INI (P.E.U.I.) comenzó a contar con el apoyo de entidades privadas y el gobierno español, para la construcción de parques eólicos. Estos parques tenían de 10 a 12 aerogeneradores, con una producción del orden de 30 KW por aerogenerador. Esto posicionó a España como uno de los países que más desarrollo tuvo en cuanto al uso de energía eólica en la década de los 90's.

Con el paso de los años, la tecnología usada fue avanzando a grandes pasos, en donde se trabajó en el ángulo de ataque de los perfiles alares, en optimizar el sistema de multiplicación, en el uso de materiales mucho más livianos y resistentes, en mejorar la vida útil y sobre todo en obtener una mayor potencia.

Uno de los grandes avances que se presentó a finales de los 90's es la sectorización del mercado para los aerogeneradores. En primer lugar, se clasificaron como aerogeneradores para uso aislado o para uso en los sistemas interconectados a la

---

<sup>3</sup>ESCUADERO, López, José María, Manual de energía eólica: Investigación, diseño, promoción, construcción y explotación, (2ª.-ed), Mundi Prensa, Madrid, España, 2011.

red nacional de cada país. En segundo lugar, se dividieron según la potencia, dando origen a los aerogeneradores de pequeña generación, a los de mediana generación, y ya se comenzaba a trabajar en los de gran generación. Y en tercer lugar se desarrolló el enfoque de la clasificación anteriormente mencionada, en donde los de pequeña y mediana generación estaban enfocados a sistemas aislados en su mayoría, en donde generaban energía para zonas que no estaban dentro de la red nacional; y los de mediana a gran potencia eran usados en sistemas de generación eléctrica tipo parque eólico para la producción de energía para el abastecimiento del país. Así, muchas empresas comenzaron a producir aerogeneradores según el mercado a donde quisieran enfocarse.

Por esta razón se vieron los nuevos emplazamientos de aerogeneradores en el mar, debido a que en el mar las constancias de los vientos eran altas y no existían tantas restricciones en cuanto al tamaño de la máquina. El primer aerogenerador instalado en el mar fue en Suecia. Después de ver el resultado se comenzaron estudios para la instalación de parques eólicos en el mar, siendo el primer parque eólico en el mar en Dinamarca, el cual fue diseñado para la exploración y el desarrollo de esta nueva tecnología en emplazamientos en el mar. Estas investigaciones llevaron a la construcción de un parque eólico en Copenhague, Dinamarca, ya para el año 2001.

## 1.2 SITUACIÓN ACTUAL DE LOS AERGOGENERADORES

En la actualidad, el recurso eólico disponible para la generación eléctrica que se encuentra en el planeta se sitúa en 53.000 TW hora por año.

Actualmente la energía eólica, está tomando mucha fuerza, países como China buscan tener por lo menos un 50% de la demanda eléctrica del país abastecida con generación eólica, y mundialmente se está enfocando la energía eólica a que se pueda abastecer por lo menos un 20% de la demanda mundial<sup>4</sup> anual de energía eléctrica. Por esta razón hoy en día los aerogeneradores de gran tamaño son más comunes, y su ubicación por el tamaño al requerir altas corrientes de viento, es preferiblemente en el mar como lo es el parque eólico marítimo en Suecia.

El uso del recurso eólico en el mar se ha convertido en una de las prioridades de países como Estados Unidos, China, Alemania, Turquía, Suecia y Dinamarca. Las investigaciones actuales patrocinadas por estos países están enfocadas a la disminución de costos de los emplazamientos en el mar<sup>5</sup>, ya que este tipo de parque, requiere de una mayor inversión inicial, lo que hace que sea necesario la instalación de turbinas de una altísima potencia para recuperar la inversión lo antes posible. Otras investigaciones están enfocadas a mejor regulación de velocidades en las palas debido a las altas corrientes que se producen a bajas alturas. Estas altas

---

<sup>4</sup> Ibit., P.19.

<sup>5</sup> CONRADO, Moreno, Figueredo, [en línea], Cuba, Disponible en Internet en <http://www.cubasolar-cu/bi-biblioteca/energía/Energia35/HTML/articulo05.htm>

velocidades son producidas por tener el agua un coeficiente de fricción mucho más bajo que el de la superficie terrestre. Aunque es un sistema de alta potencia posee otro tipo de restricciones que limitan su uso, como lo es la red de distribución que requieren y la distancia a la costa que requiere. Un ejemplo de este tipo de emplazamientos se ve a continuación en la siguiente imagen 3;

Imagen 3.Emplazamiento en el mar



Fuente:<http://www.evwind.com/wpcontent/uploads/2013/01/Offshore-Wind-Energy-eólica-marina.jpg>

El mercado actual de los aerogeneradores contempla un crecimiento muy alto, en donde esta energía cada vez es más usada y más confiable, y aún sigue en desarrollo e investigación.

China actualmente está como líder en este tipo de generación, contemplando 50,3% de la capacidad instalada a nivel mundial, una cifra bastante alta teniendo en cuenta que China ha desarrollado esta tecnología en los últimos 12 años, comparado con países como España o Alemania, que sus investigaciones vienen desde 1.970 e inclusive antes. Y las investigaciones apuntan a que en el futuro este liderazgo se mantendrá.

Este crecimiento de la energía eólica llegará a tal punto que entre los años 2.020 y 2.040, el abastecimiento eléctrico en el mundo será en un 20% por sistemas eólicos, mostrando un panorama favorecedor para esta energía renovable. Y aunque se prevé que en todo el mundo se dé esta energía, los únicos países que enfocarán la producción de esta energía a gran escala son los pertenecientes a América del Norte, a Europa y China.

La Unión Europea actualmente para fomentar el desarrollo de la energía eólica proporciona ciertos incentivos los cuales han tenido un muy buen resultado viendo las estadísticas de crecimiento en Alemania, Suecia, Dinamarca, España y otros países. Este método de incentivos<sup>6</sup> consiste en obligar a ciertas empresas distribuidoras de energía eléctrica en los países a comprar energía producida por

---

<sup>6</sup> CREUS, Solé, Antonio, Aerogeneradores, Cano Pina, S.L. – Ediciones Ceysa, 2.007.

este método. También consistía en la aprobación de créditos para pequeñas centrales y el apoyo de la Unión Europea para financiar este tipo de proyectos.

El panorama mundial actualmente muestra los grandes líderes en cuanto a la generación eólica, como lo es China, Europa y Estados Unidos. A continuación, se observará una tabla en donde se describen los países que mayor uso le dan a la energía eólica;

Tabla 1. Países de mayor generación eólica

País	Generación
China	44,733 GW
USA	40,180 GW
Alemania	27,215 GW
España	20, 676 GW

1.2.1 Situación actual de los aerogeneradores en Colombia. La generación eólica en Colombia está un poco reducida, debido a que aún no se ha fomentado el desarrollo de esta energía, y aunque es un territorio con unas condiciones excepcionales de viento aún está en estudio la implementación de este tipo de energía.

Ahora bien, actualmente en Colombia existen varios estudios para la instalación de dispositivos que usen esta energía, y para evaluar su desarrollo a futuro, inclusive hay un parque eólico llamado Jepirachi, ubicado en la Guajira en donde se tiene una capacidad instalada de 19,5 MW, divididos en 15 aerogeneradores<sup>7</sup>. Este aprovechamiento energético que se presenta en Jepirachi, Guajira es poco con el potencial eólico que presenta el país, y más aún cuando esta generación solo se presenta en horas pico y cuando los embalses del país se consideran secos.

Este bajo desarrollo del país en este campo, puede venir de varios factores, siendo el primero el apoyo del gobierno, ya que en este caso el mercado eólico no se encuentra a la altura para competir con la generación eléctrica tradicional del país, no solo por su baja producción, sino por el precio de esta energía en comparación con los métodos tradicionales. Además, que a diferencia de los países acogidos por los beneficios de la Unión Europea, Colombia no posee ningún tipo de motivación en cuanto al desarrollo de esta energía, en donde se entiende como motivación las condiciones que presenta la Unión Europea mencionadas anteriormente.

Es necesario aclarar que la energía eólica está en su auge en países ya desarrollados, como lo es China y Estados Unidos, en cambio Colombia se encuentra en vía de desarrollo lo que causa una mayor dificultad para el financiamiento de este tipo de proyectos y para la investigación del recurso eólico en el país. Colombia aún no es un país industrializado, y no tiene la capacidad

<sup>7</sup> MAYA, Ochoa, Cecilia, HERNANDEZ, Betanur, Juan, GALLEGOS, Munera, Oscar, La valoración de proyectos de energía eólica en Colombia bajo el enfoque de opciones reales, tesis de grado Maestría en Finanzas, de la Universidad Eafit, Medellín, Colombia, 28 de mayo de 2012.

económica para el desarrollo de la energía eólica al nivel de los países ya desarrollados.

Aunque el panorama en Colombia comparado con el panorama de las energías renovables a nivel mundial no es el mejor, Colombia ya ingresó al proceso de cambio, y aunque tardará años, ya los estudios se están desarrollando. El Plan Energético Nacional, es quien ha incentivado y ha prospectado una viabilidad alta en este tipo de energía, y no solo en esta, sino en conjunto las energías renovables que actualmente se han desarrollado a nivel mundial.

Ya entrando un poco más en contexto, Colombia tiene un privilegio geográfico debido a que es un país que está ubicado en la zona ecuatorial, en donde se presentan grandes variaciones de vientos debido a la diferencia de temperaturas durante el día, ya que el sol irradia casi perpendicularmente se tiene una mayor constancia durante el día del astro, por ende la variación de temperaturas durante el día se hace más evidente, lo que favorece el potencial eólico del viento, y esto se puede observar cuando se miran los mapas de vientos<sup>8</sup> del IDEAM en donde la constancia del viento a nivel país es muy pareja, presentando altas velocidades en costas y valles y bajas velocidades en llanuras. Las velocidades del viento en Colombia oscilan de 2 m/s a 10 m/s, estos últimos en lugares específicos y con condiciones especiales del clima. Un gran referente es la constancia del viento, en donde no todas las regiones presentan una igual constancia, observando que en los meses de Octubre y Diciembre hay una baja en el viento, en el país.

Al comenzar el desarrollo energético en el país se han desarrollado diversos estudios para saber no solo el estado actual sino a dónde quiere llegar Colombia con las energías renovables. El programa de Uso Racional y Eficiente de Energía y Fuentes No Convencionales (PROURE), indica las metas que se han establecido, siendo un horizonte próximo el año 2.020, en donde se quiere que el 6,5% de la capacidad del país sea con base en energías no convencionales; siendo los biocombustibles un área fuerte en el desarrollo energético. Para llegar a esto es necesario un incremento de hasta el 20% de utilización de nuevas energías para el 2.020. En este caso más de la mitad se espera que sea energía eólica.

Una de las principales causas de que el desarrollo energético eólico no haya crecido a la par con el crecimiento mundial, es el costo de infraestructura que se presenta, y más al ser nuevos dispositivos. Cuando se instaló el parque eólico del país Jepirachi, fue necesario el desarrollo de un proyecto de sensibilización a los habitantes de la zona, el cual duró aproximadamente de dos a tres años, y después de este proceso, la construcción, y puesta en funcionamiento demoró otro par de

---

<sup>8</sup> ORTIZ, Motta, Diana Carolina, SABOGAL, Aguilar, Javier, HURTADO, Aguirre, Enrique, Una revisión a la reglamentación e incentivos de las energías renovables en Colombia, Revista Facultad de Ciencias Económicas; Investigación y Reflexión, Universidad Militar Nueva Granada, diciembre 2012, Vol. 20, pág. 55-67.

años, y aunque EPM hizo todo lo posible para el desarrollo del parque, la inexperiencia en el manejo de este tipo de dispositivos, ha hecho que otras empresas nacionales productoras y comercializadoras de energía eléctrica no fijen sus propósitos en esta.

Actualmente en Colombia se están desarrollando proyectos de microturbinas eólicas aisladas, para casas que no están conectadas al sistema interconectado del país, como lo fue el proyecto que desarrollaron dos estudiantes<sup>9</sup> de ingeniería, los cuales desarrollaron su propio aerogenerador para una casa en la Calera, Cundinamarca. Y a gran escala hay empresas interesadas en nuevos parques eólicos para el país, como lo es Isagen, que se encuentra estudiando la construcción<sup>10</sup> de un parque eólico en Colombia con capacidad de 31,5 MW, ubicado en la Guajira, o Sopesa, una empresa que está buscando la instalación de 7,5 MW en la isla de San Andrés, ubicando cinco aerogeneradores en la isla.

Un próspero panorama le espera a Colombia en cuanto al desarrollo de energías renovables, es un largo trecho, pero las iniciativas ya se están viendo, y el potencial del país para lograr un desarrollo sostenible con base en combustibles no fósiles es muy alto, por los recursos que posee y su ubicación estratégica en el sector ecuatorial. El desarrollo de nuevas energías es algo necesario en el país, y la demanda energética cada vez crecerá más, de proyectos energéticos que involucren nuevas formas de obtención de energía amigables al ambiente dependerá el desarrollo del país.

### 1.3 CLASIFICACIÓN

Hoy en día la tecnología de las máquinas eólicas, ha avanzado de manera exponencial, y a nivel mundial se encuentran diversos tipos de aerogeneradores dependiendo el oficio<sup>11</sup> que desempeñe; ya sea en la obtención y extracción de agua subterránea, en los molinos de granero o en la obtención de energía eléctrica, que en la actualidad son los más importantes.

Los aerogeneradores de extracción de agua son aquellos que, por medio del giro de sus aspas generan electricidad para una bomba de extracción de agua, o poseen sistemas mecánicos que accionan bombas neumáticas o rotativas. Normalmente se usan bombas de pistón para la extracción de agua en estos casos, por su sencillo funcionamiento. Este tipo de aerogeneradores es usado en Europa y Estados Unidos, y su tamaño y condiciones de operación dependen de la cantidad de agua que se quiera bombear y el estudio de vientos realizado en la zona.

---

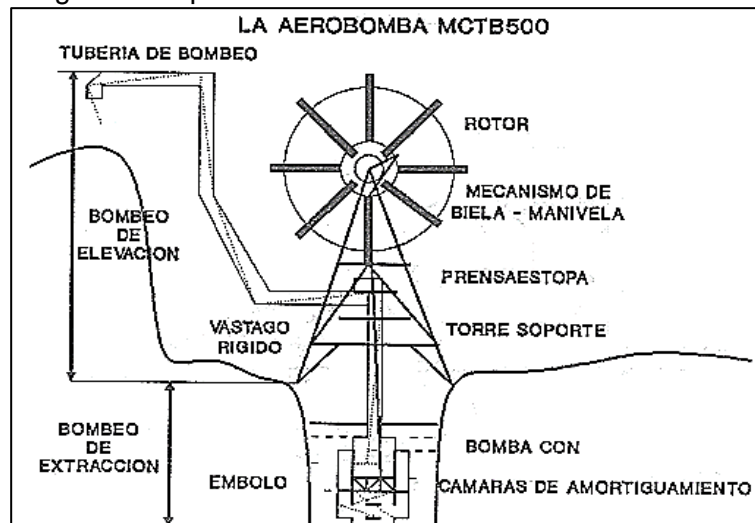
<sup>9</sup> Disponible en línea en: <http://www.everde.cl/2011/02/energia-eolica-en-colombia.html>

<sup>10</sup> ASOCIACION EMPRESARIAL EOLICA, sitio web, Twenergy, <http://twenergy.com/a/el-futuro-de-la-energia-eolica-en-colombia-617>

<sup>11</sup> Ibit., P.17.

Un ejemplo de este tipo de aerogenerador es el MCTB 500, el cual es una aerobomba multipala la cual tiene 7 metros de altura y está conectado a una bomba recíprocante de pistón<sup>12</sup>. Los generadores multipala resultan ser muy útiles en operaciones que no son de generación eléctrica, por cómo se desarrolla el flujo de viento en sus partes internas, la siguiente imagen muestra el esquema de esta aerobomba y su diseño a nivel general;

Imagen 4. Esquema de una Aerobomba



Fuente: <http://www.bvsde.paho.org/eswww/proyecto/repidisc/publica/hdt/hdt051-a.html>

Los aerogeneradores de molienda de grano, actualmente no son tan usados, pero su principio de funcionamiento es similar al del aerogenerador de extracción de agua, solamente que este estaba conectado a un sistema de molienda en vez de una bomba, en este caso no será explicado, ya que no es de interés en este proyecto.

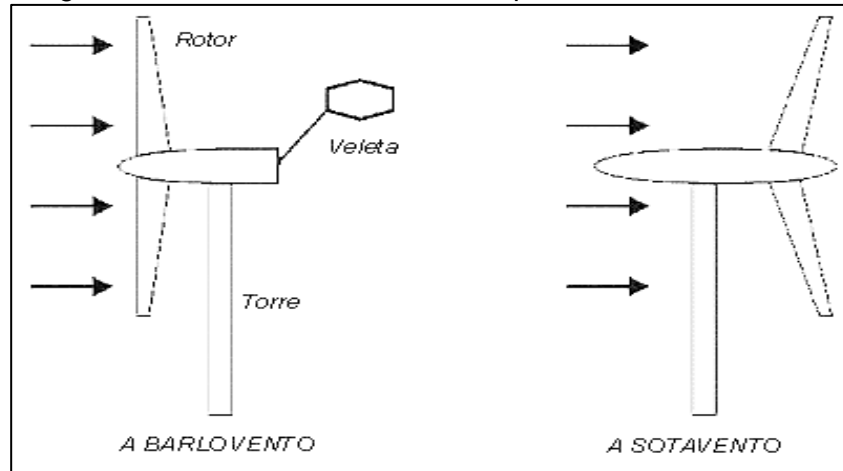
Una de las principales clasificaciones<sup>13</sup> conocidas actualmente de los aerogeneradores es según su posición. Los hay de eje vertical y de eje horizontal; el de eje vertical se caracteriza por tener la posición del eje perpendicular con respecto al suelo, de estos encontramos tres tipos: Darrieus, Panemonas y Sabonius, y los de eje horizontal conservan su eje de rotación paralelo al suelo. Estos últimos son máquinas con mayor eficiencia y más populares en la actualidad, por consiguiente, hay mayor número de diseños en este género.

<sup>12</sup> CHAVEZ, Muñoz, David, Bombeo de agua con energías no convencionales, Hojas de divulgación CEPIS, [en línea], <http://www.bvsde.paho.org/eswww/proyecto/repidisc/publica/hdt/hdt051-a.html>, 2000.

<sup>13</sup> Ibit., P.22.

El posicionamiento de las aspas con respecto al viento, juega un papel importante en cuanto a clasificación se refiere, cuando el sistema de rotación del aerogenerador está expuesto directamente al flujo eólico se denomina posición a barlovento, y cuando el viento entra por la góndola llegando a las palas se le llama a sotavento. La ventaja importante que contiene esta modalidad es la facilidad con que el mecanismo se posiciona automáticamente sin el apoyo de un dispositivo de control, a continuación, una ilustración donde se observa puntualmente el concepto;

Imagen 5. Posición del mecanismo respecto al viento



Fuente: CUBASOLAR, disponible en <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia58/IMAGES/f2.gif>

Ya entrando en materia el estudio de aerogeneradores de eje horizontal, en la actualidad se construyen de acuerdo a la potencia que entrega el viento. Estos pueden ser del tipo monopala, bipala, tripala y multipala<sup>14</sup>.

El aerogenerador de una sola pala o monopala, es aquel que como lo indica su nombre cuenta con solo un aspa; esta para ser equilibrada se complementa de un contrapeso. Una de sus características es que entrega velocidades angulares altas; el fallo común de estas máquinas está dado por los esfuerzos vacilantes, minimizando su confiabilidad disponibilidad y mantenibilidad.

El Bipala es un aerogenerador que requiere velocidades elevadas de giro en su potencia de salida suficiente requerida por el generador, este pequeño defecto hace que sea poco comercial y los productores tengan poco interés en su producción.

El aerogenerador tripala, es aquel que posee tres palas<sup>15</sup>, las cuales están ubicadas a 120° una de la otra, es el más usado actualmente, con eficiencias muy altas y regímenes de uso con variaciones en los vientos. Su construcción es por fases, y su altura puede estar entre 2 metros y 150 metros, por lo que da un parámetro de

<sup>14</sup> Ibit, P. 17

<sup>15</sup> Ibit, P. 19.



producción muy alto. Un ejemplo de este tipo de aerogenerador, son los usados por la empresa Nordex, aquí en Colombia, en el parque eólico Jepirachi.

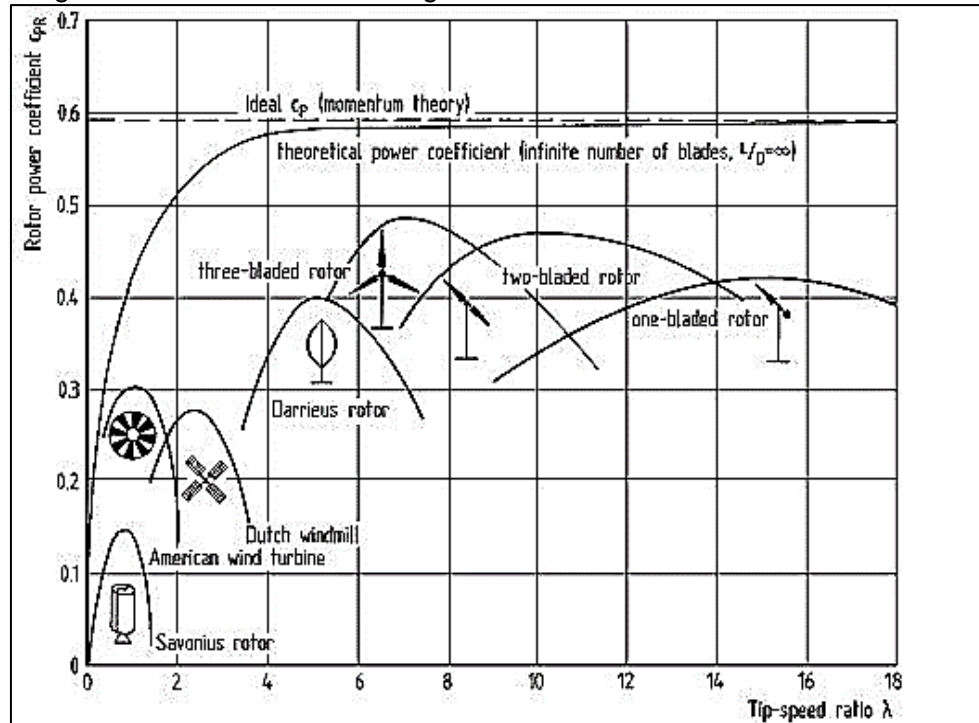
Y por último, los multipala, con un número superior a tres palas. Es originario de norte América, en donde se utilizó principalmente en la extracción de agua en zonas llaneras y con poco recurso hídrico, (véase en la imagen 6).

Imagen 6. Tipos de aerogenerador



Fuente: ESCUDERO, López, José, Manual de la energía eólica, 2ª edición, Mundi Prensa, Madrid, España, 2011, pág. 121.

Imagen 7. Eficiencia en los aerogeneradores



Fuente: <http://etude-stirling.com/partage/Cp.JPG>

En el día de hoy estos son los aerogeneradores, de los que se dispone mayor información. Analizando la figura anterior se puede observar que el más eficiente es el aerogenerador tripala, el cual en condiciones de operación normales llega a la mayor eficiencia con vientos entre 5 *m/sg* y 8 *m/sg*.

#### 1.4 ESTUDIO DE LOS VIENTOS

Para desarrollar un estudio de vientos adecuado es necesario disponer de datos históricos de la velocidad y constancia del viento, la nubosidad de la zona, el clima y la pluviosidad, entre otros. Si no es posible conseguir estos datos históricos, es necesario proceder a estimarlos durante un periodo mayor a un año. Estos datos son de vital importancia porque son aquellos que le darán los parámetros de funcionalidad al aerogenerador.

Para aclarar el estudio de vientos es necesario definir los siguientes términos;

**Nubosidad.** La nubosidad<sup>16</sup> es la característica de acumulación de nubes en la zona, dependiendo de la altitud y latitud de la región de estudio.

Como parámetro de medida cuando se estudia la nubosidad<sup>17</sup> de una región se observa la densidad de las nubes, el paso de luz a través de ellas, la humedad presente en el ambiente y en las nubes, el flujo de viento, la distancia de las nubes a la superficie, y si hay generación de neblina.

Una nube puede tener un diámetro de 400 metros a 3 kilómetros, siendo este diámetro un estimado, asumiendo su forma muy similar a la de un círculo.

Una nube es la acumulación de una gran cantidad de gotas de agua, que, dependiendo de su presión y temperatura, se formará de una diversa forma.

Las nubes están clasificadas de acuerdo a su altura, forma, densidad, humedad y diámetro, de la siguiente forma;

♣ Las nubes estratos: Son nubes alargadas, que se producen por un fenómeno conocido como inversión de temperatura, en donde el aire caliente envuelve a la nube, la cual está suspendida en aire frío. Al no haber el suficiente flujo de aire ascendente estas nubes quedan flotando en esta zona, son de gran extensión y de forma muy pareja, poseen bajos flujos de viento.

---

<sup>16</sup> lbit. P 19

<sup>17</sup> lbit. P 19

Imagen 8. Nubes estratos o estratus.



Fuente: Blog Granito de arena, 19 de mayo de 2011, Bolívar, Venezuela, <http://granitodearena-purezza.Blogspot.com/20-11/05/nubes-cumulos-y-estrato.html>

♣ Las nubes Cúmulos: Son nubes que se dan por el aumento de flujo de aire ascendente, con esto se quiere decir que las nubes que son estratos pueden pasar a ser cúmulos<sup>18</sup>, lo que se requiere es un aumento del flujo de aire suficiente para que se generen. Normalmente pueden adoptar diversas formas, pero lo más común es que su base sea horizontalmente constante y uniforme, en vez de las partes superiores, que no presentan forma definida, realmente su forma en la parte alta se da por las convecciones y flujos de los vientos, y cambios en la temperatura. En la parte alta se ven como grandes bolas de algodón unidas, de ahí viene su nombre de cúmulos.

Imagen 9. Nubes Cúmulos o Cúmulus



Fuente: Blog Granito de arena, 19 de mayo de 2011, Bolívar, Venezuela, <http://Blogspot.com/20-11/05/un-bescumulos-y-estrato.html>

---

<sup>18</sup> Ibit. P 19

♣ Las nubes cirros: En donde su forma es alargada<sup>19</sup> como la de unos cabellos largos juntos; dependen de las corrientes de vientos que haya y de las convecciones que se presenten en la zona. Pueden llegar a abarcar grandes extensiones de terreno. Su presencia muestra en determinados casos fenómenos producidos por cambios de vientos en la zona alta.

♣ Las nubes nimbus: Normalmente se encuentran a 2.000 metros de altura, deben encontrarse con otro tipo de nube, ya que, en su interacción con las otras nubes, producen lluvia, granizo, u otro fenómeno climático. Visualmente su coloración es grisácea, oscura, su forma es indefinida y bastante irregular, consigo ellas traen caídas de rayos, y muchos fenómenos similares a las tormentas. De ahí proviene su nombre de que son nubes que traen consigo rayos. Usualmente la nube que las acompaña puede ser una cúmulus o estratus, formando lo que se conoce como cumulonimbus o nimbusestrato.

Imagen 10. Nubes Cirros



Fuente: [http://www.windows2universe.org/earth/Atmosphere/images/cirrus3\\_big.jpg](http://www.windows2universe.org/earth/Atmosphere/images/cirrus3_big.jpg)

También las nubes dependen de la altura de su acumulación siendo su principal clasificación la siguiente;

Nubes altas: 5.000 msnm a 18.000 msnm.

Nubes medias: 2.000 msnm a 8.000 msnm.

Nubes bajas: Superficie a 2.000 msnm.

Normalmente las nubes se presentan como la mezcla de varios tipos de nubes, en donde se condicionan al clima y la altura que esté presente en ese momento en la zona.

---

<sup>19</sup> LOZOYA, Joan, Nubes; tipos, clases y nombres: nimbus, stratus, cumulus y cirrus, [en línea], 16 de Julio de 2013, <http://suite101.net/article/nubes-tipos-clases-y-nombres-nimbus-stratus-cumulus-y-cirrus-a37866#.VVyx45rbLIU>

## 2. CONCEPTUALIZACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN

Antes de desarrollar el diseño, es necesario realizar un estudio amplio de los parámetros necesarios para el funcionamiento de los aerogeneradores, para ello se debe realizar un estudio de los diferentes ítems como el estudio del viento y estudio de emplazamiento, el estudio de demanda a cubrir, los materiales a usar, el presupuesto, el tipo de aerogenerador, la instrumentación, su dimensionamiento, entre otros.

La máquina a efectuar, debe ser capaz de convertir la energía eólica disponible en el Sumapaz, a energía eléctrica para suplir la totalidad de la demanda en esta zona rural y entrar al mercado energético colombiano como pequeña planta generadora en el sistema interconectado, para ello es necesario seleccionar las alternativas, elementos y materiales adecuados para su funcionalidad.

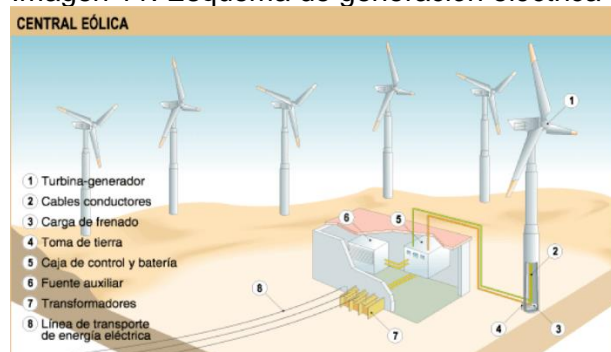
A continuación, se presentará el estudio detallado de los requerimientos básicos para desarrollar el diseño del aerogenerador.

### 2.1 PARTES DE LOS AEROGENERADORES

Dentro de los requerimientos y parámetros es importante realizar un estudio de las partes<sup>20</sup> que conforman este tipo de máquinas, y continuar con un estudio localizado en cada uno de estos componentes y sistemas. Definiendo parámetros de diseño o selección de cada uno.

2.1.1 Componentes del aerogenerador. El aerogenerador se divide en doce componentes fundamentales, los cuales funcionando en conjunto permiten efectuar la transformación energética anteriormente descrita. A continuación, se describen los componentes principales del aerogenerador;

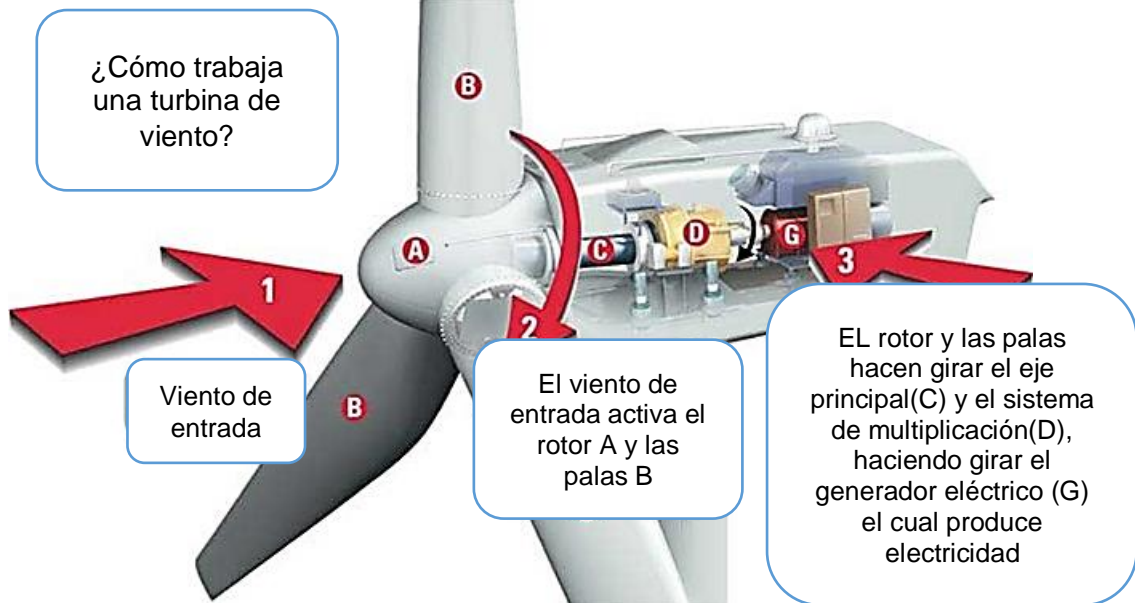
Imagen 11. Esquema de generación eléctrica



Fuente: <https://electrocrew.files.wordpress.com/2012/03/imagen8.png>

<sup>20</sup> ESCUDERO, López, José María, Manual de energía eólica: Investigación, diseño, promoción, construcción y explotación, (2ª.-ed), Mundi Prensa, Madrid, España, 2011

Imagen 12. Funcionamiento y partes de un aerogenerador



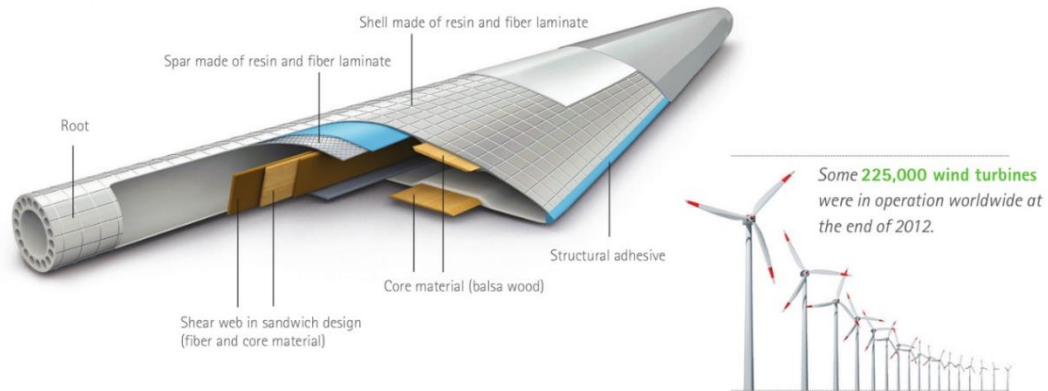
Fuente:[http://www.mechanicalengineeringblog.com/wp-content/uploads/2011-/04/01-how\\_wind\\_turbine\\_workswindturbineparts.jpg](http://www.mechanicalengineeringblog.com/wp-content/uploads/2011-/04/01-how_wind_turbine_workswindturbineparts.jpg)

La turbina es uno de los componentes de mayor importancia en un aerogenerador, en ella se encuentran las palas o aspas, el rotor y el buje. La turbina permite la transformación del movimiento ondular del viento a el movimiento angular del eje de entrada al sistema de multiplicación. Esta turbina está compuesta igualmente de una serie de componentes que permiten su funcionamiento los cuales se describen a continuación;

Palas o aspas. (1) Las palas son las encargadas de tomar la energía del viento; ellas capturan esta masa eólica para convertir esta energía motriz en un movimiento mecánico rotacional. El perfil de las palas<sup>21</sup> se asemejan a las alas de un avión, y tienen el mismo principio aerodinámico, que es formar dos áreas que posean una diferencia de presiones, en este caso no hay desplazamiento, aunque las fuerzas sí se presentan, en su lugar cuando el viento incide pone sobrepresión en la pala, y en el lado posterior producen un vacío, esto hace posible el movimiento rotacional del rotor. Normalmente está fabricada en materiales muy livianos para que el giro del rotor sea mucho más fácil, aunque requiere de un gran tamaño debido a que necesita generar altas cantidades de inercia. Cuando las palas con respecto al buje, se encuentran acopladas de manera rígida, se dice que es un aerogenerador de paso rígido, y cuando las palas no están acopladas rígidamente se les llama de paso variable.

<sup>21</sup> ESCUDERO, López, José María, Manual de energía eólica: Investigación, diseño, promoción, construcción y explotación, (2ª.-ed), Mundi Prensa, Madrid, España, 2011

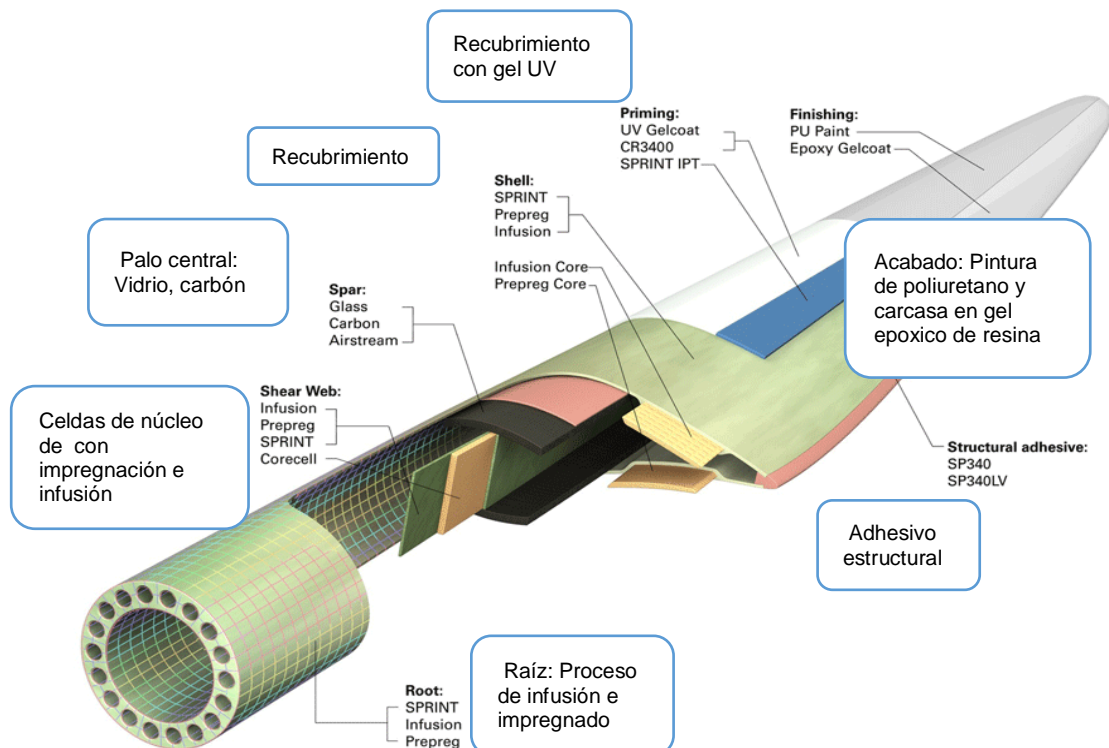
Imagen 13. Partes y componentes de una pala



Fuente: <http://3dprintingindustry.com/wp-content/uploads/2014/07/blade-cross-section-3d-printing.jpg>

El modelo que se describe en la anterior imagen es el más usado actualmente, ya que brinda ligereza, dureza y alta durabilidad. A continuación, se muestran sus componentes de forma más específica;

Imagen 14. Estructura interna de una pala



Fuente: [http://4.bp.blogspot.com/\\_Jcle4EsmDYA/TVCCA0KLAXI/AAAAAAAAABJw/oi6EZLfYhLw/s1600/Windbladepart1\\_l.jpg](http://4.bp.blogspot.com/_Jcle4EsmDYA/TVCCA0KLAXI/AAAAAAAAABJw/oi6EZLfYhLw/s1600/Windbladepart1_l.jpg)

El diámetro de las palas oscila entre los 2 y 62 metros de longitud, aunque se proyecta que pueden llegar a longitudes de 80 metros.

Buje. (2) Este hace parte del rotor, es una pieza de acople entre las palas y el eje de baja velocidad, la velocidad que adquieren las palas del aerogenerador es transmitida directamente a este componente el cual transmite este movimiento al eje de baja velocidad. Normalmente debe ser rígido, y en la gran mayoría de casos cumple la función de absorber las fuerzas que se puedan presentar por la rotación de las palas.

Rotor. (3) Este componente sostiene las palas del aerogenerador y a su vez es el que permite que la energía cinética del viento se convierta en energía cinética en el eje de baja velocidad; normalmente se conoce el conjunto de los tres componentes, buje, palas y rotor, y se le llama rotor solamente. En la turbina eólica el rotor es utilizado también como freno aerodinámico, este controla la velocidad de rotación del eje cuando el viento produce velocidades perjudiciales para el generador y componentes mecánicos.

Nariz. (4) Este elemento se encuentra en frente del aerogenerador, la nariz debe tener una forma aerodinámica, para eliminar turbulencia en el viento que puede afectar la eficiencia de la máquina.

Eje de baja velocidad. (5) Este eje es el encargado de transmitir las revoluciones que envía el conjunto rotor. En un aerogenerador de mediana potencia su velocidad angular oscila entre las 19 y 35 (r.p.m.). Normalmente es de un material de alta dureza ya que debe transmitir el alto torque que ingresa al sistema multiplicador.

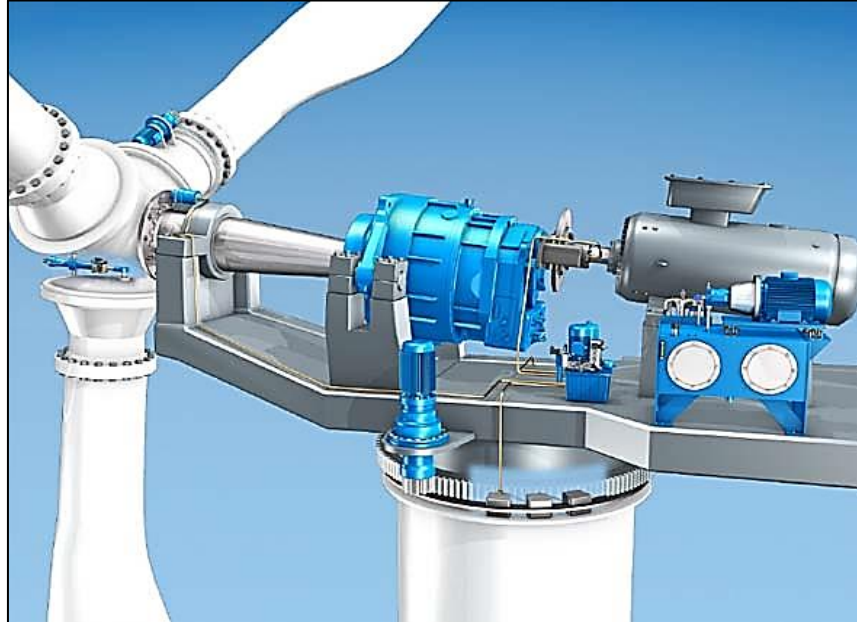
Góndola. (6) En ella se encuentran los sistemas de transformación energética, los sistemas de instrumentación y control del aerogenerador, el sistema de multiplicación de velocidades y los diversos sistemas de protección del aerogenerador como lo son los frenos. La góndola protege los componentes internos ubicados después de la turbina de las condiciones ambientales que pueden deteriorar sus cualidades mecánicas y producir un mayor desgaste. También recibe el nombre de cuarto de máquinas<sup>22</sup>, ya que dentro de ellas están todos los componentes mecánicos. Esta además cumple la función de aislar el ruido de funcionamiento de los componentes como engranes y en ocasiones los impactos mecánicos que periódicamente se presentan en su interior. En la siguiente imagen se podrán observar todos los componentes internos de la góndola;

---

<sup>22</sup> CREUS, Solé, Antonio, Aerogeneradores, Cano Pina, S.L. – Ediciones Ceysa, 2007.



Imagen 15. Componentes del cuarto de maquinas



Fuente: Disponible en <http://www.whirlopedia.com/images/windturbine-mechanics.jpg>

Los componentes vistos en la imagen anterior, se expondrán en los siguientes ítems;

Eje de alta velocidad. (1) El eje de alta velocidad entrega las revoluciones necesaria al generador para producir energía, esta velocidad rotacional debe ser controlada, ya que las revoluciones deben ser específicas, su variación podría generar daños en el generador o sencillamente no producir energía. Las revoluciones usualmente requeridas son de 1.500 a 3.600 (r.p.m., dependiendo del generador eléctrico a usar, aunque estas pueden variar). En el eje de alta velocidad se usa el freno principal. El material de este eje, puede ser un metal no tan duro como el de bajas revoluciones, ya que su función no es transmitir altas cargas, sino altas revoluciones.

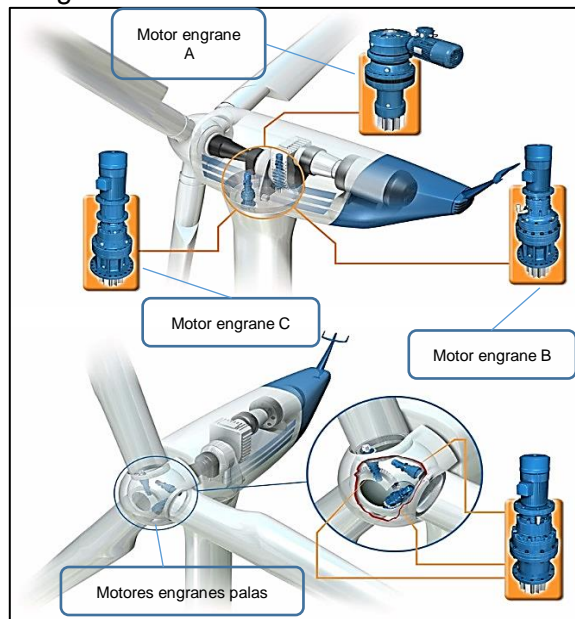
Sistema de multiplicación. (2) Contrario de un sistema de reducción, el sistema de multiplicación<sup>23</sup> aumenta la velocidad de entrada para entregarle la requerida al generador. Este puede ser de engranes, poleas o cadenas, estos dos últimos usados en sistemas de generación de baja potencia. La disposición del sistema multiplicador está sujeto a la cantidad de revoluciones que ingresan al eje de bajas velocidades, las revoluciones de entrada al generador eléctrico, y la cantidad de torque que va a presentarse en el sistema. Los materiales se determinan por el análisis de cargas en el sistema.

<sup>23</sup> ESCUDERO, López, José María, Manual de energía eólica: Investigación, diseño, promoción, construcción y explotación, (2ª.-ed), Mundi Prensa, Madrid, España, 2011

Generador. (3) El generador es encargado de transformar la energía cinética del eje de alta velocidad a energía eléctrica<sup>24</sup>, por medio del fenómeno de inducción; en donde un embobinado está girando alrededor de otro que está quieto, y se genera corriente inducida. Esta corriente generada es directa. Su potencia puede variar según sus condiciones de entrada, pero usualmente son de 2 a 4 polos y sus revoluciones pueden ser de 1.500 RPM o 3.600 RPM.

Sistema de giro y posicionamiento. (4) Este sistema está dispuesto de acuerdo al tamaño del aerogenerador, pero usualmente se usa un sistema de corona de direccionamiento, en donde la torre del aerogenerador, en su parte más alta soporta una corona de diámetro igual a su diámetro externo, que es accionada por uno, dos o tres motores (Imagen 15. Motor engrane A, motor engrane B y motor engrane C), los cuales mueven unos piñones; el resultado del trabajo en conjunto de estas piezas da como resultado el movimiento a velocidad constante de la góndola. Este giro tiene el fin de direccionar el sistema de la manera más eficiente al viento. Estos motores se accionan cuando el sistema de control envía la señal de cambio de dirección, la cual es generada por el direccionamiento de la veleta;

Imagen 16. Sistema de orientación



Fuente: [http://www.wwindea.org/technology/ch01/imgs/1\\_2\\_3\\_3\\_img2.jpg](http://www.wwindea.org/technology/ch01/imgs/1_2_3_3_img2.jpg)

Igualmente sucede al interior de las palas, en donde se requiere posicionar las palas con el ángulo óptimo de acuerdo a las condiciones del viento que se presenten en ese instante. En la imagen 16, se observa la ubicación más usada para estos motores y sus respectivos engranes.

<sup>24</sup> CREUS, Solé, Antonio, Aerogeneradores, Cano Pina, S.L. – Ediciones Ceysa, 2007.

Sistema de instrumentación, medición y protección. (5) Este sistema está compuesto por varios componentes, en primer lugar, el sistema de regulación y control<sup>25</sup>, el cual está conectado a todos los sistemas del aerogenerador; el cual tiene la función de monitorear las velocidades, las direcciones, las vibraciones, las fugas, y todo sistema que se encuentre involucrado en el funcionamiento del aerogenerador. En segundo lugar, está el anemómetro el cual cumple la función de medir la velocidad del viento que está pasando en ese momento en el aerogenerador, este trabaja muy de la mano con la veleta la cual es la encargada de posicionarse en la dirección más favorable de viento. Estos dos dispositivos envían señales eléctricas al sistema de control. Por último, los aerogeneradores normalmente tienen un pararrayos, por seguridad.

Transformador. (6) Su función es cambiar la corriente y el voltaje de salida del generador eléctrico a lo requerido por la red de cableado. Usualmente se encuentra a un costado del aerogenerador. Es de vital importancia ya que sin ella no habría un adecuado procedimiento de preparación para el transporte de la energía eléctrica.

Frenos. (7) En un aerogenerador comúnmente se encuentran dos frenos, uno para el eje de alta velocidad y otro para el eje de baja velocidad. Los dos cumplen la misma función que es disminuir las revoluciones por minuto que se presenten en los ejes, para proteger el sistema de multiplicación y el generador eléctrico. Los hay de accionamiento hidráulico, mecánico, neumático, electromagnético y eléctrico. El freno principal en un aerogenerador es el freno del eje de alta velocidad, y el auxiliar es el freno del eje de baja velocidad. La priorización se debe al costo de los sistemas que se benefician de su protección.

Torre. (8) La torre es el elemento estructural encargado de soportar las cargas y esfuerzos producidos por la turbina eólica y otros externos como las fuerzas del viento y diferentes condiciones climáticas. En el campo de los aerogeneradores existen 5 tipos de torres:

♣ Torres reticuladas. Su base estructural está conformada con perfiles de acero unidos por soldadura o con acople de pernos (véase en la imagen 16), esta se utilizó en la época de los 80 cuando aún los aerogeneradores eran de poca potencia, habitualmente ya no se construyen en estos proyectos, debido al tamaño de las turbinas modernas.

---

<sup>25</sup> ESCUDERO, López, José María, Manual de energía eólica: Investigación, diseño, promoción, construcción y explotación, (2ª.-ed), Mundi Prensa, Madrid, España, 2011

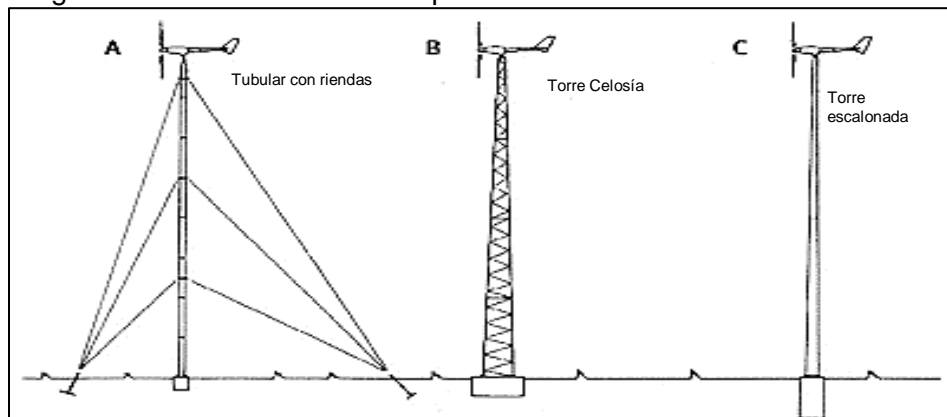
Imagen 17. Torres reticuladas



Fuente [http://www.planetaazul.com.mx/site/wpcontent/uploads/2012/12/phpThumb\\_generated\\_thumbnail18.jpeg](http://www.planetaazul.com.mx/site/wpcontent/uploads/2012/12/phpThumb_generated_thumbnail18.jpeg)

♣ Torres con riendas o basculantes. Este tipo de torres<sup>26</sup> se utilizan para los aerogeneradores de baja potencia, su estructura está sujeta por cables que sostienen la torre ya sea tubular o arriostrada. Entre las torres con riendas hoy se conocen las tubulares con riendas, las más usadas por su simplicidad, las celosías, y las escalonadas.

Imagen 18. Diferencia entre los tipos de torres



Fuente: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia39/IMAGES/m.gif>

♣ Torres de hormigón. Las torres de hormigón<sup>27</sup> han demostrado ser muy resistentes y permiten superar alturas de los 80 metros, actualmente se registra un

<sup>26</sup> ESCUDERO, López, José María, Manual de energía eólica: Investigación, diseño, promoción, construcción y explotación, (2ª.-ed), Mundi Prensa, Madrid, España, 2011

<sup>27</sup> DANISH WIND INDUSTRY ASOCIATION, Torres de aerogeneradores, [en línea], [www.wind-poer.org](http://www.wind-poer.org)

máximo de altura de 150 metros, esto gracias a su composición estructural y de combinación de varios materiales metálicos y cerámicos, realizando múltiples formas prefabricadas.

Imagen 19. Torre de hormigón



Fuente: [http://www.gri.com.es/sites/default/files/transportmontaj.jpg](http://www.gri.com.es/sites/default/files/images/transportmontaj.jpg)

♣ Torres tubulares de acero. La fabricación de esta torre se desarrolla igual que la de torre de hormigón, debido a que se compone de secciones prefabricadas, pero en este caso solo con materiales metálicos. En sus extremos tienen bridas que permiten el acople con pernos, se conoce que en estas torres el máximo peso que pueden soportar son 60 toneladas y su altura límite es de 25 metros aproximadamente

Imagen 20. Torre tubular de acero



Fuente: <http://www.inforse.org/europe/dieret/Wind/wn60.jpg>

Torres híbridas de hormigón y acero. La unión de las dos anteriores tecnologías en la actualidad ha despertado en los proyectistas el estudio de torres de alturas que sobrepasen los 150 metros de altura, por lo general en la parte inferior se utilizan las torres de hormigón, y en la parte superior las torres metálicas. La parte baja es la que soporta con mayor rigidez y en el nivel superior es dúctil y liviana.

Imagen 21. Torre híbrida



Fuente: <http://www.evwind.com/wpcontent/uploads/2013/02/gestamp-torres-e%C3%B3licas.jpg>

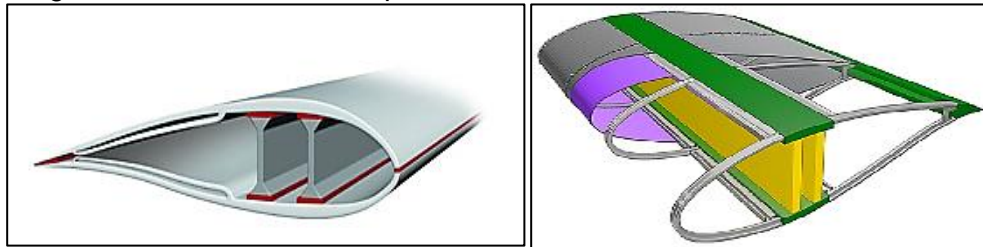
## 2.2 MATERIALES ESTRUCTURALES

La resistencia de la máquina es indefectible, de ello depende la capacidad de resistir diferentes variables que afectan la funcionalidad de la máquina, por eso es importante el estudio de los materiales que aplican a este diseño, para que el aerogenerador pueda resistir factores como: fracturas causadas por el viento, por esfuerzos mecánicos y por las diferentes anomalías que se pueden presentar en su periodo de vida.

2.2.1 Materiales de las palas. Las palas resisten fuerzas aerodinámicas grandes, para ello es muy importante el estudio de componentes estructurales y materiales. Esto influirá en su duración. La construcción<sup>28</sup> de ellas es algo complicado, debido a su tamaño, a lo largo de sus longitudes tienen muchas variables, ya sean estáticas o dinámicas. Los materiales que en ella se emplean tienen que ser dúctiles y a su vez resistentes a la fractura; en estos, las condiciones meteorológicas pueden alterar sus condiciones mecánicas, puntualmente en los materiales se dan fenómenos como corrosión, oxidación etc.

En la fabricación de una pala, se utiliza un conjunto de materiales que cumplen con las características necesarias de resistencia, ligereza, firmeza, resistencia a la corrosión y ductilidad; ya que es imposible de encontrar un material que cumpla a cabalidad con estas necesidades de un perfil. Para ello se pueden realizar las siguientes combinaciones las cuales son indicadas para diferentes condiciones a las que puede estar expuesta la pala o sus diferentes longitudes.

Imagen 22. Materiales de las palas



Fuente. <http://img.interempresas.net/fotos/884571.jpeg> y <http://www.gstriatum.com/energiasolar/blog/wpcontent/uploads/2012/12/Aerogeneradores-con-Aspas-de-Tela.jpg>

Aleaciones de acero y aluminio. (1) Esta combinación cumple con excelentes características mecánicas, pero en el momento de fabricar un aerogenerador de gran tamaño, puede aplicar esfuerzos agresivos que podrían deteriorar los mecanismos internos de él mismo, es por ello que solo se usa en aero-generadores pequeños.

---

<sup>28</sup>OPEX-ENERGY. Disponible en: [http://opexenergy.com/eolica/palas\\_aerogenerador.html#1.\\_FABRICACION\\_DE\\_-LAS\\_PALAS](http://opexenergy.com/eolica/palas_aerogenerador.html#1._FABRICACION_DE_-LAS_PALAS)

Fibra de vidrio reforzada con resina plástica. (2) Los aerogeneradores han llegado a tener tamaños gigantescos es por ello que las palas deben ser cada vez, de menor peso y mayor resistencia. En la actualidad las palas son fabricadas habitualmente con fibra de vidrio, combinadas con diferentes materiales, en este caso con plásticos. El poliéster y el epoxy, son materiales dúctiles, livianos, pero se pueden quebrar con facilidad, mientras la fibra de vidrio es muy resistente dándole solidez a la estructura.

Fibra de carbono o Aramid. (3) Estos dos materiales, son ideales para cualquier tipo de fabricación de elementos estructurales, ya que ellos poseen grandes cualidades mecánicas. Su uso es limitado por su elevado costo que lo hace inaccesible, en determinados proyectos.

Combinación fibra de carbono y fibra de vidrio. (4) Esta combinación puede tener características mecánicas fabulosas pero debido al gran tamaño de las palas su costo podría elevarse exponencialmente.

Combinaciones de madera, fibras y plásticos. (5) Estos tres materiales podrían comportarse de una manera perfecta, pero es su peso el que aún no permite su uso en el mercado de aerogeneradores modernos.

Fibra de vidrio y aluminio. (6) Se implementó en el Air Bus A380 y se comporta excelente ante condiciones extremas, esta combinación actualmente es de las más adecuadas. La implementación de esta combinación logra un sustento en grandes longitudes, y resistencia a impactos externos de masas considerables.

2.2.2 Materiales de las torres. Anteriormente en la clasificación de las torres se nombraron dichos materiales, a continuación, se explicarán las características de los materiales que se usan en los aerogeneradores modernos.

Hormigón. (1) Es una mezcla homogenizada, muchas veces puede contener cemento, esta mezcla es una mezcla porosa, rígida que a su vez puede contener elementos metálicos y gravilla.

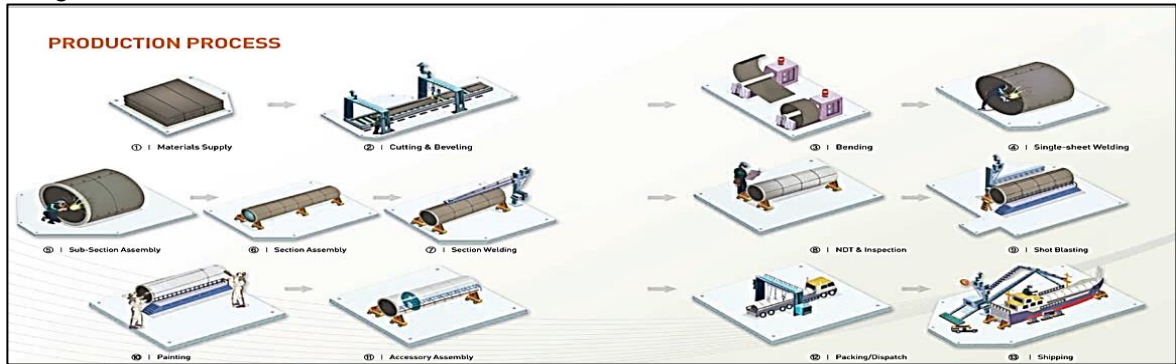
Acero A514 GR A. (2) Este acero<sup>29</sup> es utilizado por productoras como Petrosteel. Esta empresa se encarga de fabricar tuberías de oleoductos y también torres de acero para la industria eólica. En la siguiente figura se muestra el proceso de fabricación de estas torres con base en acero, se pueden producir láminas o secciones con espesor máximo de 140 mm y una altura límite de 4,5 metros.

---

<sup>29</sup> PETROSTEEL. Technologies. [http://www.petrosteel.ca/lsaw/wind\\_tower\\_pipes.html](http://www.petrosteel.ca/lsaw/wind_tower_pipes.html)



Imagen 23. Fabricación de torres de acero



Fuente: [http://www.petrosteel.ca/catalogues/wind\\_turbin-e\\_process.jpg](http://www.petrosteel.ca/catalogues/wind_turbin-e_process.jpg)

Véase en la tabla 2 y 3 las propiedades de este acero.

Tabla 2. Materiales componentes del acero S355

Material	S355JR	S355J0	S355J2	S355K2
Carbono max	0,24	0,2	0,2	0,2
Manganeso max	1,6	1,6	1,6	1,7
Fósforo max	0,035	0,03	0,025	0,025
Azufre max	0,035	0,03	0,025	0,025
Cobre max	0,55	0,55	0,55	0,55

Fuente: <http://www.spanish.phione.co.uk/products.-/general-structure-and-welding-steel/en/s-355>

Tabla 3. Propiedades mecánicas del acero S355

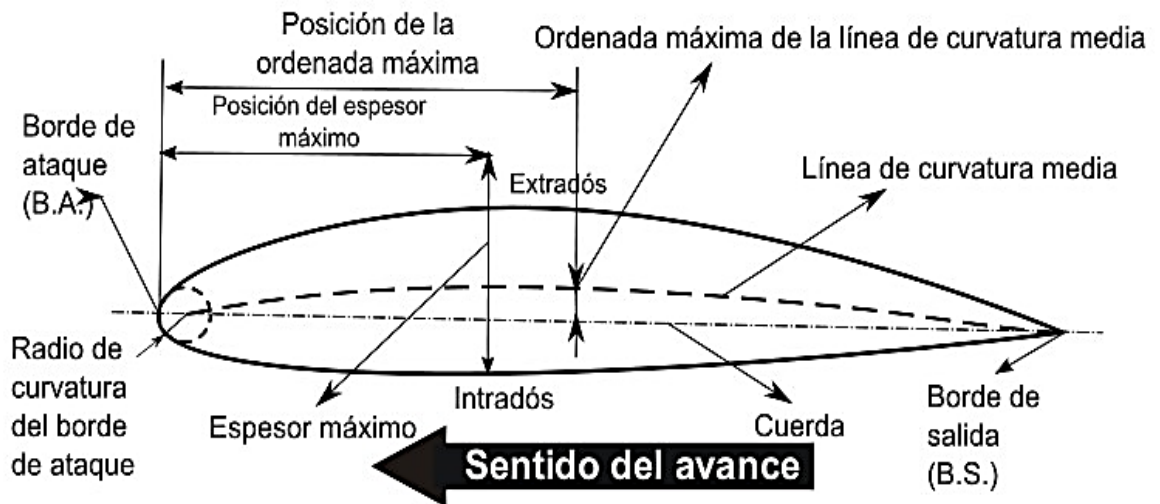
Característica	S355JR/JO/J2/K2
Resistencia a la tracción:	[470-630 MPa]
Min. Punto de fluencia:	[355 MPa] 51.000 psi

Fuente: <http://www.Spanish.Phione.co.uk/products/general-structure-and-welding-steel/en/s-355>

## 2.3 PERFILES AERODINÁMICOS Y TEORÍA DE LA CAPA LÍMITE

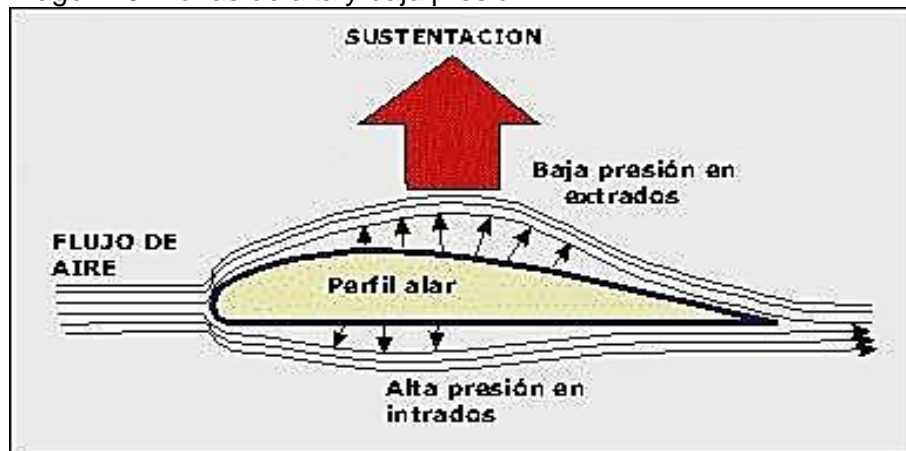
El estudio aerodinámico al inicio tuvo mucha experimentación debido a que fue necesario probar un gran número de formas de objetos en el aire. Después de varias pruebas se estableció que era necesario contar con una nariz curvada y un borde de fuga fino. En la imagen 23 se puede apreciar un perfil aerodinámico el cual tiene una nomenclatura específica para cada parte y al estar expuesto al viento se presenta una capa superficial sobre el perfil, la cual se divide en la zona de alta presión y la zona de baja presión, en donde la de baja presión tiene una alta velocidad y la de alta presión tiene una baja velocidad, esto se puede observar mejor en la imagen 24.

Imagen 24. Nomenclatura de perfiles aerodinámicos



Fuente: [http://www.lapizarradeyuri.com/wpcontent/uploads/2010/12/vuelo\\_perfil\\_alar1.jpg](http://www.lapizarradeyuri.com/wpcontent/uploads/2010/12/vuelo_perfil_alar1.jpg)

Imagen 25. Zonas de alta y baja presión

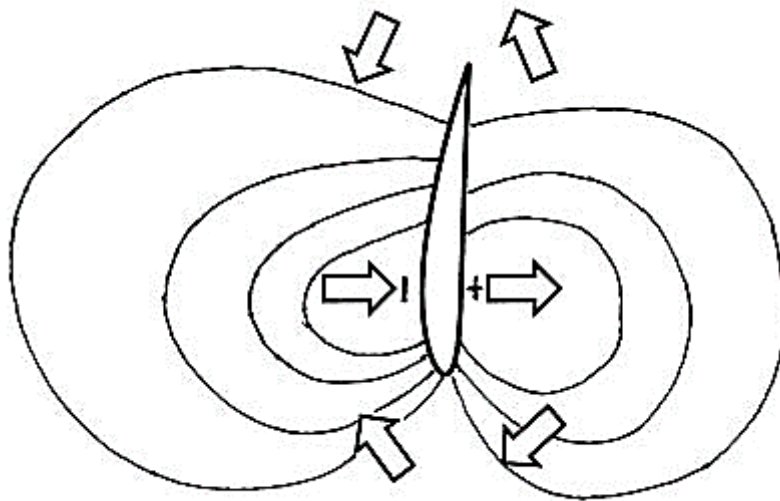


Fuente [http://www.apuca.com.ar/Aero-dinamica\\_Fig10.jpg](http://www.apuca.com.ar/Aero-dinamica_Fig10.jpg)

En el perfil alar se cumple la ecuación de Bernoulli, en donde se establece que a mayor presión hay una velocidad más baja, y a una menor presión se genera una velocidad más alta, esto normalmente ocurre en los perfiles alares de los aviones, lo que les permite tener la fuerza de sustentación suficiente para poder elevarse.

Al tratarse de un aerogenerador, el análisis es el mismo, pero se busca el mayor valor del coeficiente de sustentación, y este valor no debe tener un incremento drásticamente ya que generaría inconvenientes por vibración en la estructura.

Imagen 26. Movimiento del viento alrededor del perfil

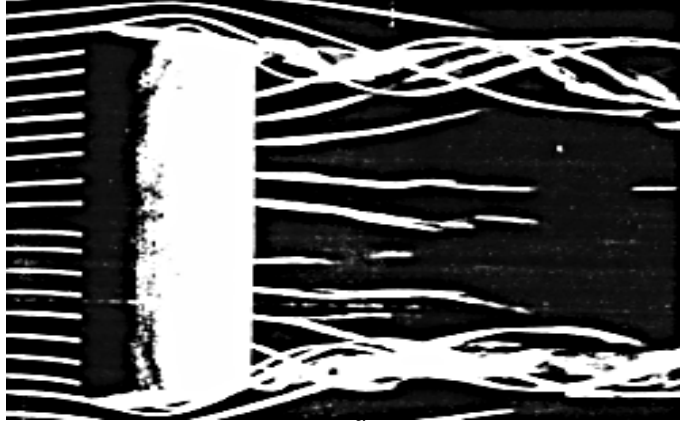


FUENTE:[https://upload.wikimedia.org/wikipedia/en/thumb/5/55/Airfoil\\_isobars.jpg/300pxAirfoil\\_isobars.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/en/thumb/5/55/Airfoil_isobars.jpg/300pxAirfoil_isobars.jpg)

El deslizamiento de la superficie alar, en el viento, genera lo que se conoce como resistencia inducida, que consiste en que de la zona de alta presión se crea una corriente de aire a la zona de baja presión, generando una resistencia adicional.

En el caso de los perfiles alares de aviación en los vórtices externos del ala, se generan torbellinos por el movimiento de avance del ala en el viento, como se muestra en la siguiente imagen;

Imagen 27. Torbellinos en vortices



Fuente: CALCULO Y DISEÑO DE LA HELICE OPTIMA PARA TURBINAS EOLICAS, Bastianon, Ricardo, Marzo 2008

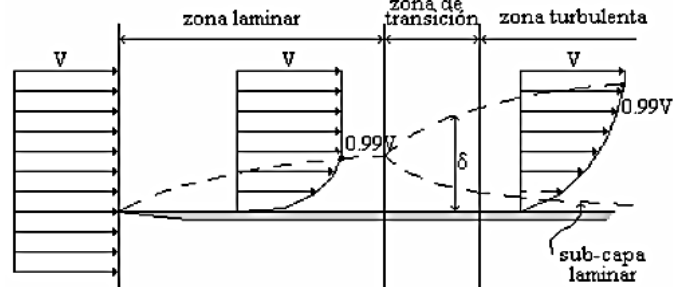
En el caso de los aerogeneradores, también se presentan estos torbellinos, solamente que se generan en dirección al movimiento de rotación. Su consideración es de vital importancia ya que es un factor de generación de vibraciones en el perfil de estudio.

En el momento de selección de un perfil alar se requiere de varios datos específicos para seleccionar el adecuado, como lo es el valor del coeficiente de sustentación, el valor del coeficiente de resistencia, el valor del coeficiente de arrastre, el ángulo de ataque, la cuerda y el espesor. La selección de estos datos se encuentra en el capítulo 4, donde se especifica la selección y las condiciones para el desarrollo de la selección del perfil alar.

2.3.1 Capa límite. En el momento de selección de un perfil alar, es necesario conocer la teoría de la capa límite, la cual describe el fenómeno que ocurre al paso de las partículas en una superficie plana, al momento de acercarse a una frontera rígida. Cuando la proximidad es máxima la velocidad en esta frontera es mínima con tendencia a cero, contrario al momento de alejarse de la frontera que la velocidad se incrementa drásticamente, algo similar al gradiente de velocidad que se genera al paso de un fluido en movimiento según Newton.

Sobre la superficie al paso de las partículas, hay cierta adherencia que ralentiza el flujo sobre esta, generando una capa conocida como capa límite, la cual normalmente es muy delgada y al paso de mayor cantidad de partículas tiende a crecer de manera vertical, aumentando su espesor, como se puede observar en la siguiente imagen;

Imagen 28. Generación de la capa límite



Fuente: CÁLCULO Y DISEÑO DE LA HÉLICE ÓPTIMA PARA TURBINAS EOLICAS, Bastianon, Ricardo, marzo 2008

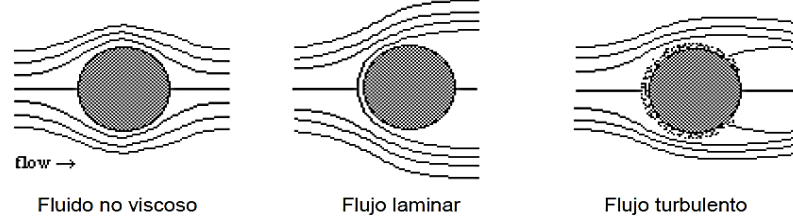
La capa límite<sup>30</sup> se puede generar en dos formas, está la capa límite laminar y la capa límite turbulenta, las cuales se diferencian por el análisis que se le hace con el número de Reynolds. Este consiste en considerar el flujo en una placa plana, en donde si el número de Reynolds es menor a  $0,5 \times 10^6$ , (donde es el límite para que esta se convierta en capa límite turbulenta), la varianza de estos valores dependerá inicialmente del borde de ataque seleccionado, la rugosidad de la placa y la turbulencia inicial del flujo. Cuando se presentan números de Reynolds menores a 2.500, la teoría de capa límite falla, ya que la capa es una capa muy grande. Es preferible que en los perfiles alares haya una capa límite turbulenta, ya que esta permite una mayor versatilidad respecto a los ángulos de ataque del perfil alar, ya que se genera una mayor adherencia por el alto nivel energético de la capa en el momento de contacto. El objetivo de la teoría de capa límite es que en el momento de que haya movimiento del perfil, no se produzca desprendimiento de la capa límite ya que esto generaría interferencia en el giro, vibraciones y pérdida de velocidad de giro. Esto se logra usando el perfil adecuado para que los números de Reynolds no disminuyan a los puntos límite, y generando la capa límite con el espesor adecuado.

En una gran cantidad de pruebas desarrolladas en una esfera se concluyó que la capa límite laminar<sup>31</sup> posee un inconveniente y es que presenta convergencia en un ángulo muy próximo al de paso  $82^\circ$ , y esto es por su poca energía respecto al vacío que se genera por el paso del aire. Distinto a lo que presenta la capa límite turbulenta donde la convergencia se da a los  $120^\circ$ .

<sup>30</sup> CÁLCULO Y DISEÑO DE LA HÉLICE ÓPTIMA PARA TURBINAS EOLICAS, Bastianon, Ricardo, Marzo 2008

<sup>31</sup> Ibit ,P 46

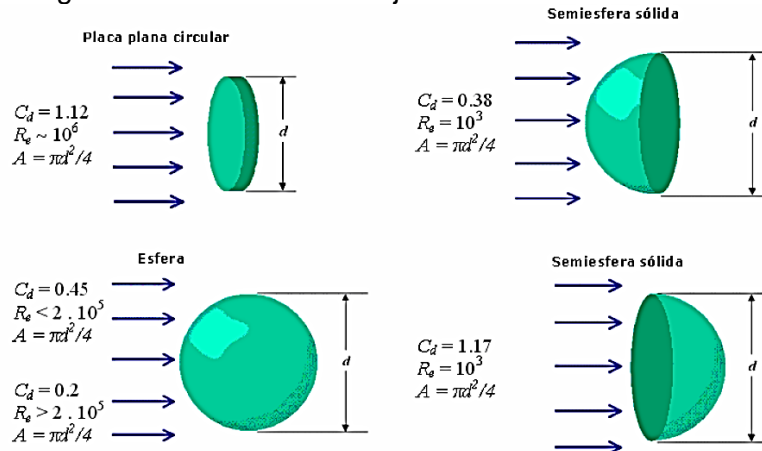
Imagen 29. Diferencia entre capa limite laminar y turbulenta



Fuente: CÁLCULO Y DISEÑO DE LA HÉLICE ÓPTIMA PARA TURBINAS EOLICAS, Bastianon, Ricardo, Marzo 2008

Dependiendo de la forma del perfil seleccionado, así mismo se generará una forma de reacción del flujo, debido a este comportamiento es de vital importancia seleccionar un perfil que cumpla los parámetros anteriormente mencionados, como se observa en la siguiente imagen;

Imagen 30. Generación de flujos



Fuente: CÁLCULO Y DISEÑO DE LA HÉLICE ÓPTIMA PARA TURBINAS EÓLICAS, Bastianon, Ricardo, Marzo 2008

En la década de los 40's se comenzaron los estudios<sup>32</sup> acerca del rendimiento de las hélices de las turbinas eólicas, en cuanto a la relación de velocidades, y como resultado se llegó a que los valores de la relación de velocidades altos son adecuados y necesarios para sistemas de generación de electricidad.

La solidez y robustez de la hélice influye mucho en el destino que va a tener el aerogenerador, ya que se busca para bombeo unas hélices de mayor solidez, para que no se generen altas revoluciones y haya alta inercia en el movimiento; contrario a los aerogeneradores eléctricos que buscan más ligereza en sus componentes para que haya mayores revoluciones de giro en las hélices.

<sup>32</sup> Ibit, P 46

Al trabajar con aerogeneradores hay que tener en cuenta un aspecto muy importante y es que, aunque para la generación de electricidad se recomiendan altas revoluciones en las hélices, el giro muy rápido de las hélices termina siendo contraproducente, causando aumento en el efecto de compresibilidad en la punta de cada hélice. Por esta razón se recomienda que la velocidad máxima en la punta de una hélice de un aerogenerador no exceda los 160 m/sg.

## 2.4 VIENTOS Y NUBOSIDAD DE LA ZONA DEL SUMAPAZ

En la región del Sumapaz, Cundinamarca, se puede encontrar en su mayoría dos tipos de nubes, los altoestratos y las alto cúmulus, las cuales abarcan en un 90 a 95% de la región, debido a que estas nubes se dan en alturas de 2.800 msnm a 4.000 msnm. Estas nubes contienen un porcentaje no tan alto de acumulación de agua, por lo que las hace menos densas. Normalmente en horas del día estas nubes descienden lo suficiente para que se vea su movimiento deslizándose en la cima de las montañas, trazándose según las líneas de la corriente de viento que las acompaña.

Las corrientes que se generan en estas nubes se dan en la diferencia de presiones que se presentan entre las zonas altas y bajas de la nube, dando como corriente de alto flujo su parte inferior, la cual es la que interesa para este proyecto. Aunque en su gran mayoría vienen acompañadas con la lluvia, pero este descenso brusco de temperatura en la zona favorece para la creación de corrientes de viento fuertes. Constatando velocidades de 6,5 m/s en la región del Sumapaz alto, y velocidades de 2 m/s en la región más baja del Sumapaz.

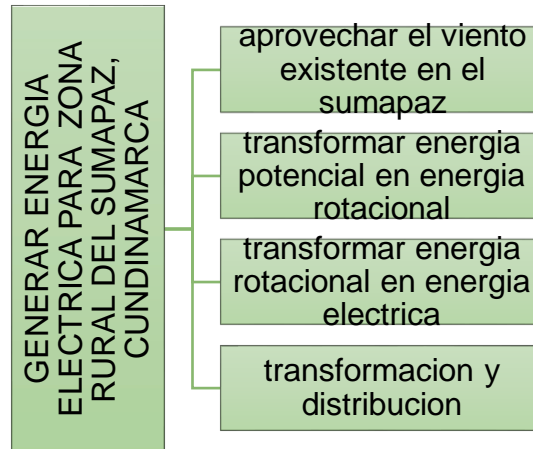
En su gran mayoría se dan mayores constancias de los vientos en los meses de julio y de agosto. Para una mayor información ir al anexo A, en donde se muestran los mapas del viento proporcionados por el IDEAM.

## 2.5 DISEÑO CONCEPTUAL

La máquina a diseñar será un aerogenerador tripala, este será capaz de entregar energía eléctrica a los habitantes de la zona y a su vez la energía sobrante aportará como pequeña planta generadora al Sistema Interconectado Nacional. La metodología empleada en este diseño estará regida a los objetivos establecidos, que se quieren cumplir. Dicha metodología se muestra de manera sencilla en el presente numeral.

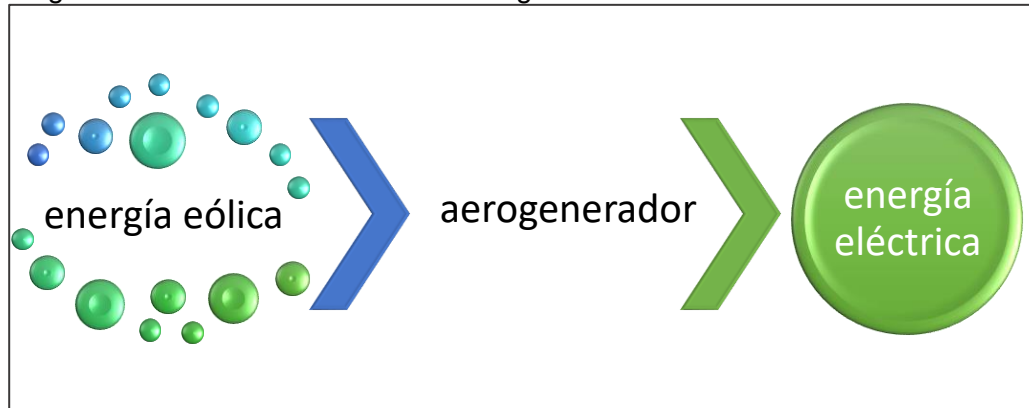
2.5.1 Objetivos de la energía eólica. En este proyecto existen necesidades que se quieren cumplir, en el siguiente diagrama se mostrara el diseño metodológico que se requiere seguir, para la generación de energía en un aerogenerador.

Diagrama 1. Principio básico de la energía eólica



2.5.2 Principio básico. La energía eólica se transforma en el aerogenerador mediante distintos principios físicos hasta llegar a la energía eléctrica, a continuación, se muestra el principio básico de transformación:

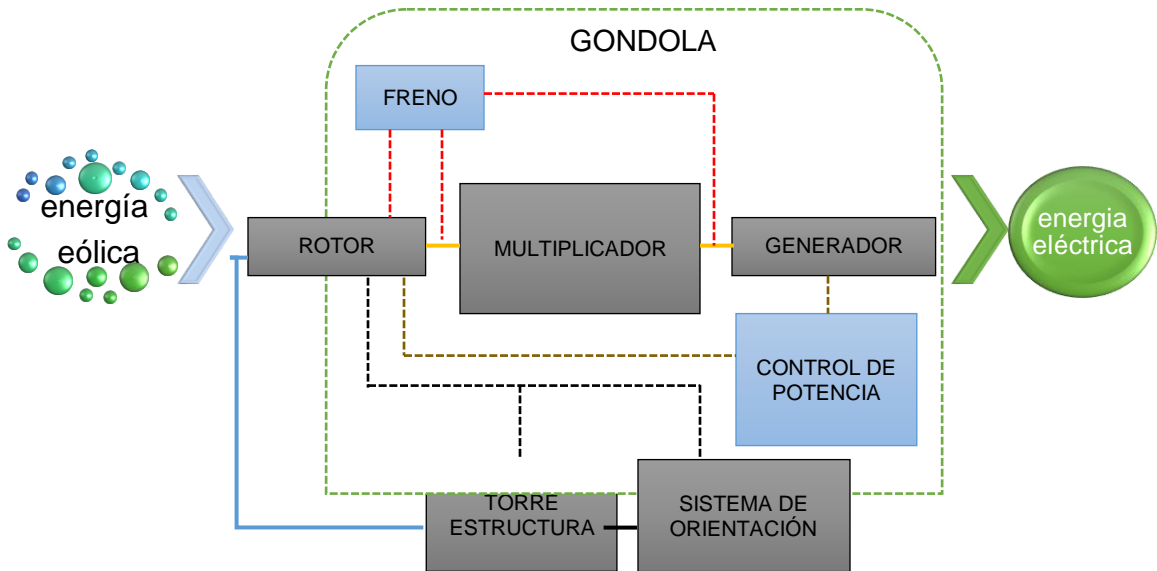
Diagrama 2. Transformación de la energía



2.5.3 Principio detallado. A continuación, se muestran las partes encargadas de realizar el proceso de dicha transformación:



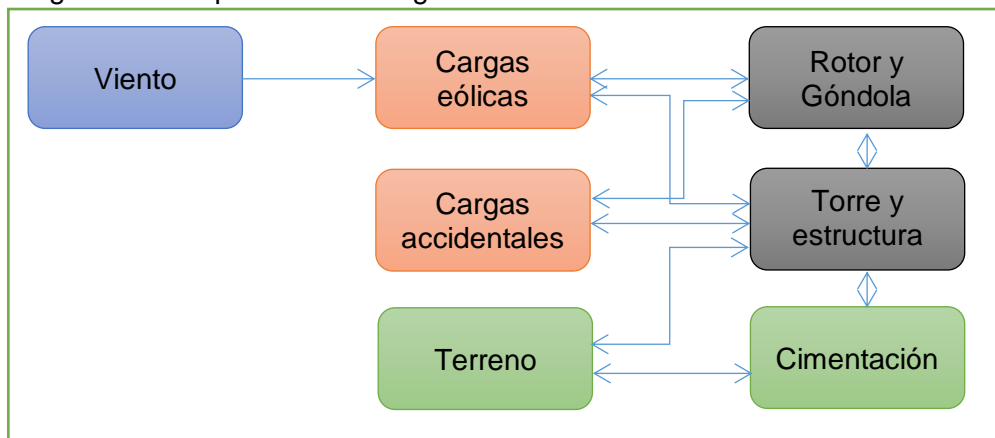
Diagrama 3. Detalle de transformación de energía



Los elementos nombrados anteriormente hacen parte del diseño, aunque no todos son elementos de diseño. Este proyecto tiene como fundamento la transformación de la energía eólica, la unión mediante líneas asocia los componentes y sistemas de acuerdo a la relación en su funcionalidad para conformar la maquina eléctrica completa.

2.5.4 Cargas. Este dispositivo estará sometido a unas cargas fijas y a unas cargas variables. Estas cargas estarán distribuidas en los diferentes sistemas como se muestra a continuación;

Diagrama 4. Disposición de cargas



La torre estará sometida a una carga fija y una variable, la fija es el peso de la góndola y el rotor, y la carga variable son las fuerzas que se puedan presentar

debido a la variación del viento. Es necesario considerar el peso de las personas que normalmente ingresan al aerogenerador. Además, la estructura debe resistir condiciones climáticas de la zona, como lo es lluvia y oxidación. Por último en las palas y el rotor, se presentarán cargas en dirección del viento.

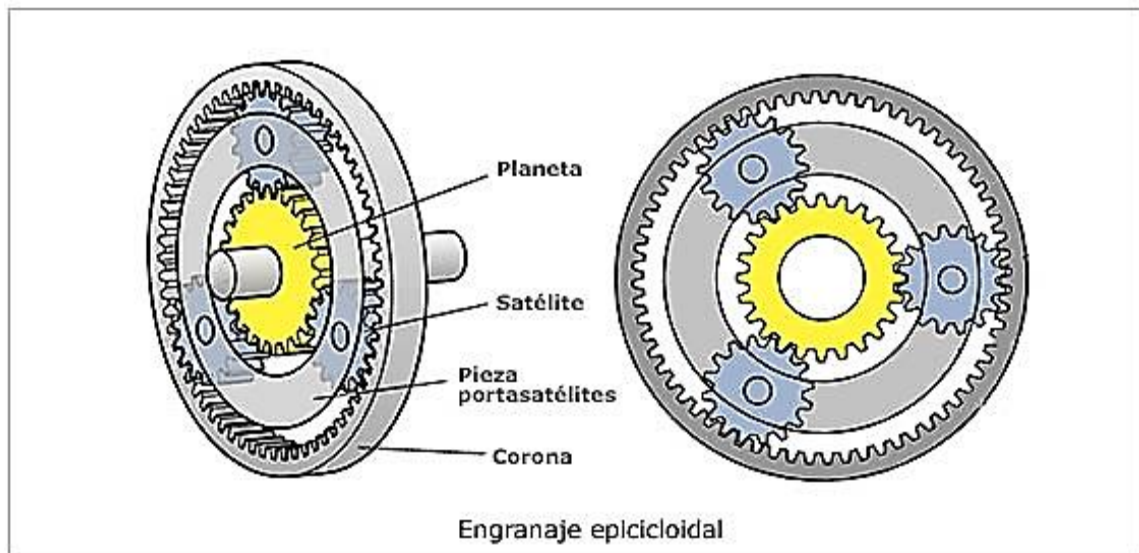
### 3. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Para el desarrollo de este proyecto se plantearán tres posibles soluciones en el diseño del sistema de multiplicación, las cuales se expondrán en este numeral; todas las soluciones expuestas logran la misma eficiencia en el dispositivo, pero su funcionamiento es diferente.

#### 3.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

3.1.1 Alternativa 1. Sistema de multiplicación por engranajes en disposición planetaria. Consiste en un diseño similar a la caja de cambios automática, que se presenta comúnmente en los automóviles y es la disposición de un engranaje con dentado interno, el cual estará fijo para este caso, tres engranajes soportados en una porta "satelites", los cuales estarán dispuestos a  $120^\circ$  cada uno del otro, y un engrane central que se acopla a los anteriores tres, llamado planeta, completando el sistema. El objetivo es que los tres engranes satélites al ser de mayor tamaño le transmitan una mayor velocidad de giro al engrane central. En la siguiente imagen podremos observar un sistema planetario;

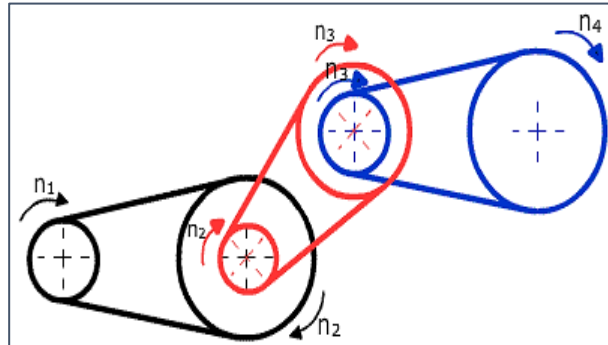
Imagen 31. Sistema de engranajes planetarios



Fuente: <http://www.transpart.com/images/epicicloidal-foto.jpg>

3.1.2 Alternativa 2. Sistema de transmisión por cadena. Es aquel que usa cadenas para el movimiento, estas sobre unas catarinas, en donde se tienen dos o más ejes, lo cuales se conectan por medio de unas catarinas las cuales llevan consigo una cadena, el movimiento de una Catarina moverá la del otro eje, y así sucesivamente, hasta llegar a las revoluciones requeridas. Para entender mejor este tipo de sistema en la siguiente imagen podremos observar su disposición;

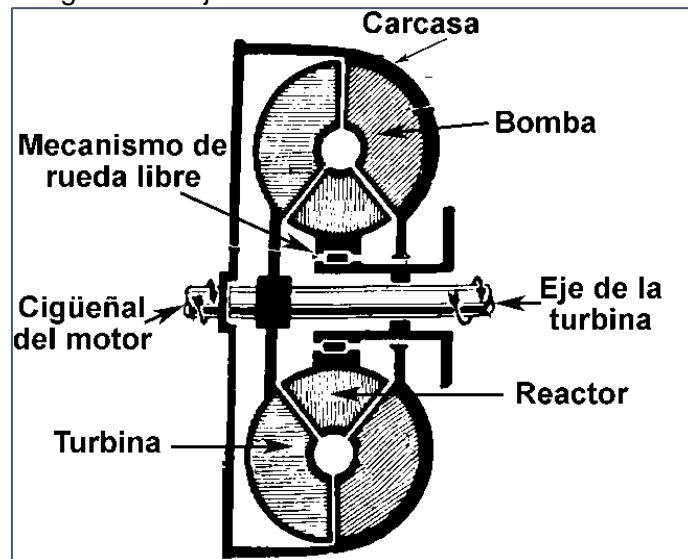
Imagen 32. Transmisión por cadenas



Fuente: <http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/tren.gif>

3.1.3 Alternativa 3. Un sistema de multiplicación hidráulica, consta de un mecanismo de rueda libre, conectado a un elemento impulsor llamado bomba y a una turbina. El elemento impulsor es accionado por el motor, en este caso las palas del rotor, envían aceite al sistema conducido que es la turbina; Su función es entregar la velocidad de salida al generador eléctrico. La velocidad de entrada no puede ser la misma que la velocidad de salida, ya que no habría flujo de aceite.

Imagen 33. Caja hidráulica



Fuente: <http://html.rincondelvago.com/caja-de-cambios-automatica.html>

### 3.2 DESARROLLO DE ALTERNATIVAS

Para realizar un diseño apropiado, es necesario evaluar alternativas del componente crítico en la máquina, para ello se expone un análisis mediante el método,

QFD (Quality Function Deployment), en donde se exponen varios ítems importantes para el desarrollo de la matriz, llamada Casa de la calidad.

- ♣ Requerimientos del cliente: también llamados los “qué” requeridos es lo que el cliente requiere para la óptima operación de su proceso, estos estarán ubicados en el bloque del costado izquierdo de la casa de la calidad.

- ♣ Características de ingeniería: estas deben de estar descritas por los ingenieros que realizan el proyecto, estas deben definirse de manera métrica entendible no solo técnicamente si no que estén en términos entendibles para el cliente, estas se ubicaran en la parte superior de la casa debajo del techo.

- ♣ Puntaje ponderación. Es aquel que califica la importancia al ítem seleccionado, en este caso los requerimientos del cliente.

- ♣ Puntaje de correlación. Es la cantidad de relación expresada en un valor entre los requerimientos del cliente y los requerimientos de ingeniería. Comúnmente su escala es de 0 a 9.

3.2.1 Descripción de requerimientos. De los sistemas anteriores se seleccionará por medio de los siguientes criterios requeridos mínimos para un proyecto de esta categoría. En el siguiente diagrama que representa una matriz Cano, se muestran los criterios requeridos que fueron seleccionados por medio de una encuesta y analizados desde el punto de vista ingenieril. De acuerdo al estudio realizado en las necesidades de varios clientes para la compra de un aerogenerador, se seleccionaron los siguientes requerimientos. La selección de estos fue de acuerdo al grado de congruencia al proyecto.

Tabla 4. Requerimientos del cliente

Requerimiento Primario	Requerimiento secundario
OPERACIÓN	Mínimo mantenimiento Operación continua
BAJO COSTO	Bajo costo de fabricación Bajo costo de mantenimiento
ERGONOMIA	Ligero

Para la selección de la alternativa más conveniente en este proyecto se desarrolló un sistema de evaluación por medio del método QFD y a continuación se muestra la matriz de la casa de la calidad, la cual entregará el resultado final de esta selección.

Tabla 5. Grado de importancia de los requerimientos del cliente

Nº	Los “que” requeridos	Importancia
1	Mínimo mantenimiento	5
2	Operación continua	5
3	Bajo costo de fabricación	4
4	Bajo costo de mantenimiento	4
5	Facilidad de reemplazo de piezas	3
6	Silencioso	3

Luego de haber encontrado los requerimientos del cliente, es necesario desde el conocimiento ingenieril, elaborar los requerimientos técnicos para cumplir los requerimientos del cliente. En la siguiente tabla se encuentran los requerimientos técnicos.

Tabla 6. Requerimientos técnicos

Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Alta dureza en materiales	Componentes más ligeros	Mayor aislamiento térmico
Mayor absorción de cargas de trabajo	Facilidad de acceso	Menor ingreso de impurezas al sistema
Mayor resistencia a cambios de velocidad angular	Mayor ventilación	Menor complejidad en componentes
Menor corrosión y desgaste en materiales	Menor tamaño de componentes	Mayor resistencia a material contaminante
Capacidad de respuesta más rápida	Facilidad en lubricación	Menor cantidad de piezas

Para evaluar la relación entre los dos requerimientos se usarán unos valores que muestran que tan alta es la relación, estos valores se muestran a continuación:

Tabla 7. Grado de relación

Nº	Numero	Calificación
1	9	Fuerte relación
2	3	Mediana relación
3	1	Débil relación
4	0	Ninguna relación

Es necesario establecer una correlación entre los componentes técnicos que ya se han descrito anteriormente, debido a que, en el análisis de la casa de calidad, el grado de correlación de los requerimientos técnicos indicara el comportamiento de los mismos y mostrará como un requerimiento podrá ser el “como” de más de un requerimiento de cliente.

Tabla 8. Grado de correlación

Nº	Símbolo	Grado de correlación
1	+	9
2	-	-9

### 3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para la selección de alternativas es necesario desarrollar un análisis por el método QFD (casa de calidad), el cual finalmente entregará el resultado por ponderación para poder seleccionar una alternativa. Dicha ponderación se realiza mediante la siguiente formula:

$$Columna = \sum (RQ \text{ cliente} * Importancia) + \sum Correlacion$$

Esta ecuación se usa en el método de evaluación de la casa de calidad, en donde relaciona los ítems que se consideran esenciales para la selección de las alternativas presentadas en este capítulo.

A continuación, se presenta la casa de la calidad, en donde se desarrollará la selección de alternativas.

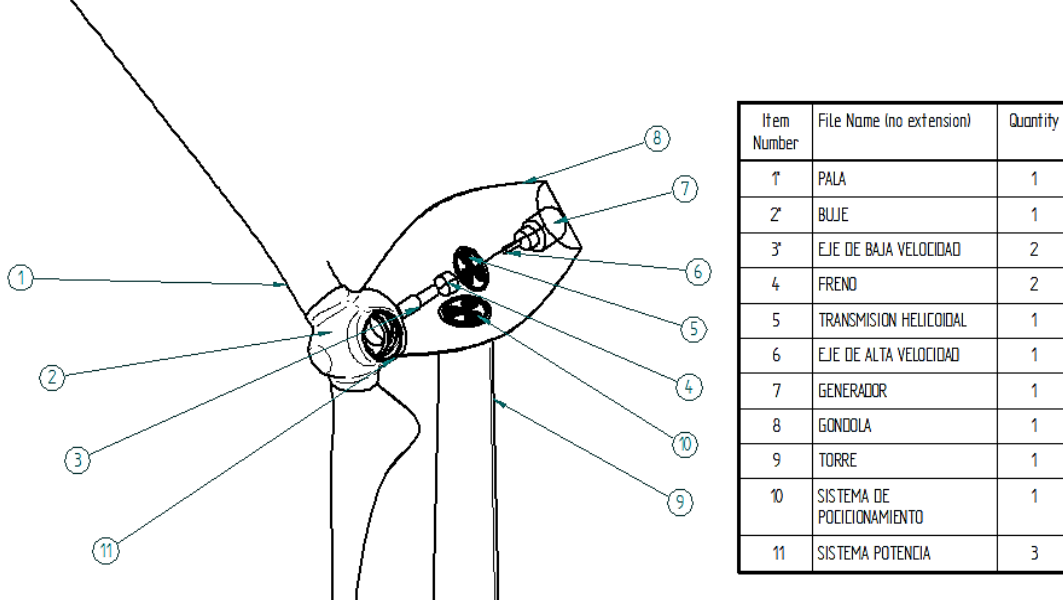




## 4. DISEÑO DETALLADO

A continuación, se describe el diseño al cual se le van a realizar una serie de cálculos para diseñar los componentes del aerogenerador.

Imagen 34. Tipo de aerogenerador a diseñar



El aerogenerador a diseñar es de eje horizontal para emplazamiento no marino.

Sus principales componentes son;

- ♣ Tres palas y un rotor
- ♣ Eje de entrada o de baja velocidad
- ♣ Freno auxiliar de accionamiento electromagnético
- ♣ Sistema de multiplicación por engranes planetarios dividido en dos etapas, la primera etapa con engranes rectos para la transmisión de cargas y la segunda etapa con engranes helicoidales para la transmisión de cargas y altas velocidades
- ♣ Freno principal de accionamiento electromagnético
- ♣ Acople semiflexible
- ♣ Generador eléctrico de 4 polos, 60 Hz a 1.800 RPM
- ♣ Transformador eléctrico tipo estrella

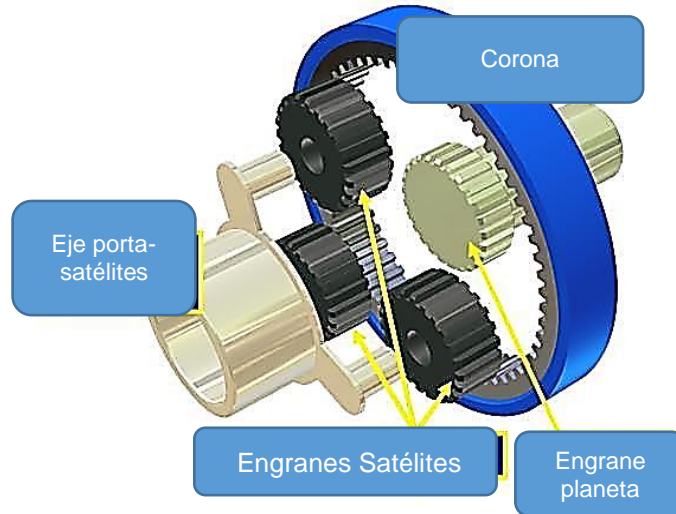
- ♣ Sistema de control
- ♣ Anemómetro y veleta
- ♣ Cuatro coronas de posicionamiento, una para el posicionamiento de la góndola y las otras tres para el posicionamiento de las palas
- ♣ Chasis de soporte
- ♣ Torre compuesta por hormigón y acero
- ♣ Zapata de soporte

#### 4.1 CONCEPTUALIZACIÓN DEL SISTEMA

El sistema de multiplicación por engranajes, brinda una mejor reacción en las cargas y velocidades que se presentan en el funcionamiento propio de la máquina, además de esto, utilizando un sistema de ejes planetarios se puede aumentar las revoluciones de forma muy elevada, del orden de 60:1, que resulta ser apropiado para este proyecto.

4.1.1 Descripción sistema de engranes planetarios. Este sistema desempeña una función que busca aumentar la velocidad de entrada de las aspas del aerogenerador, aumentando las revoluciones a la cantidad específica del generador eléctrico seleccionado, las cuales varían según la potencia que se quiere en el aerogenerador. Este sistema de multiplicación estará configurado en dos etapas para aumentar la velocidad a la requerida por el generador, y una de sus grandes cualidades es que sus dimensiones son pequeñas. Requiere de un sistema de lubricación de altas prestaciones ya que los engranes estarán en el rango de extrema presión. A continuación, se observa la configuración descrita;

Imagen 35. Alternativa seleccionada



Fuente: <http://opexenergy.com/eolica/-corno%20multiplicadora%20aerogenerador.JPG>

El engrane sol y la corona comparten el mismo eje de giro, donde se pueden disponer de dos formas de unión, en la primera alguno de los dos puede ser fijo, la corona fija el sol móvil, en la segunda el sol fijo y la corona móvil, para este proyecto se usa la corona fija y los satélites y el sol serán móviles. Los planetas o satélites son elementos que van accionados por un elemento llamado portasatélites o carro portasatélites, estos tendrán un movimiento similar al planeta tierra, movimiento de rotación y translación, permitiendo el movimiento en los ejes que están conectados (sol y satélites). El sistema tiene un eje de alta velocidad y un eje de baja velocidad respectivamente. Si el sistema es de multiplicación el eje de baja velocidad se encuentra al inicio en la entrada de potencia, y el de alta velocidad se encuentra al final, como lo es en este diseño. Ya que se busca un aumento de revoluciones los satélites tendrán un mayor tamaño que el sol, y por ende las revoluciones de salida del sistema serán mayores. Su mayor uso se puede observar en las cajas automáticas de los automóviles. Es un sistema muy eficiente, de fácil mantenimiento y fácil fabricación.

4.1.2 Descripción del sistema de las aspas y el rotor (turbina). Este sistema permite la iniciación del proceso para la transformación de la energía, para este diseño se realizará un aerogenerador tripala o de tres aspas. El cual se especificó anteriormente en los parámetros iniciales del proyecto.

Imagen 36. Rotor y palas



Fuente. <http://www.ifm.com/img/wind-turbine-wea-wka-hubpitch-electrical-1g.jpg>

## 4.2 PARAMETRIZACIÓN DE LA MÁQUINA

La máquina a diseñar debe estar regida por los parámetros mencionados en el Capítulo 2, además de estos deberá considerar la velocidad de salida requerida que se encuentra en las especificaciones del generador eléctrico, el cual es un generador de jaula de ardilla, donde para Colombia se trabajara con una frecuencia de 60 Hz, las velocidades estarán alrededor de los 3.600 (r.p.m) con dos polos, 1.800(r.p.m.) con 4 polos o 1.200 (r.p.m.) con generador de 6 polos<sup>33</sup>, estas son generalmente las velocidades que trabajan los generadores en turbinas eólicas.

4.2.1 Ubicación. El emplazamiento es un factor muy importante a la hora del desarrollo de un proyecto de este tipo, por consiguiente, a continuación, se describirán todos los factores que intervendrán en el emplazamiento del dispositivo. Para empezar el dispositivo se ubicará en el municipio de Pasca, Cundinamarca. Este municipio tiene una extensión total de 264,97 Km<sup>2</sup>, la cual está dividida en 263,97 km<sup>2</sup> para la zona rural y 0,27 km<sup>2</sup> para la zona urbana. Su altitud oscila entre los 2.500 y 3.900 (m.s.n.m), y tiene una temperatura promedio de 15,4°C. Pertenece a un conjunto de municipios que conforman la región del Sumapaz. Para mayor información véase anexo A.

En cuanto a sus vías de acceso son varias, principalmente las que pertenecen a los municipios aledaños y sus limitantes como lo es en el norte con Fusagasugá, Sibató y Soacha, por el este con el Distrito Especial de Bogotá D.C, por el sur con Arbeláez y por el este con Fusagasugá. Se descartan las vías de acceso aéreas ya que el municipio no tiene ninguna. No posee vías férreas o de algún otro tipo, únicamente terrestres.

<sup>33</sup> MAQUINAS ELECTRICAS, Chapman Stephen, Quinta edición, Mc Graw Hill,



Tabla 9. Número de habitantes

Vereda	Habitante	Vereda	Habitante
Santa Teresa	245	Providencia	74
El retiro	524	Juan XXIII	48
El Carmen	299	San Joaquín	231
Lazaro Fonte	459	El Bobal	181
San Pablo	341	Quebrada Honda	127
San Pedro	310	El Tendido	118
Quebradas	136	La Mesa	315
Alto del Molino	800	La Cajita	66
Alta Gracia	408	Colorados	172
La Argentina	248	Zaldua	311
Guchipas	745	Corrales	222
Sabaneta	437	Costa Rica	135
Boca de Monte	298	Juan Viejo	190
El Zaque	520	La Esperanza	97
Total Habitantes			8057

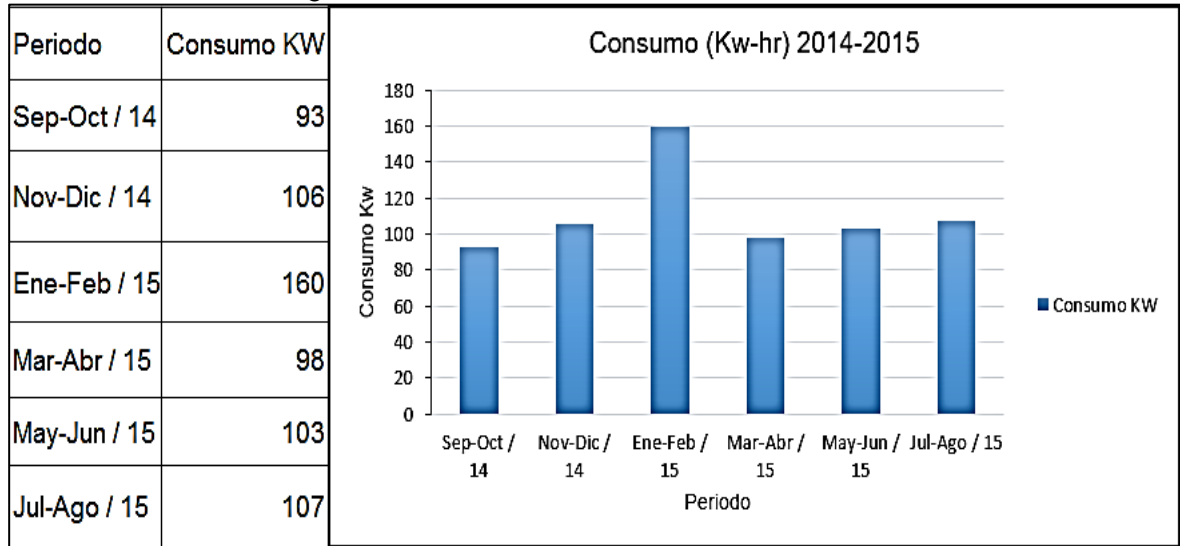
Fuente: Plan de Desarrollo Municipal 2012-2015, El Gobierno del Pueblo

### 4.3 CÁLCULOS

Los cálculos matemáticos empleados para el diseño de esta máquina, están basados en la metodología de los siguientes libros: Ingeniería de la Energía Eólica, Wind Energy Handbook, libros de Diseño de Elementos y Maquinas, principalmente.

4.3.1 Cálculo de la demanda de energía. De acuerdo al poco grado de exactitud en el suministro de información por fuentes importantes en el sector energético como: La Unidad de Planeación Minero Energética (UMP), que en el momento de pedir información para el consumo energético de la zona rural de Pasca, Cundinamarca, especificó que su nivel de toma de datos es a nivel macro y departamental; los valores de zonas tan específicas no se manejan en la entidad. Por otro lado, el Sistema Único de Indicadores, SUI, expresa la misma razón; luego de que los autores recurrieron personalmente a estas dos entidades, se dirigen a Codensa, donde tampoco se logró el recaudo de la información. Finalmente se envía una carta a la empresa de energía de Cundinamarca donde la respuesta que presentaron no fue en un plazo oportuno. Para el cálculo de la demanda energética en la zona rural los autores se disponen a desarrollar un muestreo en los recibos de la luz de una vivienda de la región (ver anexo C), para realizar un cálculo del comportamiento durante los últimos meses en la curva de carga de cada vivienda y así obtener el consumo per cápita en la región.

Gráfica 1. Curva de carga vivienda de la zona



Para el cálculo de la demanda energética es necesario realizar un área bajo la curva, cuyo resultado es 655 kWh/año, valor que indica la energía generada; está multiplicada por las horas año, da el resultado del valor de la potencia media demandada. Ahora bien, para obtener la potencia pico de carga y potencia mínima, se observa en la gráfica el valor más alto y el más bajo respectivamente.

El número de habitantes de esta vivienda es de 2 personas, dividiendo las potencias por el número de personas en la vivienda y en el periodo en horas se obtienen los resultados. Una vez obtenidos los datos iniciales como se muestra a continuación, se realiza el cálculo de los factores de energía respectivos en una planta de acuerdo con las fórmulas de factor de carga expuestas por fuentes energéticas como la UPME, facilitadas por el ingeniero Luis Ernesto Buitrago, docente de Plantas Térmicas.

Tabla 10. Valores de energía

Énfasis en análisis	Descripción	Unidad	Valor
En la vivienda	Energía generada	$\frac{KW * h}{año}$	667
Per Cápita	Energía generada	$\frac{KW * h}{año habitantes}$	333,5

Tabla 11. (continuación)

Énfasis en análisis	Descripción	Unidad	Valor
	Energía pico de carga	$\frac{KW * h}{año}$	494,91
	Energía mínima	$\frac{KW * h}{año}$	276,23

Tabla 11. Valores de potencias

Énfasis en análisis	Descripción	Unidad	Valor
En la vivienda	Potencia pico de carga	<i>KW</i>	0,12
	Potencia media	<i>KW</i>	0,076
	Potencia mínima	<i>KW</i>	0,063
Per Cápita	Potencia pico de carga	<i>KW</i>	0,056
	Potencia media	<i>KW</i>	0,038
	Potencia mínima	<i>KW</i>	0,0317
En la región	Potencia pico de carga	<i>KW</i>	325,98
	Potencia media	<i>KW</i>	219,66
	Potencia mínima	<i>KW</i>	183,26

De las tablas anteriores el consumo en potencia eléctrica en la vivienda se divide en el número de habitantes para obtener el consumo per cápita, luego es multiplicado por el número de habitantes que se muestra en la tabla 9 para entregar las potencias finales en la zona rural del municipio. A continuación, se calcula el factor de carga de la demanda, con la siguiente ecuación;

$$\text{Factor de carga} = \frac{\text{Potencia media}}{\text{Potencia pico de carga}}$$

Reemplazando en la fórmula;

$$\text{Factor de carga} = \frac{219,66 \text{ KW}}{325,98 \text{ KW}} = 0,67$$



La potencia eléctrica tiene distintas pérdidas, para ello es necesario otorgarle un régimen importante que es el factor de capacidad (FC) de potencia eólica<sup>34</sup>, este factor se debe calcular como se muestra a continuación por la siguiente ecuación;

$$FC = 0,007 * \text{velocidad media anual} - 0,2$$

Donde;

$FC$ = Factor de capacidad

Se reemplaza la velocidad media anual en la fórmula cuyo valor es 10,58 (m/s). Este valor se obtiene por el valor promedio de las velocidades respecto a la altura que se muestra en la tabla 14.

$$FC = 0,007 * 10,58 \frac{m}{sg} - 0,2 = 0,54$$

Una vez obtenido el valor del factor de capacidad se procede a determinar la potencia nominal del sistema. Esta será calculada a partir de la siguiente ecuación;

$$FC = \frac{P_e}{P_n}$$

Donde;

$FC$ =Factor de potencia

$P_e$ = Potencia eléctrica

$P_n$ = Potencia nominal del sistema

Se despeja el valor de  $P_n$  y queda;

$$P_n = \frac{P_e}{FC}$$

Reemplazando valores en la ecuación se obtiene;

$$P_n = \frac{219,66 \text{ Kw}}{0,5409} = 406,1 \text{ Kw}$$

---

<sup>34</sup> Disponible en línea en: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/-Energia48/HTML/articulo03.htm>

Con la potencia nominal se procede a hallar la potencia bruta del sistema, la potencia total a demanda o también llamada potencia real. Potencia la cual permite realizar las dimensiones de las palas, que se calcula a partir de la siguiente fórmula;

$$P_d = \frac{P_n}{K_t}$$

Donde;

$P_d$ = Potencia total a demanda

$P_n$ = Potencia nominal del sistema

$K_t$ = Factor total de potencia.

El valor de  $K_t$  depende de una serie de condiciones de uso del aerogenerador. El cálculo de estas condiciones se describe a continuación;

$$K_t = K_d * K_c * K_i * K_a * K_p * K_u$$

Donde;

$K_d$ = Factor de corrección de densidad

$K_c$ = Factor de comportamiento. Valor recomendado (90%)

$K_i$ = Factor de interferencias. Valor recomendado (95%). El valor de este factor depende de la cantidad aerogeneradores en el emplazamiento

$K_a$ = Factor de disponibilidad, Valor recomendado (95%)

$K_p$ = Factor de pérdidas. Valor recomendado (90%)

$K_u$ = Factor de utilización

Los valores recomendados fueron obtenidos del libro Ingeniería de la energía eólica, el cálculo de los factores de densidad, perdidas y utilización se describa a continuación;

Factor de corrección de densidad:

$$k_d = \left( \frac{288}{T + 273} \right) * e^{-\left( \frac{h}{8435} \right)}$$

Donde;

$k_d$  = Factor de corrección de densidad

$T$  = Temperatura media anual en la zona en °C

$h$  = Altura del emplazamiento

Reemplazando en la ecuación se obtiene;

$$k_d = \left( \frac{288}{8 + 273} \right) * e^{-\left( \frac{3900}{8435} \right)} = 0,94$$

Factor de utilización;

$$k_u = \frac{V_m}{V_n}$$

Donde;

$k_u$  = Factor de utilización

$V_m$  = Velocidad media

$V_n$  = Velocidad nominal

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene;

$$k_u = \frac{4,2 \frac{m}{sg}}{10,58 \frac{m}{sg}} = 0,3$$

Al obtener todos los factores, se procede a calcular el valor del factor  $K_t$  así;

$$k_t = (0,93 * 0,9 * 0,95 * 0,95 * 0,9 * 0,3)$$

Resolviendo:

$$k_t = 0,26$$

Hallado el factor  $K_t$  se continúa con el desarrollo del cálculo de la potencia bruta, reemplazando los valores en la ecuación así:

$$P_d = \frac{406,1KW}{0,26} = 870KW$$

Se decide diseñar el aerogenerador sobre 870 KW, para dimensionar de una manera exacta el rotor.

4.3.2 Cálculo del potencial eólico. La velocidad del viento en la zona fue extraída de los mapas eólicos del Atlas de vientos de Colombia suministrados por la Unidad de Planeación Minero Energética (U.P.M.E), y corroborados en muestras que los autores realizaron en el lugar de instalación por la aplicación de Google clima, en donde satelitalmente Google suministra al usuario el estado del viento y del clima en la zona donde está el dispositivo. Otros datos como la temperatura promedio se tomó de estudios realizados por el departamento de planeación de Pasca, Cundinamarca.

Tabla 12. Potencial eólico

Intervalo de la clase	Centro de la clase	Frecuencia de la clase	Frecuencia relativa	Frecuencia relativa acumulada	Frecuencia relativa acumulada "mayor que"	Velocidad media	Producto	
Periodos	$v! (m/s)$	$n! (dias)$	$f! = n!/N$	$F!$	$1 - F!$	$\langle v \rangle! = f! * v!$	$f! * v!^2$	$(f! * (v! - \langle v \rangle!)^2)$
Enero	3,5	31	0,085	0,085	0,915	0,2973	1,0404	1,0404
Febrero	3,5	28	0,077	0,162	0,838	0,2685	0,9397	0,9397
Marzo	3,5	31	0,085	0,247	0,753	0,2973	1,0404	1,0404
Abril	3	30	0,082	0,329	0,671	0,2466	0,7397	0,7397
Mayo	5	31	0,085	0,414	0,586	0,4247	2,1233	2,1233
Junio	4,5	30	0,082	0,496	0,504	0,3699	1,6644	1,6644
Julio	6	31	0,085	0,581	0,419	0,5096	3,0575	3,0575
Agosto	7	31	0,085	0,666	0,334	0,5945	4,1616	4,1616
Septiembre	4	30	0,082	0,748	0,252	0,3288	1,3151	1,3151
Octubre	4	31	0,085	0,833	0,167	0,3397	1,3589	1,3589
Noviembre	3	30	0,082	0,915	0,085	0,2466	0,7397	0,7397
Diciembre	3,5	31	0,085	1	0,000	0,2973	1,0404	1,0404
$\Sigma$	50,5	N= 365	$\Sigma$					

Tabla 13. Resultados potencial eólico

Resultados								
Periodos	$v! (m/s)$	$n! (dias)$	$f! = n!/N$	$F!$	$1 - F!$	$\langle v \rangle! = f! * v!$	$f! * v!^2$	$(f! * (v! - \langle v \rangle!)^2)$
0 < v > 1	0.5	0	0.000	0.000	1.000	0.0000	0.0000	0.0000
1 < v > 2	1.5	0	0.000	0.000	1.000	0.0000	0.0000	0.0000
2 < v > 3	2.5	0	0.000	0.000	1.000	0.0000	0.0000	0.0000
3 < v > 4	3.5	181	0.496	0.496	0.504	1.7356	6.0747	0.5096
4 < v > 5	4.5	91	0.249	0.745	0.255	1.1219	5.0486	0.0000
5 < v > 6	5,5	31	0.085	0.830	0.170	0.4671	2.5692	0.0826
6 < v > 7	6.5	31	0.085	0.915	0.085	0.5521	3.5884	0.3351

Tabla 14. (continuación)

Periodos	$v!$ (m/s)	$n!$ (dias)	$f! = n!/N$	$F!$	$1 - F!$	$\langle v \rangle! = f! * v!$	$f! * v!^2$	$\frac{f! * (v!)^3}{\langle v \rangle!^3}$
7 < v > 8	7.5	31	0.085	1.000	0.000	0.6370	4.7774	0.7574
		N=365				$\langle v \rangle$	$\Sigma$	$\Sigma$
						4.5137	22.00582	1.6847

En la anterior tabla se desarrolló un tratamiento estadístico de los datos extraídos de la velocidad del viento donde se establece la velocidad del viento promedio resultante en (m/s), cuyo valor es de 4,51 (m/s).

Para el cálculo del potencial eólico es necesario calcular el factor de energía  $F_e$ , este será obtenido por medio de la interpolación de una tabla de distribuciones weibull para distintos parámetros  $K$  que es calculado a partir de la siguiente ecuación;

$$K = 0,9791 * \frac{\sigma^{-1,1058}}{\langle V \rangle}$$

Donde;

$\sigma$  = Desviación típica de la distribución

$\langle V \rangle$  = velocidad media anual (m/s)

La desviación típica de la distribución se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n f! * (v_i - \langle v \rangle)^2}$$

Donde;

$v_i$  = Velocidad inicial

$v$  = Velocidad

$f!$  = Frecuencia relativa

Reemplazando el valor de  $f! * (v_i - \langle v \rangle)^2$ , el cual se obtiene de la tabla 14, en la ecuación, queda;

$$\sigma = \sqrt{1,6847}$$

Resolviendo la ecuación;

$$\sigma = 1,3$$

Obtenidos los valores de  $\sigma$  y  $\langle V \rangle$  se reemplazan en la formula  $K$  como se muestra a continuación:

$$K = 0,9791 \frac{1,2979^{-1,1058}}{4,5137} = 3,89$$

Una vez obtenidos el factor  $K$  y  $\frac{\sigma}{\langle v \rangle}$  se interpolan los factores en la (tabla 14), para obtener el factor de energía  $F_e$  que próximamente será utilizado en la ecuación del potencial eólico.

Para continuar es necesario realizar un análisis del comportamiento de las velocidades del viento en la zona a diferentes alturas mediante la siguiente ecuación:

$$v' = v * \frac{\ln\left(\frac{Z'}{Z_0}\right)}{\ln\left(\frac{Z}{Z_0}\right)}$$

Donde;

$V'$ = Velocidad en (m/s) a la altura  $Z'$

$V$ = Velocidad en (m/s) a la altura  $Z$

$Z_0$ = Es la rugosidad del terreno en (m)

Para el cálculo de la rugosidad del terreno es necesario calcular el parámetro  $\alpha$  que es el coeficiente de dependencia de rugosidad, este coeficiente está dado por la siguiente ecuación que propone Justus – Mikjail;

$$\alpha = \frac{0,37 - 0,088 \ln\langle V_x \rangle}{1 - 0,088 \ln \frac{Z}{10}}$$

Dónde;

$\alpha$ = Coeficiente de rugosidad del terreno

$V_x$  = Velocidad anual a una altura  $x$

Z= Altura a la que se toma la velocidad del viento

La altura que se tomó como referencia es de 0,5 metros, debido a que a esta altura la velocidad del viento se comienza a ver afectada por el estado de la superficie, es decir desde 0,5 metros se comienza a tener en cuenta la rugosidad del suelo, en valores menores a 0,5 metros es despreciable la incidencia de la rugosidad sobre el viento. A 0,5 metros la velocidad correspondiente es de 4,25 (m/s), reemplazando en la fórmula;

$$\alpha = \frac{0,37 - 0,088 \ln(V_x)}{1 - 0,088 \ln \frac{Z}{10}} = 0,22$$

Conociendo el valor  $\alpha$  se busca en la tabla que se muestra a continuación los valores para interpolar. En ella se obtiene el valor de la rugosidad de la zona y luego se reemplaza en la fórmula de velocidad  $V'$ . De acuerdo con los datos anteriores se realiza el cálculo para diferentes alturas, donde se obtuvieron los siguientes resultados;

Tabla 14. Velocidades vs altura

Altura (m)	velocidad m/s
0.5	4,21
2	4,21
10	7,61
20	9,07
30	9,93
40	10,53
50	10,99
60	11,38
70	11,70
80	11,98
90	12,23
100	12,46
110	12,66
120	12,84
Nominal	10,58

La densidad es otro parámetro necesario para calcular el potencial eólico disponible, para determinar este valor se calcula a partir de la siguiente ecuación;

$$\rho = 1,225 \left( \frac{288}{T^\circ + 273} \right) * e^{-\left(\frac{h}{8.435}\right)}$$

Donde;

$\rho$  = Densidad del aire en el lugar

$T^{\circ}$  = Temperatura media anual de la zona en grados centígrados (6,5 °C)

$h$  = Altura sobre el nivel del mar (msnm)

Reemplazando los valores correspondientes de  $T^{\circ}$  y  $h$  en la ecuación de densidad se obtiene:

$$\rho = 1,225 \left( \frac{288}{8^{\circ}C + 273} \right) * e^{-\left( \frac{3.900 \text{ msnm}}{8.435} \right)} = 1,1461 \frac{Kg}{m^3}$$

Luego de reunir los anteriores datos, se procede a realizar el cálculo de factor de energía eólica ( $Fe$ ), el cual se obtiene realizando una interpolación de la tabla 16 para diferentes distribuciones weibull ya normalizadas para diferentes factores  $K$  como se muestra a continuación;

Tabla 15. Distribución weibull para factores  $K$

$K$	$\frac{(V)}{C}$	$\frac{\sigma}{(V)}$	$\frac{V}{(V)}$	$\frac{V_m}{(V)}$	$F_d = \frac{V^3}{(V)}$	$F_d^{V^3} = \frac{V^3}{(V)}$
1,2	0,941	0,837	0,783	0,239	3,99	1,59
1,4	0,911	0,724	0,844	0,448	3,03	1,45
1,6	0,897	0,64	0,887	0,604	2,48	1,35
1,9	0,889	0,575	0,917	0,717	2,14	1,29
2	0,886	0,523	0,939	0,798	1,91	1,24
2,2	0,886	0,48	0,956	0,857	1,75	1,21
2,4	0,886	0,444	0,968	0,901	1,63	1,18
2,6	0,88	0,413	0,978	0,934	1,53	1,15
2,8	0,89	0,387	0,985	0,959	1,46	1,13
3	0,893	0,363	0,991	0,978	1,4	1,12
3,2	0,896	0,343	0,996	0,993	1,36	1,11
3,5	0,9	0,316	1,001	1,01	1,3	1
4	0,906	0,281	1,007	1,027	1,23	1,07
5	0,918	0,229	1,012	1,042	1,15	1,05
6	0,928	0,194	1,014	1,046	1,11	1,04
7	0,935	0,168	1,014	1,046	1,06	1,03
8	0,942	0,148	1,014	1,044	1,06	1,02
9	0,947	0,133	1,014	1,042	1,05	1,02
10	0,951	0,12	1,013	1,04	1,04	1,01

Fuente: Ingeniería de la energía eólica – Miguel Villa Rubia Lopez



El valor del factor  $F_e$  que se obtuvo como resultado es 1,24. Este factor es necesario para poder calcular la potencia eólica disponible con la siguiente ecuación;

$$P_d = \frac{1}{2} \rho * A * F_e * (v)^3$$

Dónde;

$P_d$  = Potencia disponible

$A$  = Área de barrido

$F_e$  = Factor de energía eólica

$V$  = Velocidad media del viento

Para calcular el área de barrido, se usa la siguiente ecuación:

$$P_n = 0,1671 * D_R^{2,1589}$$

Donde;

$P_n$  = Potencia nominal

$D_R$  = Diámetro del rotor

Se despeja el diámetro de la ecuación y queda;

$$D_R = \sqrt[2,1589]{\frac{P_n}{0,1671 \text{ Kg} * \text{sg}}}$$

Remplazando los valores en la ecuación resulta y especificando que el valor de la potencia nominal es de 870 KW descrito en el cálculo de potencia disponible;

$$D_R = \sqrt[2,1589]{\frac{870 \text{ KW}}{0,1671 \text{ Kg} * \text{sg}}} = 53 \text{ metros}$$

Este valor describe el diámetro total del rotor. Para el diámetro que se va a usar en el cálculo de potencia se estima por proporcionalidad que el buje tendrá un diámetro aproximado de 6 metros, la cual será descontada al valor de 53 metros anteriormente calculado.

Una vez se tiene el diámetro del rotor, se puede calcular el área de barrido como se muestra a continuación;

$$A = \pi R_p^2$$

Donde;

$A$  = Área de barrido

$R_p^2$  = Radio de las palas

Reemplazando los valores en la ecuación de área de barrido se tiene;

$$A = \pi * (23,5\text{metros})^2 = 1.708,32 \text{ m}^2$$

Reunidos todos los datos necesarios para realizar el cálculo de la potencia disponible, se reemplaza en la fórmula de potencia disponible;

$$P_d = \frac{1}{2} 1,1488 * 1.708,32 * 1,24 * (9,44)^3 * \left(\frac{1}{1.000}\right) = 1.104,45 \text{KW}$$

Para validar el cálculo de las potencias hallamos la eficiencia total de la maquina ( $n_{ea}$ ), que debe encontrarse en el entorno del 25% al 30%, como lo explica el libro de Ingeniería de la energía eólica en las tablas generales de eficiencias en energía eólica, véase continuación;

$$n_{ea} = \frac{P_e}{P_d}$$

Donde;

$P_e$  = Potencia eléctrica media anual que entrega el generador en  $kW$

$P_d$  = Potencia disponible media anual del viento en  $kW$

Reemplazando los valores en la ecuación resulta;

$$n_{ea} = \frac{406,074 \text{ kW}}{1.104,45 \text{ kW}} = 0,37$$

La eficiencia está dentro del rango estipulado por los autores del libro Ingeniería de la Energía Eólica, lo que valida que el aerogenerador es eficiente en el lugar donde se pondrá a funcionar.

El eje de baja está encalado al buje por medio de una brida con doble agujerado, cada línea de pernos cuenta con 30 unidades. EL valor de 30 unidades por línea, se establece según el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Joseph Shigley, donde describe que para la ubicación de un perno no puede haber otro seguido a una

distancia menor de 2 veces el diámetro del mismo. Es necesario tener en cuenta el criterio de resistencia al esfuerzo calculado de la siguiente forma;

$$Fp = \frac{Fc}{Z}$$

Donde:

$Fp$ = Fuerza en cada perno

$Fc$ = Fuerza centrífuga

$Z$ = Numero de pernos

El valor de la fuerza centrífuga se desarrolla en el apartado 4.3.4 Sistemas de Sujeción, para este caso el valor es de

Reemplazando:

$$Fp = \frac{12.106,45 \text{ kN}}{30}$$

Resolviendo:

$$Fp = 242,12 \text{ kN}$$

En el siguiente cuadro se puede observar el valor del esfuerzo cortante al que está sometido un perno

Cuadro 1. Pernos del buje – Eje de baja

	Fuerza de corte (kN)	Fuerza de corte por perno (kN)	Área de corte (kN)	Esfuerzo cortante (MPa)	Limite a tensión material (MPa)	Limite a cortante material	FC T
Perno eje de aja buje	12.106,46	242,13	0,003	36.349,19	660.000	380.820	10,48

Dónde;

FC T = factor de seguridad del tornillo

Los valores tabulados son el resultado obtenido siguiendo el mismo procedimiento de cálculo que se puede apreciar en el apartado 4.3.4, donde se describe el cálculo de pernos de sujeción de la pala.

Este eje cuenta con dos chumaceras las cuales se seleccionan del catálogo SKF, se le llamará en este documento chumacera principal a la chumacera que esta sosteniente el rotor y al eje como se mostró en los cálculos anteriores en el diagrama de cuerpo libre. Esta chumacera está disponible en el anexo L con su respectivo rodamiento, estos elementos son FSDR 49/1320k el acople y BT2B 328304/HA4 el rodamiento, el otro apoyo es la chumacera 2 del eje de baja también se encuentran disponibles en el anexo L con la referencia FSDR 39/850 K, el acople y BT2B 332447 el rodamiento. Para ver el desarrollo del procedimiento de selección de rodamientos por favor ir al subcapítulo 4.3.6 selección de rodamientos. Vea a continuación las fuerzas de selección;

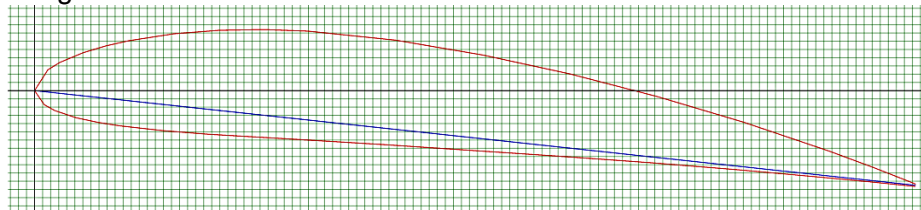
Tabla 16. Fuerzas eje chumaceras

Valores eje de baja velocidad	
Fuerza axial N	116.299,49
Fuerza radial N	441,98
Carga dinámica kN	598,3
Diámetro D1 mm	1.000
Diámetro de ajuste D1 mm	930
Diámetro D2 mm	550
diámetro de ajuste D2 mm	571

4.3.3 Diseño de las palas. Se procede a diseñar inicialmente lo que se conoce como la hélice óptima, lo cual consiste en seleccionar el perfil adecuado, el cual finalmente será usado en la geometría de la pala.

Para el diseño de las palas es necesario seleccionar un perfil adecuado, dicho perfil se selecciona de acuerdo con la relación que tiene entre el coeficiente de sustentación frente al coeficiente de resistencia ( $C_L/C_D$ ), entre más alto sea el valor del resultado va a tener mayor eficiencia la máquina, para proceder a la selección de este se tomaron en cuenta los cuatro perfiles más utilizados en la industria eólica para el diseño de aerogeneradores, véase a continuación la sección transversal de los perfiles:

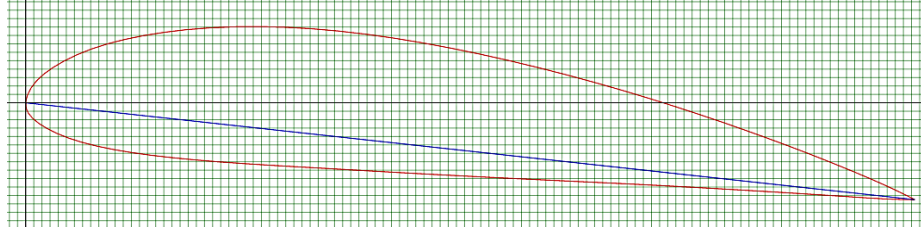
Imagen 39. Perfil Naca 4412



Name = NACA 4412  
Chord = 1100mm Radius = 0mm Thickness = 100% Origin = 0% Pitch = 6°

Fuente: <http://airfoiltools.com/plotter/index?r=msvg/svg/all&name=MAirfoilPlotterForm>

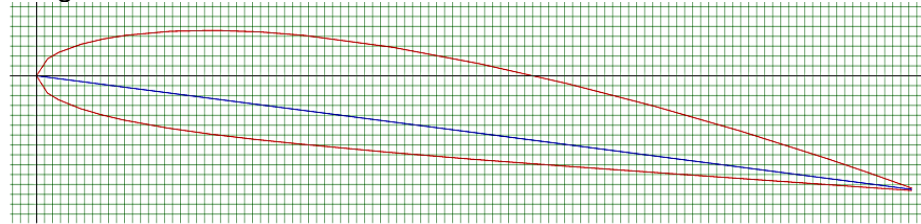
Imagen 40. Perfil Naca 4415



Name = NACA 4415  
Chord = 1100mm Radius = 0mm Thickness = 100% Origin = 0% Pitch = 6°

Fuente: <http://airfoiltools.com/plotter/index?r=msvg/svg/all&name=MAirfoilPlotterForm>

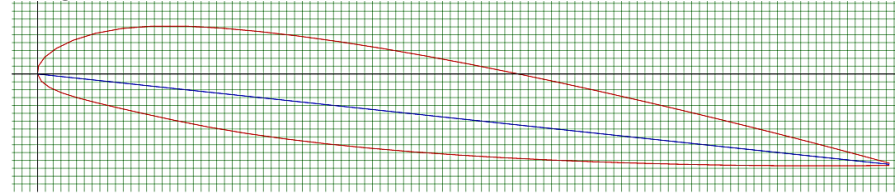
Imagen 41. Perfil Naca 2410



Name = NACA 2410  
Chord = 1100mm Radius = 0mm Thickness = 100% Origin = 0% Pitch = 6°

Fuente: <http://airfoiltools.com/plotter/index?r=msvg/svg/all-&name=MAirfoilPlotterForm>

Imagen 42. Perfil Naca 23012



Name = NACA 23012 12%  
Chord = 1100mm Radius = 0mm Thickness = 100% Origin = 0% Pitch = 6°

Fuente: <http://airfoiltools.com/plotter/index?r=msvg/svg/all&name=MAirfoilPlotterForm>

Una vez propuestos los perfiles, se procede a realizar un cálculo de (CL/CD) como se muestra a continuación en la siguiente tabla la cual fue calculada en Excel (véase anexo D):

Tabla 17. Perfiles naca

Perfil a 6°	CL	CD	CL/CD
naca 23012- 6°	0,8545	0,0093	91,88172
naca 2410 - 6°	0,8816	0,0105	83,9619
naca 4415- 6°	1,09	0,0091	119,7802
naca 4412- 6°	1,128	0,00884	127,6018

En la anterior tabla se encuentra los resultados obtenidos de CL y CD en una inclinación de  $\alpha 6^\circ$ . Analizando los valores de la tabla y el resultado de cada una de ellas los autores proceden a seleccionar el perfil con la mejor relación, naca 4412.

Ya habiendo seleccionado el perfil se procede a realizar los cálculos de diseño, para ello se necesitará realizar el cálculo de SR<sup>35</sup> que es la relación de la velocidad periférica y la velocidad del viento en un radio determinado, como se describe a continuación;

$$SR = \frac{2\pi * rn}{60 * k * V}$$

Donde;

SR= Relación de la velocidad periférica y la velocidad del viento en un radio determinado

r = Radio de la sección transversal

n = Revoluciones (rpm)

k = Constante de ajuste de unidades para la velocidad (1)

V = Velocidad nominal

Reemplazando los valores para r = 26,05 mts.

$$SR = \frac{2\pi * 26,05 \text{ metros} * 17,7 \frac{rev}{min}}{60 * 1 * 4,21 \frac{m}{sg}}$$

Resolviendo la ecuación queda;

$$SR = 4,7$$

Para la obtención de CL y CD se dispone de la fuente de airfoil tools<sup>36</sup>, que provee la información de cada perfil a diferentes condiciones, donde los valores correspondientes para el perfil seleccionado son 1,128 y 0,00884 respectivamente. Una vez obtenido los valores de CL y CD se resuelve la operación CL/CD.

---

<sup>35</sup> DISEÑO DE UN ALABE PARA UN ROTOR EÓLICO, DIANA García Martínez; Edgar Ernesto González; Esaú Vélez.

<sup>36</sup> Disponible en línea en: <http://airfoiltools.com>

$$\frac{CL}{CD} = \frac{1,128}{0,00884} = 127,60$$

Para el diseño de la pala se requiere seccionar la longitud para realizar el cálculo de las diferentes cuerdas a diferentes radios, es decir la medida de la longitud de cada perfil y así definir el tamaño de la sección<sup>37</sup>, primero se procede a realizar la raíz cuadrada del área del rotor o la longitud de la pala.

$$r' = \sqrt{R}$$

Donde;

$r'$  = sección de cuerda mayor

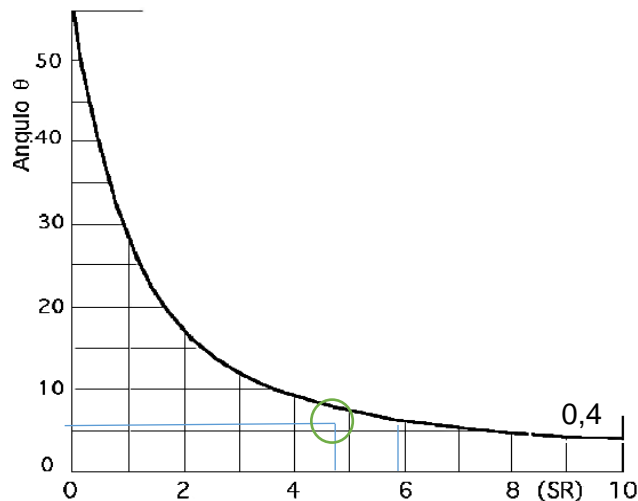
$R$  = Área generada por la longitud de cuerda mayor = 23,31 m<sup>2</sup>

Reemplazando en la formula:

$$r' = \sqrt{23,31 \text{ m}^2} = 4,82 \text{ m}$$

Luego de resolver el radio exterior, la raíz y el SR, el siguiente paso es realizar el cálculo del factor de forma SP mediante la siguiente gráfica.

Gráfica 2. Factor de forma



Fuente: DISEÑO DE UN ÁLABE PARA UN ROTOR EÓLICO, DIANA García Martínez; Edgar Ernesto González; Esaú Vélez

<sup>37</sup> VILLARUBIA, Lopez Miguel; Ingeniera de la energía eólica, Nuevas energías, 5° ed, Marcombo,

De acuerdo a el perfil seleccionado el ángulo  $\theta$  es de  $6^\circ$ , y para un valor de SR de 4,7 que fue previamente calculado, el valor de la pendiente de la curva es de 0,36, ya que la curva representada en la gráfica 2, es de 0,40.

El valor obtenido de  $SP^{38}$  en el gráfico es de 0,36, este valor es utilizado para el desarrollo de la cuerda.

$$L = \frac{r * SP}{CL * Z}$$

Donde;

L= Longitud cuerda optima

SP = Factor de forma

CL = Coeficiente de sustentación

Z = Número de palas

Reemplazando en la ecuación los valores se obtiene el siguiente resultado

$$L = \frac{23.31m * 0,36}{1,128 * 3 \text{ palas}} = 2,48m$$

La cuerda optima es aquella que involucra el promedio de todas las cuerdas generadas en cada curvatura del perfil alar.

A continuación, es necesario calcular el porcentaje total de la superficie solida (aquella que ataca el viento en el diámetro de barrido) de la pala existente dentro el área barrida en espacio ocupado por el rotor, dicho porcentaje es llamado coeficiente de solidez.

$$\Omega = \frac{AFA}{A \text{ barrida}} = \frac{ZRL}{\pi R^2} = \frac{ZL}{\pi R} = \frac{3 * (2,48m)}{\pi * (23,31m)} = 0,1015$$

Donde;

$\Omega$  = Coeficiente de solidez

Z = Número de palas

R = Radio del rotor

---

<sup>38</sup> Ibit. P 85



L = Cuerda optima

Ya habiendo, obtenido el coeficiente de solidez se realiza la operación para calcular la superficie total de las palas; para dicho cálculo se resuelve la siguiente ecuación<sup>39</sup>:

$$AFA = \Omega * Abarrido$$

Donde;

AFA = Área total de la superficie sólida

Abarrido = Área de barrido

Reemplazando en los valores;

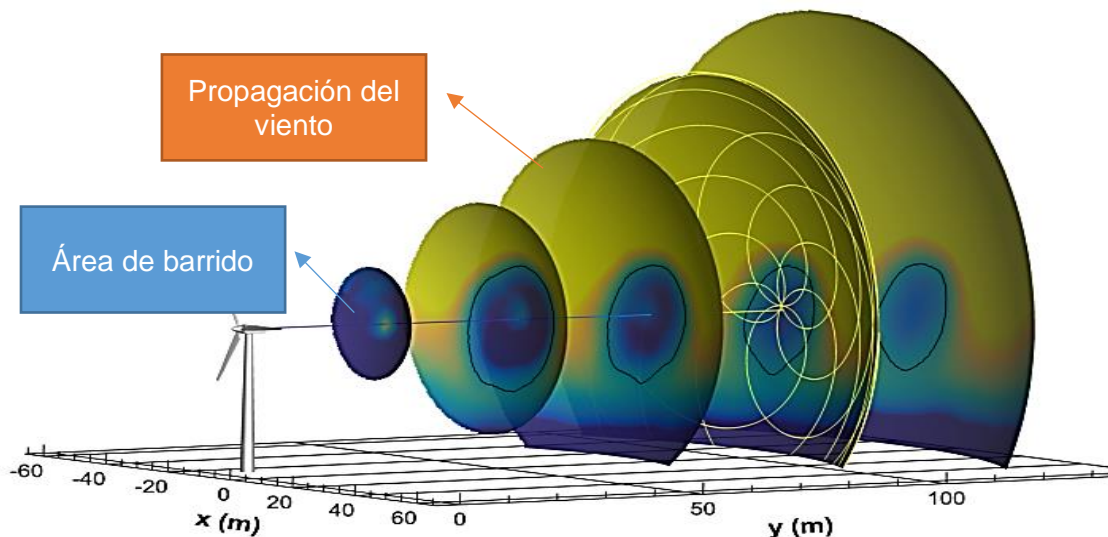
$$AFA = 0,1015 * 1.708,32 \text{ m}^2$$

Resolviendo la anterior ecuación queda;

$$AFA = 173,576 \text{ m}^2$$

El área de barrido constituye toda el área que ocupa el movimiento de las tres palas. A continuación, se muestra una imagen con el área de barrido:

Imagen 43. Área de barrido



Fuente:<http://energy.sandia.gov/wpcontent/uploads/2016/05/SpinnerLidarScreen-Shot.png>

<sup>39</sup> DISEÑO DE UN ALABE PARA UN ROTOR EÓLICO, DIANA García Martínez; Edgar Ernesto González; Esaú Vélez.

Al desarrollar la operación anterior se obtiene como resultado  $AFA = 173,546 \text{ m}^2$ , por consiguiente, para la turbina diseñada en este proyecto se obtiene una superficie por pala de;

$$Ap = \frac{173,546 \text{ m}^2}{3} = 57,84 \text{ m}^2$$

Donde;

$Ap$  = Área de superficie sólida de cada pala

El rotor está expuesto a una fuerza llamada fuerza aerodinámica; esta fuerza expresa la resistencia que el rotor presenta contra un flujo de aire que pasa a través de la zona de área de barrido, esto cuando las palas del rotor están en movimiento; dicha fuerza se calcula de la siguiente manera;

$$Faerodinamica = 0,062 * A * V^2$$

Donde;

$A$  = Área de barrido o área efectiva del rotor

$V$  = Velocidad nominal del viento a la altura del rotor

Reemplazando los valores en la fórmula a continuación se muestra el resultado:

$$Faerodinmica = 0,062 \frac{Kg}{m} * 1.708,32 \text{ m}^2 * \left(10,58 \frac{m}{sg}\right)^2 = 11.867,3 \text{ N}$$

El anterior resultado describe la fuerza aerodinámica<sup>40</sup> que se genera en el rotor.

Es necesario para el cálculo del sistema de unión y selección de corona de movimiento de la pala, obtener el valor de la fuerza aerodinámica de la pala, el cual para cada pala se obtiene por la siguiente fórmula;

$$Faerodinamica \frac{c}{u} = \frac{Faerodinmica}{3}$$

Donde;

Faerodinámica  $c/u$  = fuerza aerodinámica de cada pala

Resolviendo la ecuación resulta;

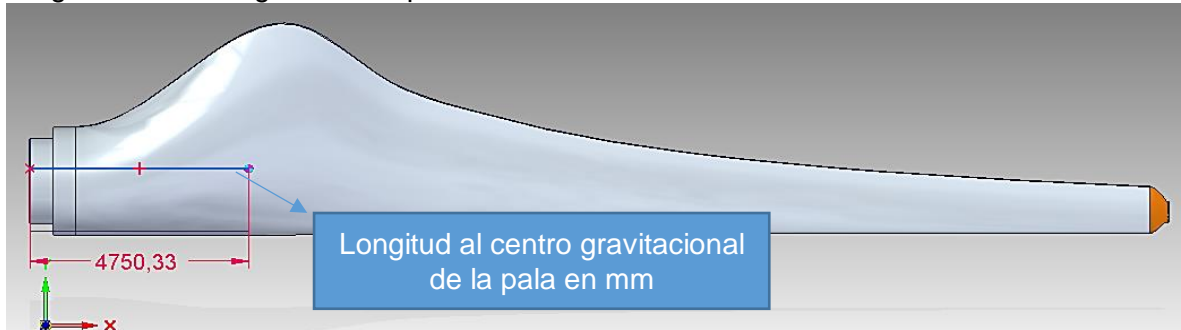
---

<sup>40</sup> Ibit. P 85

$$F_{aerodinámica} = 3.955,76 \text{ Kg}$$

Esta fuerza se encontrará ubicada en el centro geométrico o centro de masa de la pala como se muestra en la siguiente imagen;

Imagen 44. Centro geométrico pala



Anteriormente se obtuvo la fuerza aerodinámica del rotor en un estado móvil. Se analiza la fuerza del fluido del viento que incide sobre el rotor en el estado estático de la siguiente manera;

$$F_{est. aero.} = 2 * \Omega * F_{aerodinámica}$$

Reemplazando en la fórmula los valores correspondientes queda;

$$F_{est. aero.} = 2 * 0,1015 * 11.867,3 \text{ Kg}$$

Resolviendo;

$$F_{est. aero.} = 3.955,76 \text{ Kg}$$

Anteriormente se analizó el perfil de la pala a determinado radio (radio exterior), para el diseño y modelamiento de toda la sección del alabe se decide seccionar el aspa en 10 partes iguales a partir de la raíz, esto con el objetivo de saber las diferentes cualidades y dimensiones de cada sección transversal, como la cuerda, el valor alfa y otros. A continuación, se procede a realizar un cálculo para la velocidad periférica del viento en cada sección del alabe donde a partir de la siguiente ecuación se tabula con sus respectivos valores;

$$u = \frac{\pi R n}{30}$$

Donde;

$u$  = Velocidad periférica (m/s)

$R$  = Sección transversal

$n$ = Revoluciones

Tabla 18. Velocidad periférica

Nº	R sección transversal (m)	Velocidad periférica (m/s)(u)
1	5,1	8,30
2	7,20	11,70
3	9,29	15,10
4	11,39	18,51
5	13,48	21,91
6	15,58	25,32
7	17,67	28,72
8	19,77	32,13
9	21,86	35,53
10	23,96	38,94
11	26,05	42,34

Otro cálculo importante que incide sobre cada sección es la velocidad aparente del viento. El viento aparente ( $c$ )<sup>41</sup> es la sumatoria de la velocidad del viento que entra al rotor ( $V$ ) y la velocidad producida por el rotor (velocidad periférica  $u$ ). Para obtener los resultados de esta velocidad se realiza el cálculo por cada sección mediante la ecuación descrita a continuación;

$$c = \sqrt{u^2 + v^2}$$

Donde;

$c$ = Velocidad aparente del viento

$u$ = Velocidad periférica del viento

$v$ = Velocidad del viento

Los valores de la velocidad periférica, calculados en la anterior tabla se usa para cada seccionamiento del perfil.

Tabla 19. Velocidad aparente

Nº	R sección transversal (m)	velocidad aparente (m/s)(c)
1	5,10	13,45
2	7,20	15,78
3	9,29	18,44
4	11,39	21,32
5	13,48	24,34

<sup>41</sup> Ibit. P 85.

Tabla 20. (Continuación)

N°	R Sección transversal (m)	Velocidad aparente (m/s) (C)
6	15,58	27,44
7	17,67	30,61
8	19,77	33,83
9	21,86	37,07
10	23,96	40,35
11	26,05	43,64

A continuación, se presenta la tabla de triángulo de velocidades que se presenta por sección:

Tabla 20. Resumen velocidades

Sección	Radio	V(m/s)	u(m/s)	c(m/s)
1	5,10	10,59	8,30	13,45
2	7,20	10,59	11,70	15,78
3	9,29	10,59	15,10	18,44
4	11,39	10,59	18,51	21,32
5	13,48	10,59	21,91	24,34
6	15,58	10,59	25,32	27,44
7	17,67	10,59	28,72	30,61
8	19,77	10,59	32,13	33,83
9	21,86	10,59	35,53	37,07
10	23,96	10,59	38,94	40,35
11	26,05	10,59	42,34	43,64

Para hallar el ángulo de calaje<sup>42</sup> es importante realizar el cálculo del factor de forma como se muestra a continuación;

$$SR = \frac{TSR * r}{R}$$

Donde;

SR= Factor de forma

TSR = Relación de la velocidad del viento con la velocidad de las palas

R= Radio del diámetro de barrido

r=Valores de seccionamiento del radio

<sup>42</sup> Ibit. P 85.

Tabla 21. Factor SR

N°	R sección transversal(m)	SR
1	5,10	1,18
2	7,20	1,66
3	9,29	2,14
4	11,39	2,62
5	13,48	3,11
6	15,58	3,59
7	17,67	4,07
8	19,77	4,55
9	21,86	5,04
10	23,96	5,52
11	26,05	6

Luego de obtener el factor de forma SR<sup>43</sup>, se realiza el cálculo del ángulo de calaje para cada sección por medio de la ecuación que se muestra a continuación;

$$\theta = \frac{2}{3} \tan^{-1} \left( \frac{1}{SR} \right)$$

Donde;

$\theta$  = Angulo de calaje

SR = Valor de factor de forma

Reemplazando los valores en la ecuación:

$$\theta = \frac{2}{3} \tan^{-1} \left( \frac{1}{1,18} \right)$$

Resolviendo la ecuación;

$$\theta = 26,92$$

Tabla 22. Ángulo calaje  $\theta$

N°	R sección transversal(m)	Angulo $\theta$
1	5,10	26,92
2	7,20	20,73
3	9,29	16,69
4	11,39	13,91
5	13,48	11,90

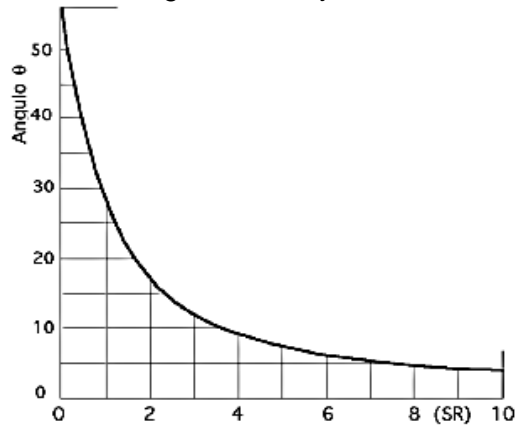
<sup>43</sup> DISEÑO DE UN ALABE PARA UN ROTOR EÓLICO, DIANA García Martínez; Edgar Ernesto González; Esaú Vélez.

Tabla 23. Angulo de calaje  $\Theta$

N°	R sección transversal (m)	Angulo $\Theta$
6	15,58	10,38
7	17,67	9,20
8	19,77	8,26
9	21,86	7,49
10	23,96	6,85
11	26,05	6,31

El ángulo de calaje también se puede realizar y corroborar en la siguiente gráfica. Para este proyecto se realiza por medio de la ecuación anteriormente descrita obtenida del libro Ingeniería de la energía eólica, para obtener una mayor certeza en el resultado.

Gráfica 3. Ángulo de calaje



DISEÑO DE UN ÁLABE PARA UN ROTOR EÓLICO, DIANA García Martínez; Edgar Ernesto González; Esaú Vélez

A continuación, se calcula el ángulo de calaje real en el punto cero, es decir cuando el ángulo  $\alpha$  se encuentra en 0, y la máquina está en reposo. Se calcula con la siguiente ecuación;

$$\beta = \theta - \alpha$$

Tabla 23. Ángulo calaje  $\beta$

N°	R sección transversal(m)	$\beta$
1	4,8	19,88543
2	6,7	14,13259
3	8,5	10,33531
4	10,4	7,689529
5	12,2	5,757479

Tabla 24. Angulo de calaje  $\beta$

N°	R sección transversal (m)	$\beta$
6	14,1	4,3
7	15,9	3,15
8	17,8	2,23
9	19,6	1,47
10	21,5	0,85
11	23,3	0,31

Es importante saber el ángulo de calaje  $\beta^{44}$  de cada sección, porque este dirá en qué dirección estará cada cuerda, dicha cuerda se calcula a continuación:

$$L_{opt} = 2 * \frac{\pi R(8)1}{z * (9) * C * (TSR)^2 * \left(\frac{r}{R}\right)}$$

Donde:

$L_{opt}$ = Cuerda R. Cuerda en la mayor curvatura de la helice

$R$ = Radio de diámetro barrido

$z$ = Numero de palas

$Cl$ = Coeficiente de sustentación

$TSR$ = Relación velocidad del viento y velocidad de giro de las palas

$r$ = Valores de seccionamiento de la pala

Reemplazando los valores previamente calculados en este capítulo queda:

$$L_{opt} = 2 * \frac{\pi * 23,5 m (8)1}{3palas * (9) * 1,128 * (6)^2 * \left(\frac{4,8 m}{4,8m}\right)}$$

Resolviendo la ecuación:

$$L_{opt} = 5,17 m$$

<sup>44</sup> DISEÑO DE UN ALABE PARA UN ROTOR EÓLICO, DIANA García Martínez; Edgar Ernesto González; Esaú Vélez.



Tabla 24. Cuerda R

N°	R sección transversal(m)	Lopt (m)
1	4,8	5,17
2	6,7	3,74
3	8,5	2,93
4	10,4	2,41
5	12,2	2,04
6	14,1	1,78
7	15,9	1,57
8	17,8	1,41
9	19,6	1,28
10	21,5	1,17
11	23,3	1,07

Una vez que se tiene el resultado de ángulo de calaje, longitud de cuerda, y distancia de cada sección se realiza el twis o el desarrollo de la pala en el programa CAD, en la siguiente Imagen se muestra la representación de lo anterior;

Imagen 45. Twis de la pala

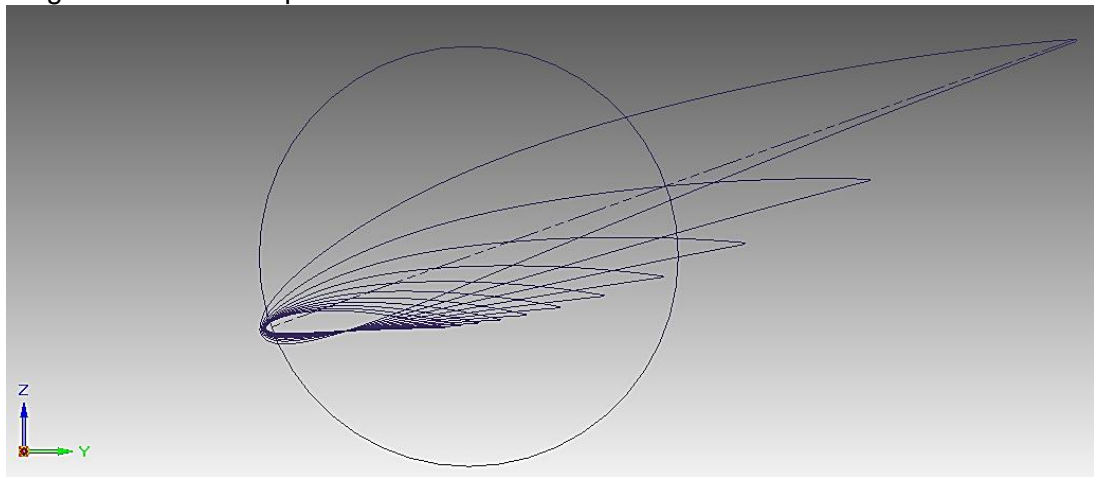
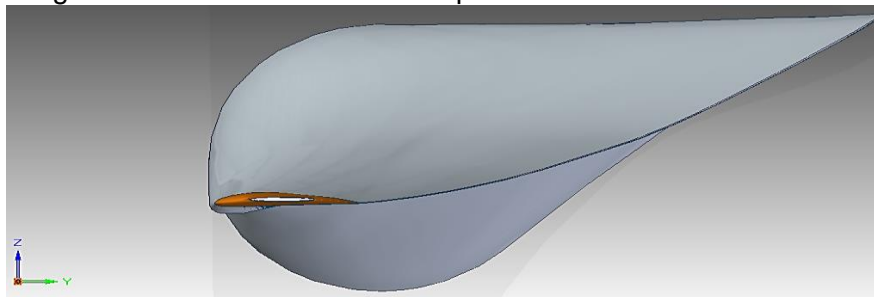


Imagen 46. Vista transversal de la pala



Cada sección tiene un involucramiento individual con el viento y sus respectivas fuerzas, en este caso se mostrará solo las fuerzas incidentes para el movimiento del rotor, y ellas son las fuerzas de arrastre y la ascensional o también llamada fuerza de sustentación.

La fuerza de arrastre<sup>45</sup> se describe por la siguiente formula, y los respectivos resultados de cada sección se mostrarán en la tabla.

$$F_{\text{arrastre}} = \frac{1}{2} * C_x * \rho * c^2 * ds$$

Donde;

$\rho$  = Densidad con valor de: 1.1461 Kg/m<sup>3</sup>

$C_x$  = coeficiente de arrastre con valor de 0,008

$ds$  =  $L_{opt} * R$

Reemplazando los valores en la ecuación queda:

$$F_{\text{arrastre}} = \frac{1}{2} * C_y * \rho * c^2 * d$$

Tabla 25. Fuerza de arrastre

Nº	R sección transversal (m)	fuerza de arrastre (N)
1	4,83	23,86
2	6,68	32,72
3	8,53	44,43
4	10,38	58,98
5	12,23	76,38
6	14,08	96,63
7	15,93	119,72
8	17,78	145,66
9	19,63	174,45
10	21,48	206,1
11	23,32	240,56

Finalmente, para el cálculo de las palas se realiza el cálculo de sustentación por cada sección transversal.

$$F_{\text{arrastre}} = \frac{1}{2} * C_y * \rho * c^2 * ds$$

<sup>45</sup> Ibit. P 85.

Donde;

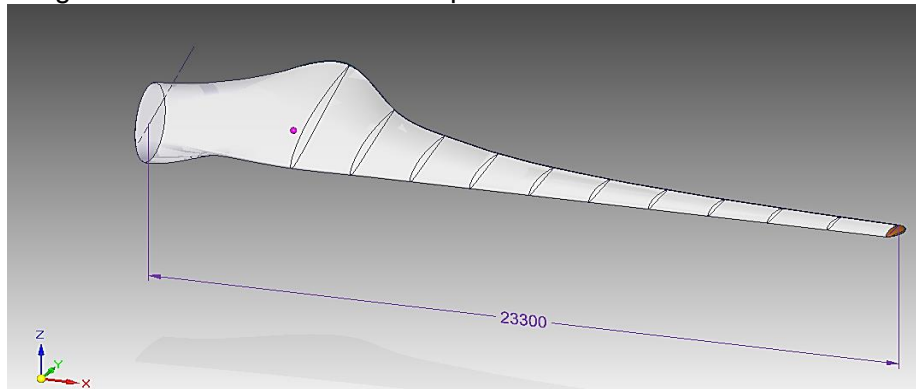
$C_y$  = Coeficiente de sustentación<sup>46</sup> o ascensión con valor de 1,128

Tabla 26. Fuerza ascensional

Nº	R sección transversal (m)	fuerza de ascensional (N)
1	4,83	3044,53
2	6,68	4174,91
3	8,53	5668,57
4	10,37	7525,50
5	12,22	9745,71
6	14,07	12329,19
7	15,93	15275,94
8	17,78	18585,97
9	19,63	22259,26
10	21,48	26295,84
11	23,32	30695,68

El resultado final de la pala se observa en la imagen que se presenta a continuación;

Imagen 47. Seccionamiento de la pala



4.3.4 Calculo elementos de sujeción de la pala. El primer acoplamiento que se realiza es por medio de un dispositivo que se sujetará a la pala y luego se anclará a la corona de posicionamiento. Este cálculo requiere de los siguientes datos, que previamente se desarrollaron en el apartado anterior. Los datos faltantes se mostrarán en el presente capítulo donde finalmente se efectúa el desarrollo de todos los modelos de sujeción de la pala.

Faerodinámica  $c/u = 3.955,76 \text{ kg} = 38,76 \text{ KN}$

Aceleración centrífuga ( $a_c$ ) =  $w^2 * r$

<sup>46</sup> Ibit P 85.

Donde;

$$Ac = 1,8156^2 \text{ rad/s} * 4,75 \text{ m} = 15,65 \text{ m/s}^2$$

La fuerza centrífuga de la pala está dada por la siguiente ecuación;

$$F = m * ac$$

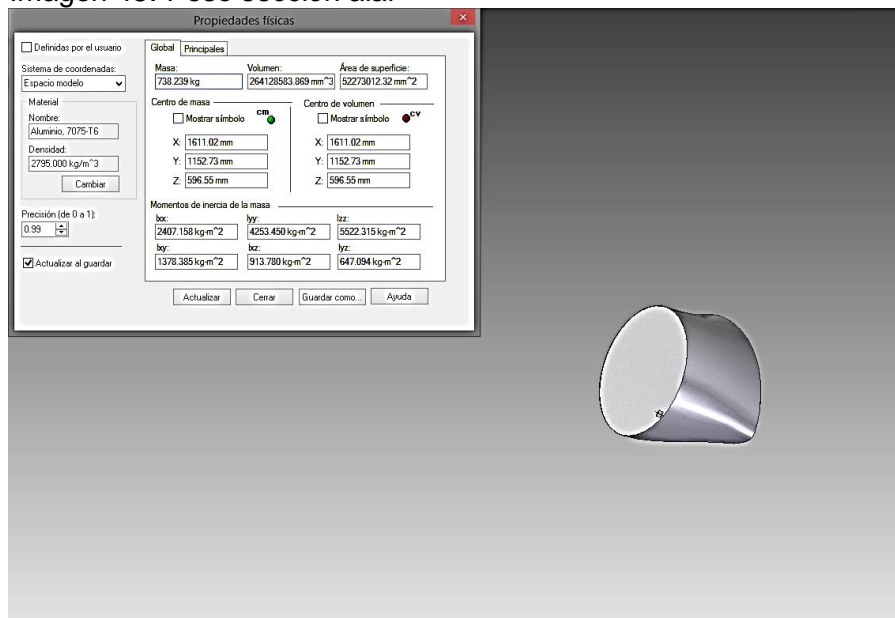
Dónde;

m = Masa

ac = Aceleración centrífuga

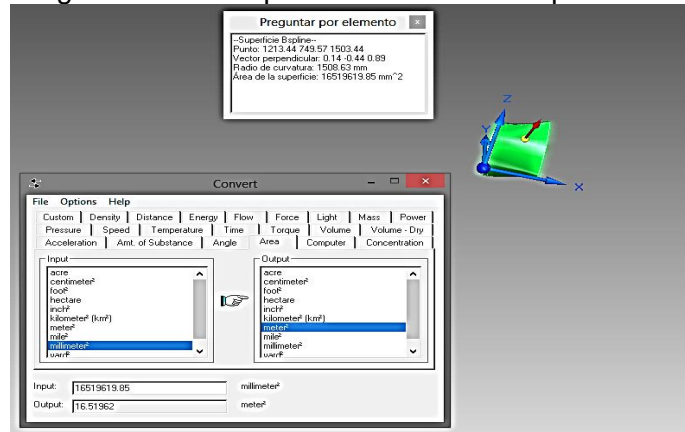
La masa de la pala en el presente proyecto es calculada a partir del programa Solid Edge, donde se halla la densidad de los materiales combinados, fibra de vidrio y aluminio. Cuando se tiene esta combinación, las propiedades mecánicas son de características muy altas y adecuadas para este tipo de construcciones. Esta combinación es utilizada en la aeronáutica para aviones con dimensiones alares altas, como el Airbus, aparte de las dimensiones grandes, este aporta una conformación estructural liviana. El proceso de cálculo en solid edge es algo complejo y al calcular el espesor de la pala, el programa no puede definirlo gracias a la superficie tan complicada, en este caso los autores proponen tomar un tramo de sección en la que sí es posible modelar el espesor del alabe, como se muestra a continuación;

Imagen 48. Peso sección alar



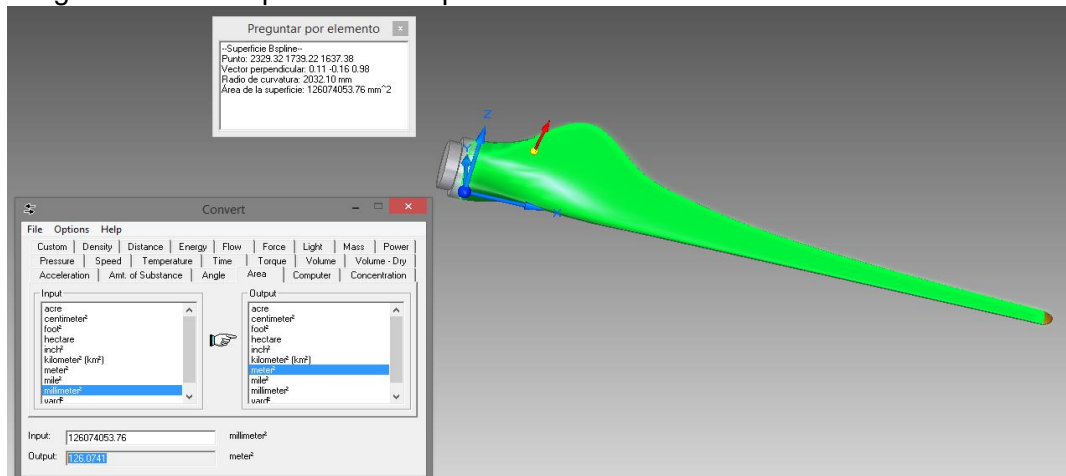
El espesor máximo calculado posible es para esta figura es de 8 mm. El espesor que se requiere para la fabricación es aproximadamente el doble (valor recomendado en el libro Ingeniería de la energía eólica); para la sección calculada el peso es de 738,23 kg cuyo caso tiene un espesor real de 1,476 T. Para hacer una relación sobre toda la pala se debe calcular por el programa el área superficial, dicho cálculo se muestra en la siguiente imagen;

Imagen 49. Área superficial de la sección pala



Teniendo el área de superficie de la sección (16,51 m<sup>2</sup>), es necesario calcular igualmente el área superficial de la pala completa y finalmente realizar la relación, a continuación, se puede observar dicho calculo;

Imagen 50. Área superficial de la pala



El área superficial de la pala total es de 126,07 m<sup>2</sup>, con este valor se hace la relación como se muestra a continuación;

$$M_t = \frac{Ass * Ms}{Ast}$$

Donde;

$Mt$ = Peso total

$Ass$ = Área superficial sección

$Ms$ = Masa de la sección

$Ast$ = Área superficial total de la pala

Reemplazando los valores en la ecuación;

$$Mt = \frac{16,51m^2 * 1,476 Ton}{126,07m^2}$$

Resolviendo;

$$Mt = 11,453 Ton$$

El valor del peso es obtenido por el software Solid Edge, el cual al darle la característica del tipo de material y el dimensionamiento, permite ver el peso del componente. Se encontró en el diseño de aerogeneradores, que es necesario considerar un incremento en la masa de las piezas de hasta un 50 % al calculado, para aumentar su inercia rotacional. Este valor garantizara la seguridad del sistema y el correcto funcionamiento en cuanto al giro de las palas. Véase a continuación el valor real del peso;

$$Mt' = 11,453 Ton * 1,5 = 17,180 Ton$$

El factor anterior involucra pesos adicionales como soldaduras y secciones de refuerzo. Para verificar y comparar con construcciones similares la relación de peso está dentro de los rangos<sup>47</sup> manejados industrialmente; esto quiere decir que con este dato se puede trabajar de una manera segura los procedimientos siguientes.

En la siguiente imagen se muestra la forma de acoplamiento del dispositivo. En donde se realizará un ligero cambio de material en la pala. Esto con el fin de garantizar una mejor resistencia al anclaje de la pala, ya que el aluminio y la fibra no cumplen con las características adecuadas. El análisis de este acople solo se realizara con fuerza centrífuga ya que la geometría permite despreciar la otras fuerzas.

---

<sup>47</sup> FERNÁNDEZ SALGADO, José María. Guía Completa De La Energía Eólica. Madrid (España): A. Madrid Vicente Ediciones, 2011

A continuación, se presenta el cálculo de la fuerza centrífuga por medio de la ecuación descrita anteriormente:

$$F_c = m * a_c$$

Donde;

$F_c$ = Fuerza centrífuga

$m$ = Masa

$a_c$ = Aceleración centrífuga

Reemplazando los valores en la ecuación y aclarando que por facilidad en el uso de unidades el valor de Ton, se describe en Kg:

$$F_c = 17.180 \text{ kg} * 15,65 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Resolviendo;

$$F_c = 269,03 \text{ kN}$$

Esta fuerza centrífuga será la misma fuerza que resistirá el mecanismo pernado, y que cada perno deberá tener las características que le permitan resistir dicho esfuerzo cortante. De acuerdo con las consideraciones descritas anteriormente para la selección de pernos, y teniendo en cuenta el fundamento básico descrito en el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Joseph Shigley, que establece que la distancia mínima que puede haber entre pernos seguidos es dos veces su diámetro, se proponen una cantidad de 48 pernos considerando la restricción del tamaño; con este dato se procede a calcular la fuerza que soportara cada perno con la siguiente ecuación;

$$F_p = \frac{F_c}{Z}$$

Donde;

$F_p$ = Fuerza en cada perno

$F_c$ = Fuerza centrífuga

$Z$ = Numero de pernos

Reemplazando;

$$Fp = \frac{269,03kN}{48}$$

Resolviendo;

$$Fp = 5,6kN$$

Los anteriores valores son ubicados en un catálogo de pernos donde se selecciona un perno M20 roscado, con un acero 4142 ya que presenta excelentes características para los parámetros establecidos en este proyecto. Este está trabajando a esfuerzo torsor y esfuerzo cortante; ya que lo la distancia de la aplicación de la fuerza axial del perno es cortante. Véase la siguiente ecuación;

$$2 * T = \frac{Fp}{At}$$

Donde;

$T$ = Esfuerzo torsor

$Fp$ = Fuerza en cada perno

$At$  = Área de sección del tornillo

Reemplazando los valores en la ecuación;

$$2 * T = \frac{5,6kn}{(0,002) * 2m^2}$$

Resolviendo la ecuación;

$$2 * T = 10.321,9 kPa = 10,32MPa$$

El esfuerzo de fluencia para el acero 4142 es de 690 MPa, en este caso se trabaja la ecuación 5.9b del libro de Norton, dicha relación se define como el límite de fluencia elástico a cortante de un elemento dúctil  $T_{ys}$ , y el  $S_y$  o  $\sigma_y$  es el ensayo a tensión del material.

$$\tau_{ys} = 0,577 \sigma_y$$

$$\tau_{ys} = 0,577 * (690MPa) = 398,8MPa$$



$$\tau_{sy} > \tau$$

Es necesario encontrar el valor de factor de seguridad del perno seleccionado para corroborar que es la selección adecuada. Por consiguiente, se procede a realizar el cálculo con la siguiente ecuación;

$$FC = \frac{\tau_{ys}}{2 * T}$$

Reemplazando los valores en la ecuación;

$$FC = \frac{398,8 \text{ Mpa}}{10,32 \text{ Mpa}}$$

Resolviendo;

$$FC = 38$$

Como se muestra el esfuerzo admisible del perno es mayor a la carga que tendría que soportar. Esto validará la selección del perno, M20 x 80 rosca fina acero 4142.

4.3.5 Sistema de posicionamiento de pala y corona. De acuerdo a los parámetros establecidos en este proyecto, se decide realizar una selección del conjunto de posicionamiento o corona, que provee la industria ISB (véase anexo E), donde, para la selección se necesita el momento flector y la carga axial en el momento más crítico. Para el caso de la pala, su ubicación más crítica en el análisis se encuentra de forma vertical.

Imagen 51. Análisis corona-pala



Con la imagen anterior se tiene una idea clara de cómo se desarrollará el análisis de las fuerzas. Inicialmente se halla el momento flector o momento de inclinación (M) llamado así por los fabricantes.

$$M = Xcm * Faerodinamica \frac{c}{u}$$

Donde;

Xcm = Centro geométrico de la pala

Faerodinámica c/u= Tiene un valor de (3.955,76 kgf equivalente a 38,76 kN )

Reemplazando los valores en la ecuación queda;

$$M = 4,750 m * 38,76 kN$$

Resolviendo;

$$M = 184,14kN * m$$

El fabricante de palas para aerogeneradores aconseja un factor de seguridad para el sector eólico de 2, donde se dará la información final para la selección en la gráfica 8 entregada por el fabricante.

$$M' = M * Sf$$

Donde;

M' = Momento de inclinación equivalente

Sf = Factor de seguridad sector eólico = 2

Reemplazando en la ecuación queda;

$$M' = 184,14(kN * m) * 2$$

Resolviendo;

$$M' = 368,28 kN * m$$

En este caso la carga axial seria el peso de la pala cuando la pala se encuentra en reposo; pero el fabricante recomienda aplicar el mismo factor de seguridad en la fuerza cuyo valor sigue siendo 2.

$$Fa' = w * Sf$$

Dónde;

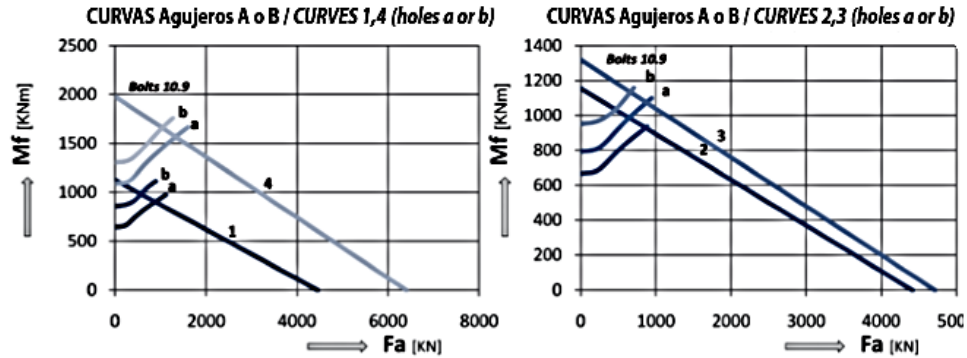
W = La fuerza que ejerce el peso de la pala la cual tiene un valor de 1.651,09 KN

Reemplazando en la formula queda;

$$Fa' = 168,36 kN * 2 = 336,72 kN$$

Teniendo en cuenta que la velocidad máxima que puede tener la velocidad de posicionamiento de la pala del aerogenerador es de 10<sup>0</sup>/min.

Gráfica 4. Selección corona pala



Fuente: Catalogo ISB, pg. 118

Se tiene como resultado que la corona a seleccionar es la numero 1a, el fabricante aconseja seleccionar la siguiente corona cuando el valor sobrepasa o esta propenso a sobrepasar el límite de cualquier índice o ítem en este caso no aplica. En el siguiente cuadro se muestran las características de la corona.

Cuadro 2. Listado de selección corona- pala

Código Code	Curva Curve	Dimensiones Dimensions									Orificios de fijación Fixing Holes						Dentado Gear data				Peso Weight [kg]		
		De [mm]	de [mm]	di [mm]	Di [mm]	Dx [mm]	He [mm]	Hi [mm]	Ht [mm]	Hd [mm]	Fe [mm]	Fi [-]	N	V [mm]	L [-]	W [mm]	m	Z	xm [mm]	Dp [mm]		fz norm [kN]	fz max [kN]
ZB2.25.1103.400-1SPPN	1-a	1200	1105	1099	963	1010	96	96	110	88	1160	1040	36	21	31	12	10	98	-	980	73,33	146,67	239
ZB2.25.1103.401-1SPPN	1-b	1200	1105	1099	963	1010	96	96	110	88	1160	1040	48	21	31	12	10	98	-	980	73,33	146,67	232
ZB2.30.1143.400-1SPPN	2	1250	1147	1141	998	-	99,5	99,5	110	99,5	1208	1080	36	21	31	12	10	100	-8	1000	91,33	182,66	276
ZB2.28.1222.400-1SPPN	3-a	1345	1225	1219	1061,6	1115	98	98	108	88	1290	1150	40	21	31	16	10	108	-	1080	73,33	146,67	331
ZB2.28.1222.401-1SPPN	3-b	1345	1225	1219	1061,6	1115	98	98	108	88	1290	1150	48	21	31	16	10	108	-	1080	73,33	146,67	326
ZB2.30.1351.400-1SPPN	4-a	1470	1354	1348	1183	1230	98	98	108	90	1425	1270	40	23	34	18	10	120	-	1200	71,25	142,5	371
ZB2.30.1351.401-1SPPN	4-a	1470	1354	1348	1176	1230	98	98	108	90	1425	1270	40	23	34	18	12	100	-	1200	85,5	171	371
ZB2.30.1351.402-1SPPN	4-b	1470	1354	1348	1176	1230	98	98	108	90	1425	1270	48	23	34	18	10	120	-	1200	71,25	142,5	365
ZB2.30.1351.403-1SPPN	4-b	1470	1354	1348	1176	1230	98	98	108	90	1425	1270	48	23	34	18	12	100	-	1200	85,5	171	365

- Material: 42CrMo4 Q+T  
 - Posibilidad de dentado templado (-1RPPN)  
 ▷ P=tapón inserción bolas / filling plug    ▶ G= n.2+2 engrasadores M8X1 / n.2+2 greasers M8X1.

- Material: 42CrMo4 Q+T  
 - Induction gear hardening available on request (-1RPPN)

Fuente: Catalogo ISB pag. 118

Esta corona tiene un diámetro exterior (De) de 1.200 mm. De acuerdo a los parámetros establecidos en este proyecto se decide seleccionarla considerando el número de pernos a calcular en la corona, una vez que está garantizada la resistencia de la corona, por el método de selección, se podrá validar los resultados por software. Esto es necesario para no modificar extremadamente la forma estructural de la pala, puesto que traería complicaciones para su resistencia ya que a mayor diámetro se presenta una mayor resistencia a esfuerzos. El elemento seleccionado es el 4b con 48 pernos de sujeción, y 120 dientes con un diámetro exterior de 1.470 mm.



$$V_{cp} = \frac{90^\circ}{10s} = \frac{90^\circ}{s}; \frac{90^\circ}{s} * \frac{\pi RAD}{180^\circ} = \frac{0,1571rad}{s} * \frac{60 s}{1min} * \frac{1rpm}{2 * \pi} = 1,5 rpm$$

Donde;

$V_{cp}$  = Velocidad de la corona

Para la selección del motor pitch eléctrico se requiere de la potencia, y una velocidad reducida, para ello se elegirá un moto reductor cuya potencia requerida es la siguiente;

$$P_{motor} = T * V_{cp}$$

Donde;

$P_{motor}$  = Potencia del motor

Reemplazando los valores en la ecuación:

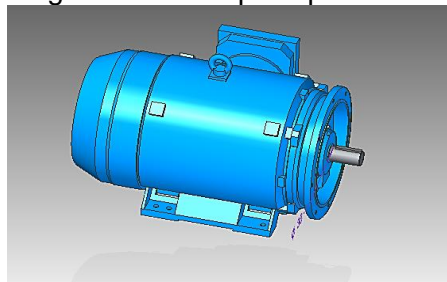
$$P_{motor} = \left( 12.135,5 kN * \frac{1.000N}{1kN} \right) * \frac{0,1571rad}{seg}$$

Resolviendo;

$$P_{motor} = 19.438,21KW * \left( \frac{1kW}{1.000W} \right) = 19,43kW$$

Para estas características se selecciona un motor siemens Fz188b de referencia 2KJ1310, este cuenta con una potencia de 22 kW y la velocidad de salida después del sistema de reducción es de 8.8 rpm. Ver anexo F.

Imagen 53. Motor pitch pala



Con los datos del motor, se calcula por medio de la relación de transmisión, el número de dientes del piñón que va a ser accionado por el motor pitch y posteriormente generar el movimiento de las palas.

$$RT = \frac{Z_{cp}}{Z_{pp}} = \frac{N_{pp}}{N_{cp}}$$

Donde;

RT= Relación de transmisión

Zcp= Número de dientes de la corona pala

Zpp= número de dientes del piñón pala

Ncp = rpm corona pala

Npp = rpm piñón pala

Despejando el valor de Zpp queda;

$$Z_{pp} = Z_{cp} * \frac{N_{cp}}{N_{pp}}$$

Reemplazando datos en la formula queda;

$$Z_{pp} = 100 \text{ dientes} * \frac{1,5 \text{ rpm}}{8,8 \text{ rpm}} = 17 \text{dientes}$$

A continuación, se halla el modulo del sistema;

$$m_p = \frac{D_{cp}}{Z_{cp}}$$

Donde;

mp = Modulo del sistema pala

Dcp = Diámetro primitivo de la corona

$$m_p = \frac{1.200 \text{ mm}}{100 \text{ dientes}} = 12 \frac{\text{mm}}{\text{dientes}}$$

Con el modulo se realiza el cálculo del diámetro primitivo del piñón pala (Dp.p.) , también se realiza el cálculo de los diámetros interno y externo, como se muestra a continuación;

$$D_{p.p} = 17 \text{ dientes} * 12 \frac{\text{mm}}{\text{dientes}}$$

Resolviendo;

$$D_{p.p} = 204 \text{ mm}$$

$$D_{ipp} = D_{p.p} - (1,25 * m_p * 2) = 204mm - \left(1,25 * 12 \frac{mm}{dientes} * 2\right)$$

Resolviendo;

$$D_{ipp} = 174 mm$$

$$D_{xpp} = D_{p.p} + (m_p * 2) = 204mm + \left(12 \frac{mm}{dientes} * 2\right)$$

Resolviendo;

$$D_{xpp} = 228 mm$$

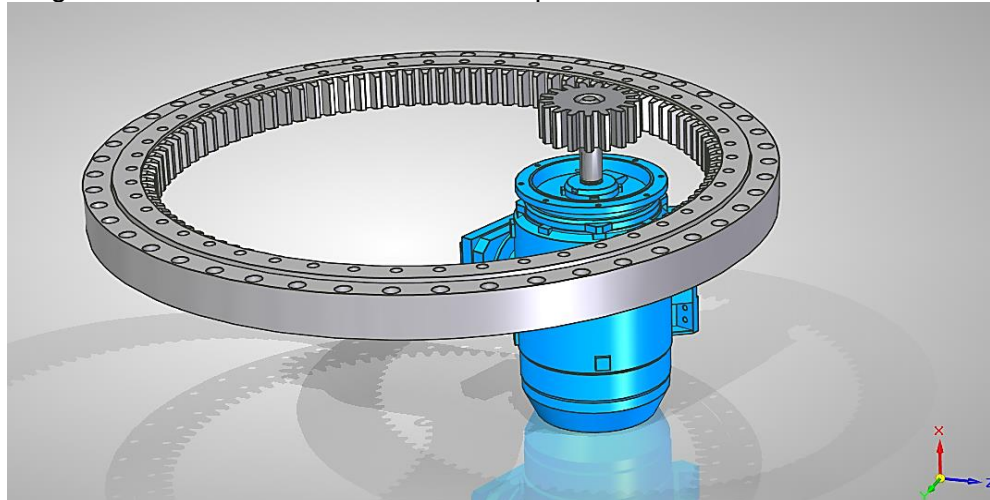
Donde;

$D_{p.p}$  = diámetro primitivo piñón pala

$D_{ipp}$  = diámetro interno piñón pala

$D_{xpp}$  = diámetro externo piñón pala

Imagen 54. Sistema de orientación de la pala



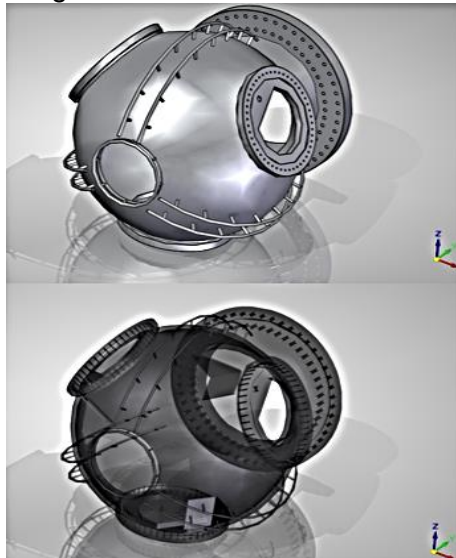
4.3.6 Diseño del rotor. El rotor del aerogenerador se realiza por medio de una construcción y modelado en software de diseño, teniendo en cuenta todas las restricciones de dimensionamiento que otorgan los componentes a los que se acopla este; de tal manera que solo se realizará un modelado de la parte que no se encuentra con restricciones. El material seleccionado para este es un acero estructural A36, el cual se encuentra comercialmente en lamina de 1 pulgada. Ver anexo G. Los soportes cuentan con un refuerzo en su espesor y se ubican los agujeros para el anclaje de la pala, teniendo la consideración de que el espaciado entre agujeros en una superficie no debe ser menor a dos veces el diámetro del agujero. Habiendo



dicho esto y teniendo en cuenta las altas cargas que se soportaran se usaran pernos M23 rosca fina. Estos pernos son los sugeridos por los fabricantes de rotores de aviones y aerogeneradores en España para la sujeción de la corona en el catálogo ISB.

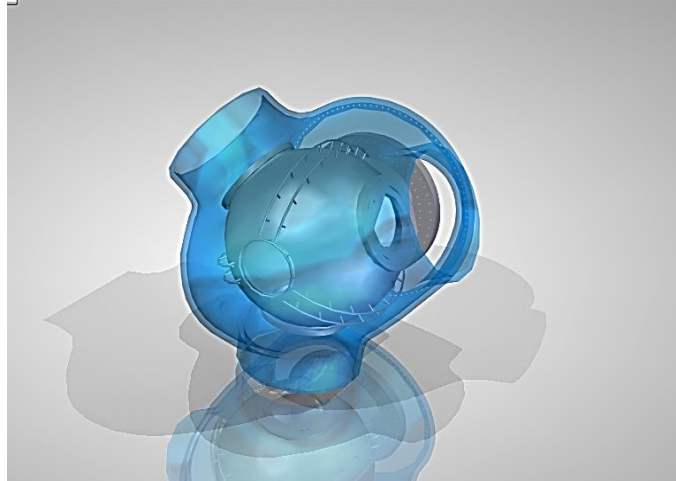
El diseño de esta pieza requiere tener en cuenta el ingreso de los operarios para el mantenimiento de los motores pitch y los sistemas de la pala. A continuación, se puede observar en detalle la anterior descripción:

Imagen 55. Diseño del rotor



En la imagen anterior se muestra el diseño al que se llega teniendo en cuenta los parámetros previamente dichos y una vista transparente donde se muestra la parte interna del buje. Este cuenta con soportes para la instalación de los motores Pitch que van a mover la corona de giro de la pala, Para cubrir dicho rotor se recomienda usar una carcasa en acero inoxidable, fibra de vidrio y pintura epoxíca, por sus excelentes características en cuanto a peso, resistencia y durabilidad. Una de sus funciones es proteger al operario de los fuertes vientos y también que ayude con su diseño aerodinámico, minimizar turbulencias. (El diseño mostrado es el diseño obtenido por los autores, con referencia de otros aerogeneradores).

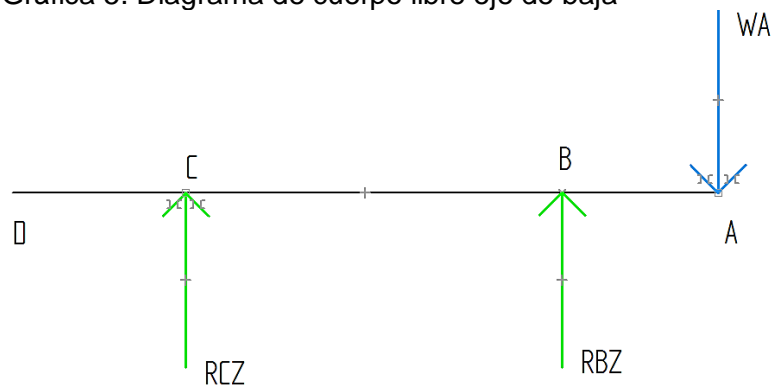
Imagen 56. Carcasa del rotor



4.3.7 Diseño del eje de bajas revoluciones. El eje de bajas revoluciones se encuentra entre el rotor y el sistema de multiplicación. Estará soportado en dos puntos e ingresará en uno de sus extremos al dispositivo de acoplamiento del rotor a este eje. El primer apoyo del eje se ubica en el extremo después de la brida del rotor. A continuación, se describe el procedimiento para determinar el diámetro mínimo de dicho eje:

Se desarrollará el diagrama de cuerpo libre de la siguiente manera:

Gráfica 5. Diagrama de cuerpo libre eje de baja



El desarrollo del diagrama de cuerpo libre consiste en evaluar todas las fuerzas y reacciones que se presentan en el sistema, para poder hallar los momentos resultantes en el sistema como se describe a continuación;

Torque del sistema:

$$T = \frac{63.000 * (HP)}{n}$$

Donde:

$T$ = Torque en el sistema

$HP$ = Potencia en caballos de fuerza

$n$ = Revoluciones por minuto del sistema

Reemplazando los valores en la ecuación:

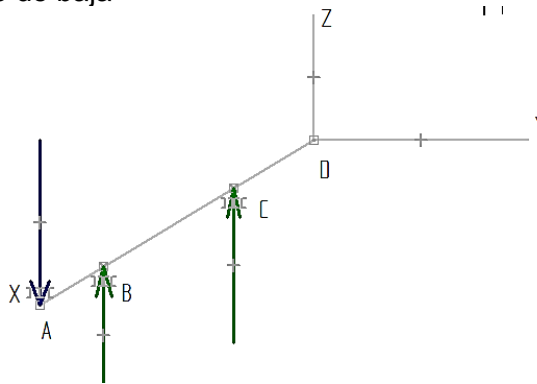
$$T = \frac{63.000 * 877,33 \text{ HP}}{17,33 \text{ rev}}$$

Resolviendo:

$$T = 3'187.808,14 \text{ lbf} * \text{in}$$

Después de tener ubicadas las cargas y saber el valor del torque de entrada al sistema se puede plantear la sumatoria de momentos en los apoyos así:

Gráfica 6. Esquema planteamiento de momentos eje de baja



Para el análisis en este eje y el cálculo de momentos, en el apoyo B se considera el punto de referencia para las sumatorias de cargas, como ejemplo, los momentos se calculan siempre vistos desde el punto B.

El análisis de momentos se describe así:

$$\sum MB_Z = -(W_A * L_1) - (C_C * L_2) = 0$$

Donde:

$MB_Z$ = Momentos en B en dirección Z

$W_A$  = Carga generada por el peso del conjunto rotor

Reemplazando los valores en la ecuación:

$$\sum MB_z = -(441,98 \text{ kN} * 1,5 \text{ m}) - (C_y * 3 \text{ m}) = 0$$

Se aclara que el valor del conjunto rotor en peso es de 45.054 Kg, el cual fue obtenido por el software Solid Edge, el cual al darle propiedades a los materiales de trabajo estima el valor del conjunto, y para analizar su comportamiento acoplado a la Góndola. Para ello, se multiplica por 9,81 m/sg<sup>2</sup> el peso, operación que da el resultado de 441,98 kN.

El objetivo de este análisis es, encontrar el valor de la fuerza reaccionante de los apoyos, y para ello despejamos el valor  $C_y$  de la ecuación, como se muestra a continuación:

$$-(441,98 \text{ kN} * 1,5 \text{ m}) = (C_y * 3 \text{ m})$$

Despejando:

$$C_y = \frac{-(441,98 \text{ kN} * 1,5 \text{ m})}{3 \text{ m}}$$

Resolviendo:

$$C_y = -147,32 \text{ kN}$$

Igualmente se requiere el valor de la reacción en B en dirección en Y; pero en este caso se requiere de una sumatoria de fuerzas como se muestra a continuación:

$$\sum FZ = -W_A - C_y + B_y = 0$$

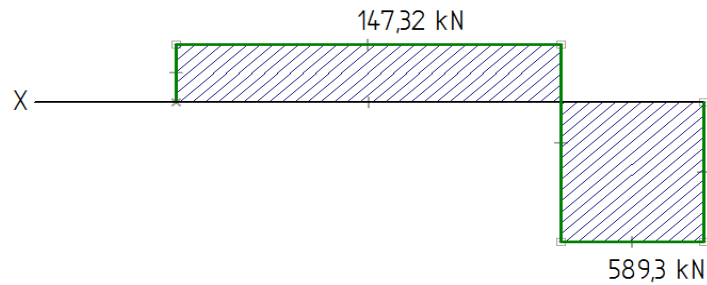
Reemplazando los valores en la ecuación:

$$B_y = 441,98 \text{ kN} + 147,32 \text{ kN}$$

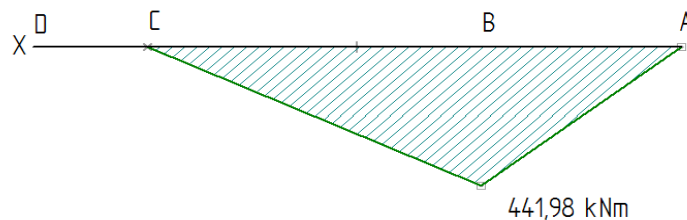
$$B_y = 589,3 \text{ kN}$$

Al tener las reacciones del sistema se pueden establecer las gráficas de fuerza cortante ( V ) y momento flector ( M ) en los planos X-Y y X-Z, como se muestra a continuación:

Gráfica 7. Plano X-Z Fuerza cortante eje de baja (V)



Gráfica 8. Plano X-Z Momento flector (M) eje de baja



Como se puede observar en la gráfica 7, se produce en el apoyo B, y su valor es de 441,98 kN. Este valor será usado para posteriormente calcular el diámetro del eje. Se hace la aclaración que en este eje las únicas cargas que se presentan son las generadas por el peso del rotor, también hay un torque que es el generado por el movimiento de las palas.

Habiendo obtenido los valores de momentos máximos y el torque máximo en el eje, el paso a seguir es realizar una evaluación del diámetro mínimo requerido del eje por tres métodos para cargas estacionarias y uno para cargas en movimiento oscilante, como es descrito en la metodología de diseño de ejes del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Joseph Shigley. Se iniciará con el análisis del diámetro óptimo del eje por el método de (J/C), y para esto se usa la ecuación que se describe a continuación:

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{M_Y^2 + M_Z^2 + T^2}}{Tadm}$$

Donde:

J= Momento polar de inercia del eje

C= Valor del radio de la superficie más externa del eje

$M_Y^2$ = Momento flector máximo en dirección Y elevado al cuadrado

$M_z^2$ = Momento flector máximo en dirección Z elevado al cuadrado

$T^2$ = Momento torsor máximo en el eje elevado al cuadrado

$T_{adm}$ = Esfuerzo admisible

Reemplazando en la ecuación los valores anteriormente calculados, y teniendo en cuenta que para este caso el valor de  $T_{adm}$  tiene un valor de 690 MPa o 82.000 Psi queda:

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{(441.980 \text{ lbf} \cdot \text{in})^2 + (3'187.808,14 \text{ lbf} \cdot \text{in})^2}}{82.000 \text{ psi}}$$

Ahora bien, para poder desarrollar la anterior ecuación es necesario reemplazar los valores de  $J/C$  o saber su equivalencia para poder despejar el radio de la ecuación, como se describe a continuación:

$$J = \frac{\pi * D_1^4}{32}$$

Donde:

$J$ = Momento polar de inercia del eje

$D_1$ = Diámetro resultante del eje o la sección por el método J/C

Se continua con el valor de C así:

$$C = \frac{D_1}{2}$$

Donde:

$C$ = Valor del radio de la superficie más externa del eje

$D_1$ = Diámetro del eje para el método J/C

Reemplazando las anteriores ecuaciones en la ecuación principal de J/C queda:

$$\frac{\frac{\pi * D_1^4}{32}}{\frac{D_1}{2}} = \frac{\sqrt{(1,95 * 10^{11} \text{ lbf} * \text{in}^2) + (1,016 * 10^{13} \text{ lbf} * \text{in}^2)}}{82.000 \text{ psi}}$$

Despejando;

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * \sqrt{(1,95 * 10^{11} \text{ lbf} * \text{ in}^2) + (1,016 * 10^{13} \text{ lbf} * \text{ in}^2)}}{82.000 \text{ psi} * \pi}}$$

Desarrollando la ecuación resulta;

$$D_1 = 10,1 \text{ in}$$

En unidades del sistema internacional;

$$D_1 = 0,25 \text{ m}$$

Después se realiza un análisis por los métodos de resistencia y dispersión, para determinar el diámetro óptimo de los ejes en situaciones estáticas, como se muestra a continuación;

♣ Análisis por la teoría del esfuerzo normal máximo. Este análisis considera que el esfuerzo que se genera en el eje se iguala a la resistencia de fluencia del material del que está compuesto dicho eje. Esto con el fin de evaluar en un estado de fluencia los esfuerzos y diámetros óptimos para las condiciones presentadas. En la literatura se desarrolló una ecuación la cual reúne una gran cantidad de ensayos realizados los cuales arrojaron resultados similares en determinadas condiciones. Esta ecuación se describe a continuación;

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS}{\pi * S_Y} * \sqrt{M_R^2 + \frac{3}{4} T^2}}$$

Donde;

$D_2$ = Diámetro optimo resultante por el método utilizado

$FS$ = Factor de seguridad seleccionado

$S_Y$ = Esfuerzo de fluencia de la materia

$M_R$ = Momento resultante

$T$ = Torsión a la que está sometido el eje

Para desarrollar la anterior ecuación se seleccionaron los siguientes valores según lo recomienda el libro de Diseño en Ingeniería mecánica de Josep Shigley;

$$FS = 4$$

$$S_Y = 82.000 \text{ Psi}$$

El valor del factor de seguridad se obtuvo del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Josep Shigley, en donde recomienda el valor de 4 para sistemas que soportan altas cargas, son usados en sistemas de elevación y que están expuestos a personas. Este valor se aumentó a 4,5 ya que al sistema le harán una inspección en el momento de subir a la torre el personal de mantenimiento.

El valor del momento resultante el momento máximo en el plano X-Z, el cual se puede observar en la gráfica 8. Para hallar este valor se usa la siguiente ecuación;

$$M_R = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}$$

Donde;

$M_R$  = Momento resultante

$M_Y$  = Momento máximo en el plano X-Y

$M_Z$  = Momento máximo en el plano X-Z

Reemplazando los valores en la ecuación resulta:

$$M_R = \sqrt{(1,95 * 10^{11} \text{ lbf} * \text{in})^2 + (0) \text{ lbf} * \text{in}}$$

Resultando;

$$M_R = 1,95 * 10^{11} \text{ lbf} * \text{in}$$

Al tener este valor, solo falta indicar que el valor de T es el indicado en la gráfica 9, el cual tiene un valor de 3'187.808,14 lbf\*in.

Al tener todos los valores, se reemplazan en la ecuación inicial para el cálculo del diámetro del eje para la teoría de falla del esfuerzo normal máximo, así;



$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{32 * 4,5}{\pi * 82.000Psi} * \sqrt{(1,95 * 10^{11} lbf * in)^2 + \frac{3}{4} (3'187.808,14 lbf.in)^2}}$$

Resolviendo;

$$D_2 = 11,22 in$$

En sistema internacional;

$$D_3 = 0,28 m$$

Análisis por la teoría del esfuerzo cortante máximo;

En este caso el análisis se efectúa cuando se igualan los esfuerzos cortantes máximos de una de las piezas del sistema a analizar con una probeta en un laboratorio con las mismas características en cuanto a material y condiciones. La comparación de estos valores lleva en una situación hipotéticamente crítica, la cual permite poder determinar el diámetro del eje óptimo en cargas estáticas. Para ello se usa la siguiente ecuación, la cual es la usada en el libro de Diseño de Maquinas de Robert Mott, para el cálculo del diámetro mínimo de eje para cargas estáticas:

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS}{\pi * S_Y} * \sqrt{M_R^2 + T^2}}$$

Donde;

$D_3$ = Diámetro del eje obtenido por la teoría de esfuerzo máximo cortante

Como se puede observar la similitud con la ecuación del método de esfuerzo normal máximo es bastante, solo cambian en el valor de T en el eje.

Reemplazando valores queda;

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{32 * 4,5}{\pi * 82.000 Psi} * \sqrt{(1,95 * 10^{11} lbf * in)^2 + (3'187.808,14 lbf.in)^2}}$$

Dando el resultado de;

$$D_3 = 0,3 m$$

Después de haber evaluado el eje por los tres métodos para cargas estáticas se procede a realizar una evaluación por carga en fatiga, ya que el eje se va a encontrar en movimiento. El análisis por este método involucra la oscilación que se presenta sobre el eje al girar este y tener una carga puntual. Para ello se utiliza la siguiente ecuación, la cual es usada en el diseño de ejes sometidos a fatiga;

$$D_4 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{M_R * K_t}{S'_e}\right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_Y}\right]^2}}$$

Donde;

$D_4$ = Diámetro del eje óptimo resultante del análisis de fatiga

$FS$ = Factor de seguridad

$M_R$ = Momento resultante

$K_t$ = Factor de concentrador de esfuerzo

$S'_e$ = Limite de resistencia a la fatiga corregido por ruptura

$T$ = Momento torsor en el eje

$S_Y$ = Esfuerzo admisible material

Para poder desarrollar la anterior ecuación es necesario determinar los valores de  $S'_n$  y  $K_t$ , los cuales serán calculados y seleccionados respectivamente de la siguiente manera:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e$$

Donde:

$S_e$ = Limite de resistencia a la fatiga

$K_a$ = Factor de superficie

$K_b$ = Factor de tamaño

$K_c$ = Factor de carga

$K_d$ = Factor de temperatura

$K_e$  = Factores diversos de ambiente y forma

$S'_e$  = Limite de resistencia a la fatiga corregido por ruptura

A continuación, se desarrolla el cálculo de todos los factores descritos anteriormente iniciando con el factor de superficie así:

$$K_a = a * (S_{ut})^b$$

Donde:

$K_a$  = Factor de superficie

$a$  = Valor de la primer constante según la condición superficial de Marin

$S_{ut}$  = Esfuerzo ultimo del material del eje

$b$  = Valor de la segunda constante según la condición superficial de Marin

Los valores de  $a$  y  $b$  son valores constantes que interactúan en la ecuación variando de acuerdo a la condición superficial del material utilizado en el diseño. Inicialmente se desarrollaron una serie de pruebas hasta que se llegaron a los valores constantes que se encuentran en la tabla 7-5 del libro Diseño en Ingeniería mecánica de Josep Shigley. Para el caso de este proyecto se seleccionan las condiciones más comunes en las que industrialmente maquinan ejes en acero 4142. Ver anexo H.A continuación se indican los valores seleccionados así:

$$a = 2,67$$

$$b = -0,265$$

Estos valores son para la condición superficial de maquinado y laminado en frio.

El esfuerzo ultimo del acero 4142 es de 152.000 PSI.

Reemplazando los valores en la ecuación del factor de superficie:

$$K_a = 2,67 * (152.000 \text{ PSI})^{-0,265}$$

Resultando:

$$K_a = 0,83$$

Siguiendo el orden se procede a calcular el factor de tamaño, el cual varía de acuerdo al diámetro del eje calculado anteriormente por los métodos de carga estática. Al tener más de 25 cm de diámetro<sup>48</sup> la literatura indica que en estos casos el valor oscila entre (0,65 y 0,75), Se decide trabajar con un valor de 0,7.

El siguiente valor a determinar es el factor de carga, el cual varía de acuerdo a las cargas a las que esté sometido el sistema y al tipo de análisis de resistencia que sea aplicado. En el caso de este proyecto se estableció en el dimensionamiento del eje por carga estática que uno de los métodos más efectivos es el método por energía de distorsión. También se realizó un análisis de cargas presentes en el sistema en donde se muestra que se tienen dos condiciones cargas puntuales y carga torsionante. Habiendo dicho esto, es posible establecer que el valor del factor de carga es de 0,577, valor el cual se puede encontrar en la pág. 383 del libro de Diseño en Ingeniería mecánica de Josep Shigley.

Posteriormente se determina el factor de temperatura, el cual indica el comportamiento del eje a temperaturas de trabajo y la diferencia entre la temperatura de ambiente y la de trabajo, condiciones que afectan el comportamiento del material seleccionado. En la tabla 7-11, del libro de Diseño de Shigley, se describe el comportamiento del factor a diferentes temperaturas, en donde se selecciona el valor crítico más elevado para sistemas de engranes epicicloides el cual tiene un valor de 0,943 a una temperatura de 350°C.

Finalmente se determina el valor del factor de condiciones diversas y forma, con la siguiente ecuación:

$$K_d = \frac{1}{K_t}$$

Donde:

$K_d$ = Factor de condiciones diversas de ambiente y forma

$K_t$ = Valor constante de concentración de esfuerzos

El valor de sensibilidad a la muesca y cambios de sección hace referencia a los concentradores de esfuerzo que se presentan en los cambios de sección de los ejes, en donde si es muy drástico el cambio el valor es mucho más elevado. Para ello hay que establecer ciertas condiciones del eje, la primera es el radio del redondeo que tendrá el cambio de sección, el cual se selecciona de 0,2 ya que esta máquina estará sometida a cargas constantemente y a cambios de velocidad bruscos. El valor del concentrador de esfuerzo se calcula con la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

---

<sup>48</sup> SHIGLEY, Josep, Diseño en Ingeniería mecánica, 6ta Ed, Mc Graw Hill

Donde:

$K_f$  = Constante de concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca

$q$  = Valor de sensibilidad a la muesca

$K_t$  = Valor constante de concentración de esfuerzos por cambio de sección

El valor de  $K_t$  se selecciona de la tabla de la figura E-15-7 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Joseph Shigley, en donde es necesario determinar la relación entre el diámetro más alto del seccionamiento y el diámetro más bajo. Para esto se establece que el valor crítico es una relación del doble, siendo esta selección una situación hipotética en donde se cumpla dicha condición crítica, ya que el diseño estará por debajo de esta relación. El valor seleccionado de la tabla es 1,762.

El valor de ( $q$ ) según el anexo I, se calcula resolviendo hallando los valores del radio de la muesca para este caso. Este valor se determina con la siguiente ecuación:

$$\frac{r}{D} = 0,2$$

Donde:

$r$  = Radio de la muesca

$D$  = Diámetro más grande del eje

Reemplazando valores en la ecuación y despejando  $r$  queda:

$$r = 0,2 * 38 \text{ cm}$$

Resolviendo:

$$r = 7,6 \text{ cm}$$

Con el anterior valor, se usa la tabla del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Joseph Shigley, en el capítulo de diseño de ejes, en donde se encuentra que para un acero de 82 KPSI, el valor de  $q$  es de 0,7.

Ya teniendo los valores requeridos para hallar la constante de concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca, se reemplazan en la ecuación y queda:

$$K_f = 1 + 0,7 * (1,7 - 1)$$

Resolviendo:

$$K_f = 1,54$$

Habiendo obtenido el valor de la constante de concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca se procede a calcular el valor de la constante de factores diversos y forma como se muestra a continuación:

$$K_d = \frac{1}{1,54}$$

Resolviendo:

$$K_d = 0,64$$

Volviendo a la ecuación de límite de resistencia a la fatiga, nombrada anteriormente, solo hace falta un valor para poder desarrollarla y es el valor de límite de resistencia a la fatiga corregido por ruptura, y este valor se resuelve la siguiente ecuación:

$$S'_e = 0,504 * S_{UT}$$

Anteriormente se mencionó que el valor de  $S_{ut}$  para el acero 4142 es de 82.000 PSI; reemplazando el valor en la ecuación queda:

$$S'_n = S_n * 0,83 * 0,7 * 0,577 * 0,943 * 1,54 * 0,64$$

Resolviendo:

$$S'_e = 46.485,87 \text{ PSI}$$

Ya teniendo todos los valores correspondientes a la ecuación de cálculo del diámetro óptimo del eje por fatiga se reemplazan quedando:

$$D_4 = \sqrt[3]{\frac{32 * 4,5}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{(441.980 \text{ lbf} \cdot \text{in}) * (1,762)}{46.485,87 \text{ PSI}}\right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{3'187.808,14 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{82.000 \text{ PSI}}\right]^2}}$$

Resolviendo:

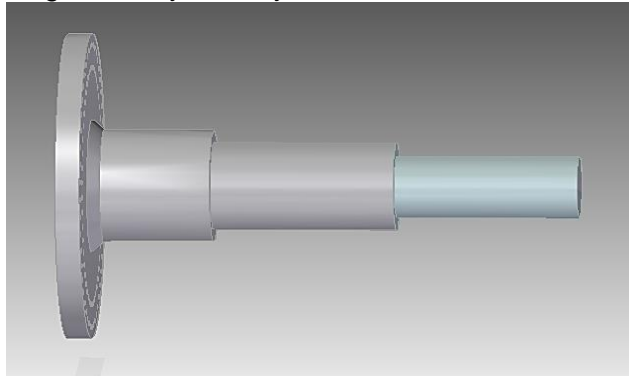
$$D_4 = 13,13 \text{ in}$$

En sistema internacional equivale a:

$$D_4 = 0,34 \text{ m}$$

Siendo este último el valor mínimo que puede tener el eje de baja velocidad con el material seleccionado. Este eje será escalonado, siendo la punta que da al rotor la más grande y la que da al sistema de multiplicación la más pequeña. Este tipo de diseño es requerido, ya que la junta entre el rotor y el eje tiene la limitante del cambio de tamaño. A continuación, se muestra en la siguiente imagen el tipo de eje a usar:

Imagen 57. Eje de baja velocidad



4.3.8 Diseño del sistema de transmisión. La potencia disponible del viento es un factor importante al momento de diseñar el sistema de multiplicación ya que proporciona las revoluciones y potencia de entrada del rotor el cual a su vez va conectado directamente al eje de entrada, también llamado eje de baja velocidad. A continuación, se muestra el proceso de obtención de la potencia en el rotor una vez el viento ha actuado sobre las palas.

$$C_p = \frac{P}{P_d}$$

Donde:

$C_p$  = Coeficiente de potencia

$P$  = Potencia

$P_d$  = Potencia disponible

Se despeja de la ecuación la potencia quedando así:

$$P = P_d * C_p$$

La anterior ecuación requiere de los valores  $P_d$  y  $C_p$ , a continuación, se describe como hallar estos valores. En los aerogeneradores modernos el  $C_p$  tiene valores

cercanos a 0,5 este valor depende de un ensayo experimental para el diseño de la maquina en las condiciones máximas que puede cumplir un aerogenerador. A continuación, se muestran los factores que componen la relación del  $C_p$ .

$$V = 0,5(V_1 + V_2) = 0,5 \left[ V_1 + \left( \frac{V_1}{3} \right) \right]$$

Donde:

$V$ = velocidad en el rotor

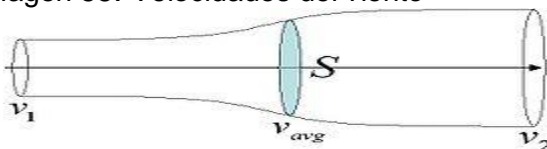
$V_1$ = velocidad del viento antes de interactuar con el rotor

$V_2$ = velocidad del viento después de interactuar con el rotor (véase imagen 55)

Remplazando en la ecuación:

$$V = 0,5 \left( 10,56 \frac{m}{sg} + V_2 \right) = 0,5 \left[ 10,56 \frac{m}{sg} + \left( \frac{10,56 \frac{m}{sg}}{3} \right) \right] = 7,1 \frac{m}{sg}$$

Imagen 58. Velocidades del viento



Fuente: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/0/07/Betz\\_tube.jpg/280px-Betz\\_tube.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/0/07/Betz_tube.jpg/280px-Betz_tube.jpg)

La velocidad de salida  $V_2$  en los aerogeneradores modernos llega a ser de  $\frac{1}{3}$  de la velocidad  $V_1$  como se muestran en la ecuación anterior. Es necesario calcular un factor de interferencia ( $\alpha$ ) del cual depende  $C_p$ .

$$\alpha = 1 - \left( \frac{v}{V_1} \right) = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{V_2}{V_1} \right)$$

Donde:

$\alpha$ = Factor de interferencia

$V_1$ = Velocidad de entrada al sistema

$V_2$ = Velocidad de salida del sistema



Reemplazando en la ecuación:

$$a = 1 - \left(\frac{v}{V_1}\right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right) = 0,33$$

Luego de obtener el factor de interferencia se procede a calcular el valor de  $C_p$  de la siguiente ecuación:

$$C_p = 4 * a * (1 - a)^2$$

Donde:

$C_p$  = Coeficiente de potencia eólica

Reemplazando los valores:

$$C_p = 4 * 0,33 * (1 - 0,33)^2 = 0,6$$

A continuación, se describe la ecuación de potencia aprovechada o potencia del rotor, usada para calcular la potencia neta de entrada al sistema.

$$C_p = \frac{P}{P_d}$$

Donde:

$P$  = Potencia neta de entrada

$P_d$  = Potencia disponible del viento

Despejando el valor de potencia de la ecuación queda:

$$P = P_d * C_p$$

Reemplazando en la ecuación:

$$P = 1.104,45KW * 0,5925 = 654,49 KW$$

El valor de potencia del rotor, se utiliza para calcular la velocidad específica ( $\lambda$ ) o también llamado TSR, a partir de ella despejamos la velocidad angular.

$$\lambda = \frac{u}{v} = \frac{\Omega * R}{v} = \frac{2 * \pi * n * R}{60 * v}$$

Donde:

$V$  = velocidad del viento en el rotor

$R$  = radio del rotor

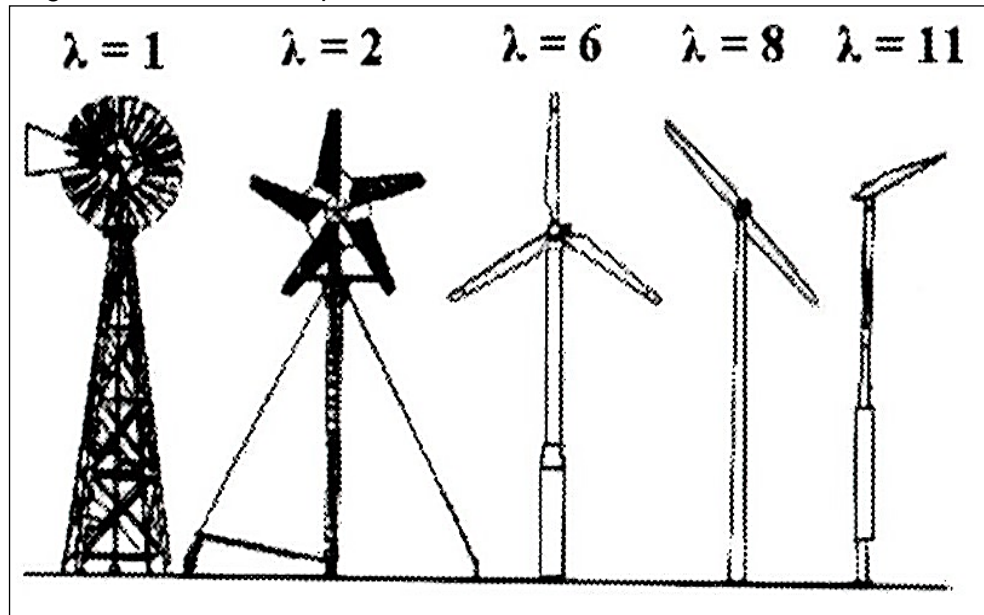
$\lambda$  = El valor de lambda depende del tipo de aerogenerador y la cantidad de palas que este tenga. Su selección se muestra en la Imagen 57.

$\eta$  = Velocidad de giro del rotor

Despejando de la ecuación la velocidad de giro del rotor se obtiene:

$$n = \frac{60 * \lambda * v}{2 * \pi * R}$$

Imagen 59. Velocidad específica



Fuente: ingeniería de la energía eólica – Miguel Villarubia Lopez

Reemplazando en la ecuación:

$$n = \frac{60 \text{ Hz} * 6 * 7,0567 \frac{\text{m}}{\text{sg}}}{2 * \pi * 23,5 \text{ m}} = 17,77 \text{ rpm}$$

Estas son las revoluciones entregadas por el rotor al eje de baja velocidad. Para el desarrollo de los cálculos de esfuerzos es importante conocer la velocidad angular en radianes/segundo.

$$n_e = \frac{rpm * 2 * \pi}{60}$$

Donde:

$n_e$  = velocidad angular en radianes/segundo

$rpm$  = revoluciones por minuto

Remplazando los valores:

$$n_e = \frac{17,77 rpm * 2 * \pi}{60 sg} = 1,86 \frac{rad}{sg}$$

Se procede a calcular la carga transmitida en el sistema de engranes conectados al eje de entrada. Esta carga transmitida ocurre al haber contacto entre las dos cabezas del piñón y la corona. Para poder calcularla se usa la siguiente ecuación:

$$W_{t_1} = \frac{60 * 1000 * (KW)}{\pi * n_{Satelites} * D_{P_{Satelites}}}$$

Donde:

$W_{t_1}$  = Carga transmitida piñón (satélite 1) / engrane (planeta)

$KW$  = Potencia disponible del viento en Kilowatts

$n_{Satelites}$  = Revoluciones en un satélite de la primera etapa

$D_{P_{Satelites}}$  = Diámetro primitivo de los satélites

Para poder determinar desarrollar la anterior ecuación la cual se trabaja en unidades del sistema internacional es necesario conocer las revoluciones a las que giran los satélites y no el carro portasatélites, ya que esa es 17,77 rpm. Para esto se procede a establecer la ecuación de Lewis para los engranes y se procede a calcular los dientes y los diámetros primitivos de estos, como se observa a continuación:

$$N_s = \frac{N_c * Z_c + N_p * Z_p}{Z_c + Z_p}$$

Donde:

$N_s$ = Revoluciones de los satélites

$N_c$ = Revoluciones de la corona

$Z_c$ = Numero de dientes de la corona

$N_p$ = Revoluciones del planeta

$Z_p$ = Numero de dientes planeta

Para poder desarrollar esta ecuación es necesario establecer cuál es la relación de transmisión en el sistema y en cuantas etapas se va a realizar dicha transmisión, ya que de esta relación dependerá el número de revoluciones de salida del sistema y el número de revoluciones de entrada a otra etapa. Para ello se usa la siguiente ecuación:

$$R_t = \frac{N_{alta}}{N_{rotor}}$$

Donde:

$R_t$ = Relación de transmisión del sistema de multiplicación

$N_{alta}$ = Revoluciones de salida (eje de alta velocidad)

$N_{rotor}$ = Revoluciones de entrada (eje de baja velocidad)

Reemplazando los valores en la ecuación queda:

$$R_t = \frac{1.800 \text{ rpm}}{17,77 \text{ rpm}}$$

Dando como resultado:

$$R_t = 100,06$$

Ahora bien, para realizar la multiplicación de revoluciones entre el eje de baja y el eje de alta se recomienda realizarlo en dos etapas, ya que el orden de multiplicación es muy alto; cabe aclarar que sí se puede desarrollar la multiplicación en una sola etapa, pero no es lo recomendable según el autor Shigley, ya que el sistema podría sufrir un mayor desgaste y estaría en condiciones más propensas a una falla. Por esta razón se decidió que fuera de dos etapas. Igualmente, el autor Shigley describe las aplicaciones de los diferentes tipos de engranes, y recomienda usar los engranes

rectos para transmisión de cargas y bajas revoluciones y los helicoidales para sistemas de alta velocidad y transmisión de cargas; De esta manera se establece que la primera etapa de engranes va a ser rectos y la segunda etapa de engranes va a ser helicoidal.

El sistema seleccionado es un sistema de engranes planetarios descrito en el capítulo 3, en donde se hace énfasis en que el orden de multiplicación en un sistema planetario es más alto. Para proceder a diseñar un sistema planetario, en primera instancia se diseñan los engranes solos como se describe a continuación:

Etapas 1, Para el diseño de los engranes de la primera etapa se seleccionan los siguientes datos:

$$\text{Modulo} = \frac{14 \text{ mm}}{\text{diente}}$$

$$\text{Angulo de presión } (\theta) = 20^\circ$$

El ángulo de presión seleccionado es el recomendado en el diseño de engranes rectos industrialmente<sup>49</sup>, ya que es el que menos interferencia produce en un sistema de engranes.

Los anteriores valores se usarán en el diseño de cada engrane como se describe a continuación:

$$D_p = Z * m$$

Dónde:

$D_p$  = Diámetro primitivo

$Z$  = Número de dientes

$m$  = Modulo en mm

La anterior ecuación se usa para el determinar el diámetro primitivo de un engrane de cualquier tipo, en este sistema se determinan los satélites, el sol y la corona como se verá a continuación:

Numero de dientes de los engranes:

Planeta: 44 dientes

---

<sup>49</sup> SHIGLEY, Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica, 6° ed. McGraw-Hill Interamericana Editores S.A de C.V.

Corona: 160 dientes

Diámetro primitivo del planeta y la corona, para ello se usa la ecuación de diámetro primitivo de los engranes descrita anteriormente y se reemplazan los valores seleccionados así:

$$D_{P_{Planeta}} = 44 * 14 \text{ mm}$$

Dando como resultado para el planeta:

$$D_{P_{Planeta}} = 616 \text{ mm}$$

Para el engrane corona:

$$D_{Corona} = 160 * 14 \text{ mm}$$

Dando como resultado para la corona:

$$D_{Corona} = 2.240 \text{ mm}$$

Para determinar los números de dientes de los satélites se usan las siguientes ecuaciones:

$$D_{P_{Satelites}} = \frac{(D_{P_{Corona}} - D_{P_{Planeta}})}{2}$$

Donde:

$D_{P_{Satelites}}$  = Diámetro primitivo satélite

$D_{P_{Corona}}$  = Diámetro primitivo corona

$D_{P_{Planeta}}$  = Diámetro primitivo del planeta

Reemplazando en la ecuación los valores:

$$D_{P_{Satelites}} = \frac{(2.240 \text{ mm} - 616 \text{ mm})}{2}$$

Dando como resultado:

$$D_{P_{Satelites}} = 812 \text{ mm}$$

Ahora se procede a calcular el número de dientes para los engranes satélites:

$$Z_s = \frac{812 \text{ mm}}{14 \frac{\text{mm}}{\text{dientes}}}$$

Resolviendo;

$$Z_s = 58 \text{ dientes}$$

El diámetro primitivo es el diámetro base de los cálculos, pero para desarrollar la geometría de los engranes se requieren de más medidas. Se comienza por la altura del diente de cada engrane, la cual se divide en dos secciones una es la raíz y la otra es la cabeza del engrane, y su cálculo se describe a continuación;

Dimensionamiento de la raíz;

$$R = 1,25 * m$$

Donde;

$m$  = Módulo

Reemplazando en la ecuación;

$$R = 1,25 * 14 \text{ mm} = 17,5 \text{ mm}$$

Dimensionamiento de la cabeza;

$$C = 1 * m$$

Donde;

$C$  =Cabeza del diente del engrane

$m$  =Módulo

Reemplazando en la ecuación;

$$C = 1 * m = 14 \text{ mm}$$

Determinación del paso diametral equivalente;

$$P_d = \frac{N}{D_p}$$

Donde:

$P_d$  = Paso diametral equivalente al módulo seleccionado

El paso diametral es el mismo en todos los engranes del sistema así que solo basta con hallarlo para un tipo de engrane, para poder realizar el cálculo es necesario usar el diámetro primitivo en unidades inglesas ya que el paso diametral se maneja en pulgadas. Para este caso se usa el diámetro primitivo del planeta, como se describe a continuación:

$$D_p = 616 \text{ mm} * \frac{1 \text{ in}}{25,4 \text{ mm}} = 24,25 \text{ in}$$

$$P_d = \frac{44 \text{ dientes}}{24,25 \text{ in}} = 1,8 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

Dimensionamiento del ancho de cara de los engranes:

Para determinar la medida del ancho de cara de los engranes de la primera etapa se usa la siguiente ecuación:

$$F = 10 * m$$

Donde:

$F$  = Ancho de cara

$m$  = Módulo

Reemplazando en la ecuación los valores:

$$10 * 14 \text{ mm} = 140 \text{ mm}$$

El ancho de cara es muy importante para definir cómo van a estar distribuidos los rodamientos a lo largo del eje y poder determinar la flexión en las caras de los dientes de los engranes.

El dimensionamiento detallado de los engranes de la primera etapa es muy importante no solo porque el tamaño de los mismos determinara las cargas en los ejes sino por el requerimiento de medidas constructivas para su realización. A continuación, se determinan medidas del dimensionamiento detallado.

Paso circular engranes primera etapa:



$$P_c = m * \pi$$

Donde:

$P_c$  = Paso circular

$m$  = Modulo

Reemplazando en la ecuación:

$$14 \text{ mm} * \pi = 43,98 \text{ mm}$$

Diámetro exterior de los engranes de la primera etapa:

$$D_e = D_p + (2 * m)$$

Donde:

$D_e$  = Diámetro exterior del engrane

$D_p$  = Diámetro primitivo del engrane

$m$  = Modulo

Reemplazando los valores se obtiene para la medida de los satélites de la primera etapa:

$$812 \text{ mm} + (2 * 14 \text{ mm} ) = 840 \text{ mm}$$

Para el planeta de la primera etapa:

$$616 \text{ mm} + (2 * 14 \text{ mm} )$$

Resolviendo:

$$D_e = 644 \text{ mm}$$

Diámetro interior de los engranes de la primera etapa:

$$D_i = D_p - (2 * 1,25 * m)$$

Donde:

$D_i$  = Diámetro interior del engrane

Reemplazando los valores se obtiene para la medida de los satélites de la primera etapa:

$$D_i = 812 \text{ mm} - (2 * 17,5 \text{ mm})$$

Resolviendo la ecuación queda:

$$D_i = 777 \text{ mm}$$

Para el planeta de la primer etapa:

$$616 \text{ mm} - (2 * 17,5 \text{ mm})$$

Resolviendo:

$$D_i = 581 \text{ mm}$$

Al tener las dimensiones de los engranes, se puede proceder a desarrollar el análisis de esfuerzos en los engranes, ya que, al determinar las cargas, las reacciones y los esfuerzos se determinarán los diámetros óptimos de los ejes como se describe a continuación:

$$T = 3'187.808 \text{ lbf} * \text{in}$$

El torque que ingresa al sistema entra al eje de baja velocidad, el cual, al llegar al sistema de multiplicación, exactamente al carro portasatelites, se divide en la cantidad de satélites que tenga el sistema, ya que cada uno se comporta como un engranaje solo que gira alrededor de otro, resultando así:

$$T_{Xs} = \frac{3'187.808,14 \text{ lbf} * \text{in}}{N_s}$$

Donde:

$T_{xs}$  = Torque en cada satélite

$N_s$  = Numero de satélites en el sistema de multiplicación en la primer etapa

Reemplazando los valores en la ecuación:

$$T_{X \text{ satellite}} = \frac{3'187.808,14 \text{ lbf} * \text{in}}{3} = 1'062.602,71 \text{ lbf} * \text{in}$$

Cuando se tiene el torque en cada satélite, se continua con el cálculo de las cargas a las que se somete el sistema. Inicialmente se establece que el sistema al estar compuesto por engranajes rectos en su primer etapa, no está sometido a cargas axiales. La metodología del análisis de cargas de los engranes parte de que al momento de hacer contacto los engranes en cuestión se forma un cuadrado vectorialmente, el cual se describe a continuación:

Para proceder a calcular las cargas transmitidas en la primer etapa de engranes rectos se utiliza la siguiente ecuación:

$$W_{t_{s_1-s_4}} = \frac{T_{x\text{ satellite}}}{R_1}$$

Donde:

$W_{t_{s_1-s_4}}$  = Carga transmitida o tangencial del engrane satélite N° 1 al engrane sol

$T_{x\text{ satellite}}$  = Torque en cada satélite

$R_1$  = Radio del satélite que está transmitiendo la carga

Para determinar el radio del satélite que está transmitiendo la carga, se usan los valores previamente hallados en la página 113, (donde se muestra los diámetros primitivos de cada satélite), divididos en la mitad como se describe a continuación:

$$R_{s_1} = \frac{D_{p\text{satelite}_1}}{2}$$

Donde:

$R_{s_1}$  = Radio primitivo satélite N° 1

$D_{p\text{satelite}_1}$  = Diámetro primitivo satélite N° 1

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$W_{t_{s_1-s_4}} = \frac{1'062.602,71\text{ lbf} * \text{in}}{37.5 \text{ in}}$$

$$W_{t_{s_1-s_4}} = 56.672,14 \text{ lbf}$$

Al tener tres satélites de mismas condiciones y exacta geometría esta ecuación usada se aplica en todos, de la siguiente manera:

Para el satélite N° 2

$$W_{t_{s_2-s_4}} = \frac{1'062.602,71 \text{ lbf} * \text{ in}}{37.5 \text{ in}}$$

$$W_{t_{s_2-s_4}} = 56.672,14 \text{ lbf}$$

Para el satélite N° 3

$$W_{t_{s_3-s_4}} = \frac{1'062.602,71 \text{ lbf} * \text{ in}}{37.5 \text{ in}}$$

$$W_{t_{s_3-s_4}} = 56.672,14 \text{ lbf}$$

Seguido se calcula las cargas radiales que van a soportar los engranes de la primer etapa. Para ello se debe usar la siguiente ecuación:

$$W_{R_{s_1-s_4}} = W_{T_{s_1}} * \text{Tan}(\theta)$$

Donde:

$W_{R_{s_1-s_4}}$  = Carga radial transmitida del engrane satélite N° 1 al engrane planeta

$W_{T_{s_1}}$  = Carga transmitida del engrane satélite N° 1 al engrane planeta

$\theta$  = Angulo de presión seleccionado previamente para el sistema de engranes

Reemplazando en la ecuación los valores resulta:

$$W_{R_{s_1-s_4}} = 56.672,14 \text{ lbf} * \text{Tan}(20^\circ)$$

$$W_{R_{s_1-s_4}} = 126.784,7 \text{ lbf}$$

Los tres engranes satélites poseen las mismas características, por ende, la anterior ecuación se puede aplicar para toda la primer etapa de engranes así:

Para el engrane satélite N° 2

$$W_{R_{s_2-s_4}} = 56.672,14 \text{ lbf} * \text{Tan}(20^\circ)$$

$$W_{R_{s_2-s_4}} = 126.784,7 \text{ lbf}$$

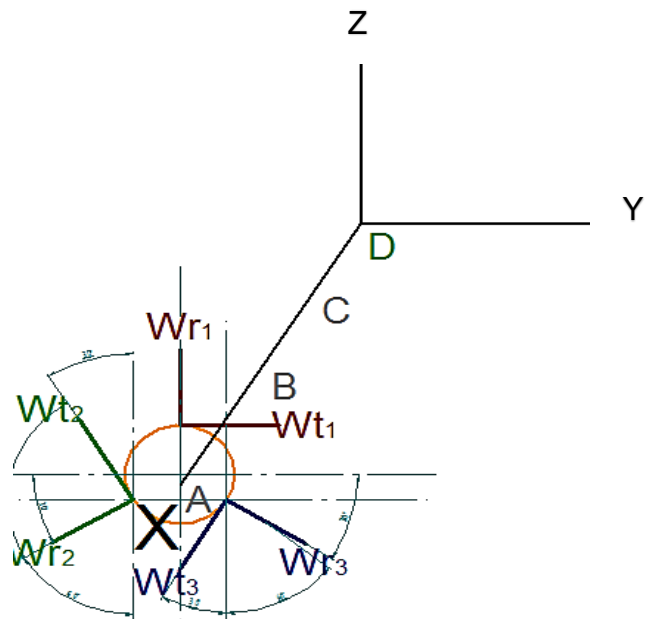
Para el engrane satélite N° 3

$$W_{R_{s_3-s_4}} = 56.672,14 \text{ lbf} * \text{Tan} (20^\circ)$$

$$W_{R_{s_3-s_4}} = 126.784,7 \text{ lbf}$$

Después de tener todas las cargas descritas en la primer etapa de engranes, se procede a realizar un análisis por Diagrama de Cuerpo Libre, del eje del engrane sol, ya que este eje es el que está sometido a las cargas que se transmiten al engrane sol, y es en donde se deben ubicar los apoyos necesarios para que el sistema no tenga inconvenientes. Para ello el análisis se establece en un plano tridimensional en donde se representan fuerzas y reacciones en tres direcciones X, Y y Z. A continuación, se describe las fuerzas descritas en el engrane sol;

Gráfica 9. Diagrama de Cuerpo Libre eje etapa1

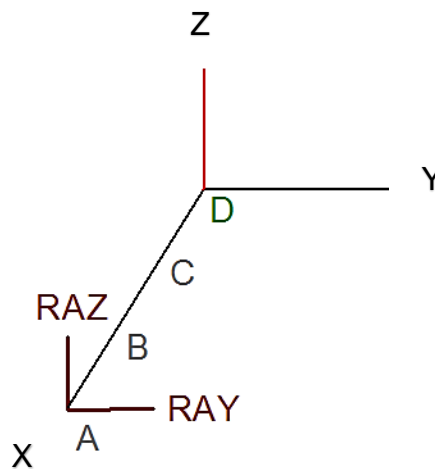


En la Gráfica 9, se puede observar las fuerzas involucradas en el movimiento de los engranes satélites sobre el sol. En este caso al ser la primera etapa engranes rectos no se ven involucradas otras cargas. También se puede observar que el eje en donde está apoyado el engrane planeta tiene cuatro puntos nombrados A, B, C y D, los cuales representan los apoyos así:

- ♣ A: Engrane planeta
- ♣ B: Rodamiento N° 3
- ♣ C: Rodamiento N° 4
- ♣ D: Carro Portasatélites

Después de haber planteado las fuerzas que involucra el movimiento de los satélites al planeta, se procede a plantear el análisis de fuerzas sobre el eje N° 1 de la primera etapa de engranes. El análisis consiste en realizar un Diagrama de cuerpo libre mostrando sobre el eje las cargas influyentes, incluyendo las reacciones que se generan al posicionar los apoyos que son cojinetes o rodamientos. Para facilitar los cálculos las cargas generadas por el movimiento de los satélites al planeta, se sumarán y se usará una resultante, la cual se muestra a continuación en la gráfica 10.

Gráfica 10. Fuerzas Resultantes eje etapa 1



La sumatoria de fuerzas que involucra el cálculo de las fuerzas resultantes se describe a continuación:

Dirección Y:

$$R_y = -W_{t_1} - W_{r_3} * \cos 30^\circ + W_{t_3} * \cos 60^\circ + W_{r_2} * \cos 30^\circ + W_{t_2} * \cos 60^\circ$$

Donde:

$R_y$  = Fuerza resultante por las cargas transmitidas de los engranes satélites a el planeta, en dirección Y

$W_{t_1}$  = Cargas tangencial transmitida del engrane satélite N° 1 al engrane planeta

$W_{r_3}$  = Carga radial transmitida del engrane satélite N° 3 al engrane planeta

$W_{t_3}$  = Cargas tangencial transmitida del engrane satélite N° 3 al engrane planeta

$W_{r_2}$  = Carga radial transmitida del engrane satélite N° 2 al engrane planeta

$W_{t_2}$  = Carga tangencial transmitida del engrane satélite N° 2 al engrane planeta

Reemplazando en la ecuación los valores queda:

$$R_y = -56.672,14 \text{ lbf} - 126.784,7 \text{ lbf} * \cos 30^\circ + 56.672,14 \text{ lbf} * \cos 60^\circ \\ + 126.784,7 \text{ lbf} * \cos 30^\circ + 56.672,14 \text{ lbf} * \cos 60^\circ$$

$$R_y = -164.622,71 \text{ lbf}$$

Dirección Z:

$$R_z = -W_{r_1} - W_{t_2} * \cos 30^\circ + W_{r_2} * \cos 60^\circ + W_{t_3} * \cos 30^\circ + W_{r_3} * \cos 60^\circ$$

Donde:

$R_y$  = Fuerza resultante por las cargas transmitidas de los engranes satélites a el planeta, en dirección Y

$W_{r_1}$  = Carga radial transmitida del engrane satélite N° 1 al engrane planeta

$W_{t_2}$  = Carga tangencial transmitida del engrane satélite N° 2 al engrane planeta

$W_{r_2}$  = Carga radial transmitida del engrane satélite N° 2 al engrane planeta

$W_{t_3}$  = Carga tangencial transmitida del engrane satélite N° 3 al engrane planeta

$W_{r_3}$  = Carga radial transmitida del engrane satélite N° 3 al engrane planeta

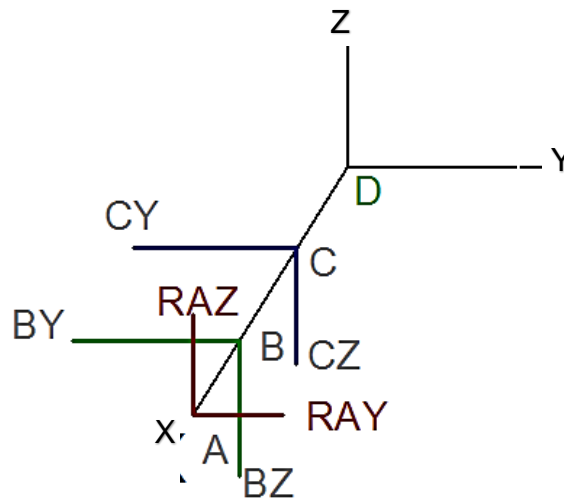
Reemplazando en la ecuación los valores queda:

$$R_z = -126.784,7 \text{ lbf} - 56.672,14 \text{ lbf} * \cos 30^\circ + 126.784,7 \text{ lbf} * \cos 60^\circ \\ + 56.672,14 \text{ lbf} * \cos 30^\circ + 126.784,7 \text{ lbf} * \cos 60^\circ$$

$$R_z = -368.287,51 \text{ lbf}$$

Al tener las fuerzas resultantes ya establecidas en las direcciones correspondientes, se procede a establecer las reacciones en los apoyos previamente descritos de la siguiente forma:

Gráfica 11. Reacciones en los apoyos eje etapa 1



A continuación, se resuelve el sistema de ecuaciones planteando una sumatoria de momentos en el punto B en las direcciones Y-Z así:

$$\sum M_{BY} = (R_Z * 4 \text{ in}) + (R_{CZ} * 15) = 0$$

Donde:

$\sum M_{BY}$  = Sumatoria de momentos en el punto B en dirección Y

$R_{CZ}$  = Reacción en el apoyo C en dirección Z

Despejando  $R_{CZ}$  de la ecuación:

$$R_{CZ} = -\frac{(R_Z * 4)}{15}$$

Reemplazando los valores:

$$R_{CZ} = -\frac{368.287,51 \text{ lbf} * 4}{15}$$

Dando como resultado:

$$R_{CZ} = -98.210,1 \text{ lbf}$$

Se establece el mismo método para hallar la reacción C en dirección Y, y se describe así:



$$\sum M_{BZ} = -(R_Y * 4 \text{ in}) - (R_{C_Y} * 15) = 0$$

Donde:

$\sum M_{BZ}$  = Sumatoria de momentos en el punto B en dirección Z

$R_{C_Y}$  = Reacción en C en dirección Y

Despejando:

$$R_{C_Y} = \frac{-(R_Y * 4 \text{ in})}{15}$$

Reemplazando valores:

$$R_{C_Y} = \frac{-(164.622,71 \text{ lbf} * 4 \text{ in})}{15}$$

Dando como resultado:

$$R_{C_Y} = -43.899,33 \text{ lbf}$$

Ahora es necesario hallar las otras dos reacciones descritas en la Grafica 11. Para esto se establece una sumatoria de fuerzas en las direcciones Y-Z, de la siguiente manera:

$$\sum F_Z = R_{B_Z} - R_Z - R_{C_Z} = 0$$

Donde:

$\sum F_Z$  = Sumatoria de fuerzas en la dirección Z

$R_{B_Z}$  = Reacción en B en dirección Z

Despejando  $R_{B_Z}$  de la ecuación queda:

$$R_{B_Z} = R_Z + R_{C_Z}$$

Reemplazando los valores correspondientes:

$$R_{B_Z} = 368.287,51 \text{ lbf} + 98.210,1 \text{ lbf}$$

Dando como resultado;

$$R_{Bz} = 466.497,51 \text{ lbf}$$

A continuación, se describe el mismo análisis en la dirección Y:

$$\sum F_Y = R_{By} - R_Y - R_{Cy} = 0$$

Donde;

$\sum F_Y$  = Sumatoria de fuerzas en la dirección Y

$R_{By}$  = Reacción en B en dirección Y

Despejando  $R_{Bz}$  de la ecuación queda;

$$R_{By} = R_Y + R_{Cy}$$

Reemplazando los valores correspondientes;

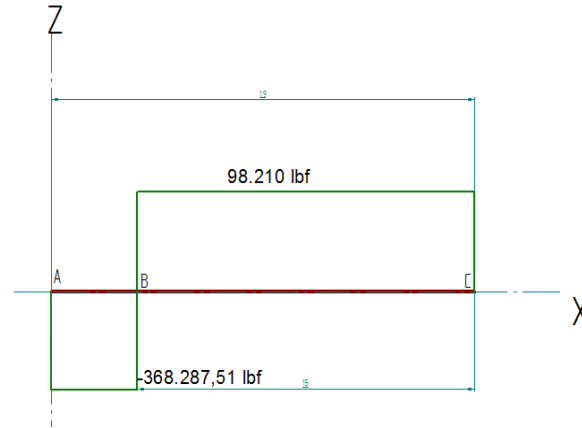
$$R_{By} = 164.622,71 \text{ lbf} + 43.899,33 \text{ lbf}$$

Dando como resultado:

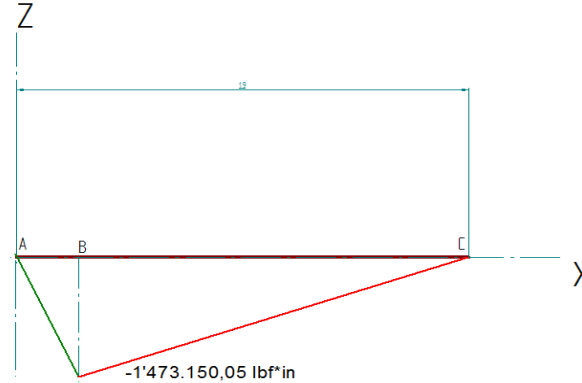
$$R_{By} = 208.522,1 \text{ lbf}$$

Al tener las reacciones del sistema se pueden establecer las gráficas de fuerza cortante (V) y momento flector (M) en los planos X-Y y X-Z, como se muestra a continuación;

Gráfica 12. Plano X-Z Fuerza Cortante (V) eje etapa 1

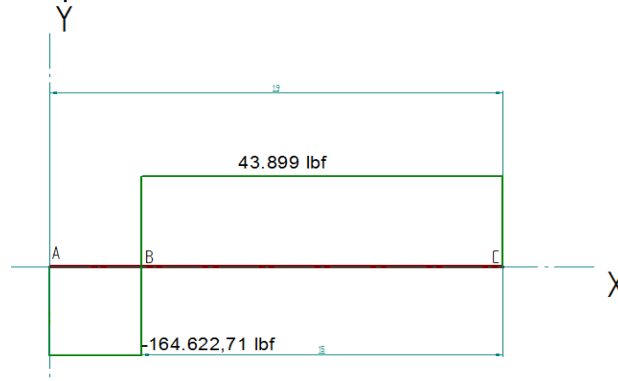


Gráfica 13. Plano X-Z Momento flector (M) eje etapa 1

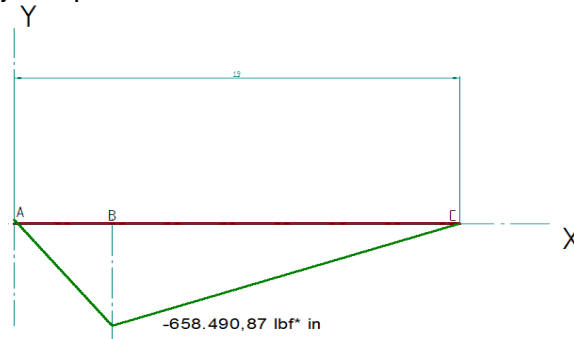


Como se puede observar en la gráfica 13, el valor máximo del momento se produce en el apoyo B, y su valor es de 1'473.150,05 lbf\*in. Este valor será usado para posteriormente calcular el diámetro del eje. A continuación, se describe el mismo método, pero en el plano X-Y.

Gráfica 14. Plano X-Y Fuerza Cortante (V) eje etapa 1



Gráfica 15. Plano X-Y Momento Flector (M)  
eje etapa 1



Como se puede observar en la gráfica 15, el valor máximo del momento flector se produce en el apoyo B, y su valor es de 658.490,87 lbf\*in, el cual será usado posteriormente para el cálculo del diámetro del eje.

A continuación, se desarrolla el mismo análisis para el torque que hay en el eje.

Habiendo obtenido los valores de momentos máximos y el torque máximo en el eje, el paso a seguir es realizar una evaluación del diámetro mínimo requerido del eje por tres métodos para cargas estacionarias y uno para cargas en movimiento oscilante. Se iniciará con el análisis del diámetro óptimo del eje por el método de (J/C), y para esto se usa la ecuación que se describe a continuación;

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{M_Y^2 + M_Z^2 + T^2}}{T_{adm}}$$

Donde;

$J$ = Momento polar de inercia del eje

$C$ = Valor del radio de la superficie más externa del eje

$M_Y^2$ = Momento flector máximo en dirección Y elevado al cuadrado

$M_Z^2$ = Momento flector máximo en dirección Z elevado al cuadrado

$T^2$ = Momento torsor máximo en el eje elevado al cuadrado

$T_{adm}$ = Esfuerzo admisible

Reemplazando en la ecuación los valores anteriormente calculados, y teniendo en cuenta que para este caso el valor de  $T_{adm}$  tiene un valor de 45.000 PSI queda;

$$\frac{J}{C} = \frac{\sqrt{(4,33 * 10^{11} \text{ lbf} * \text{in}^2) + (2,17 * 10^{12} \text{ lbf} * \text{in}^2) + (5,65 * 10^{12} \text{ lbf} * \text{in}^2)}}{45.000 \text{ psi}}$$

Ahora bien, para poder desarrollar la anterior ecuación es necesario reemplazar los valores de J/C o saber su equivalencia para poder despejar el radio de la ecuación, como se describe a continuación;

$$J = \frac{\pi * D_1^4}{32}$$

Donde;

J= Momento polar de inercia del eje

$D_1$ = Diámetro resultante del eje o la sección por el método J/C

Se continua con el valor de C así;

$$C = \frac{D_1}{2}$$

Donde;

C= Valor del radio de la superficie más externa del eje

$D_1$ = Diámetro del eje para el método J/C

Reemplazando las anteriores ecuaciones en la ecuación principal de J/C queda;

$$\frac{\frac{\pi * D_1^4}{32}}{\frac{D_1}{2}} = \frac{\sqrt{(4,33 * 10^{11} \text{ lbf} * \text{in}^2) + (2,17 * 10^{12} \text{ lbf} * \text{in}^2) + (5,65 * 10^{12} \text{ lbf} * \text{in}^2)}}{45.000 \text{ psi}}$$

Despejando;

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * \sqrt{(4,33 * 10^{11} \text{ lbf} * \text{in}^2) + (2,17 * 10^{12} \text{ lbf} * \text{in}^2) + (5,65 * 10^{12} \text{ lbf} * \text{in}^2)}}{45.000 \text{ psi} * \pi}}$$

Desarrollando la ecuación resulta;

$$D_1 = 5,47 \text{ in}$$

En unidades del sistema internacional;

$$D_1 = 0,13 \text{ m}$$

Después se realiza un análisis por los métodos de resistencia y dispersión, para determinar el diámetro óptimo de los ejes en situaciones estáticas, como se muestra a continuación:

Análisis por la teoría del esfuerzo normal máximo.

Este análisis considera que el esfuerzo que se genera en el eje se iguala a la resistencia de fluencia del material del que está compuesto dicho eje. Esto con el fin de evaluar en un estado de fluencia los esfuerzos y diámetros óptimos para las condiciones presentadas. En la literatura se desarrolló una ecuación la cual reúne una gran cantidad de ensayos realizados los cuales arrojaron resultados similares en determinadas condiciones. Esta ecuación se describe a continuación;

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS}{\pi * S_Y} * \sqrt{M_R^2 + \frac{3}{4} T^2}}$$

Donde;

$D_2$ = Diámetro óptimo resultante por el método utilizado

$FS$ = Factor de seguridad seleccionado

$S_Y$ = Esfuerzo de fluencia del material

$M_R$ = Momento resultante

$T$ = Torsión a la que está sometido el eje

Para desarrollar la anterior ecuación se seleccionaron los siguientes valores;

$FS = 2,5$

$S_Y = 310 \text{ MPa}$

El valor del factor de seguridad se obtuvo del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Jhosep Shigley, en donde recomienda el valor de 2 para sistemas que soportan altas caras y son usados en sistemas de elevación. Este valor se aumentó a 2,5 ya que al sistema le harán una inspección en el momento de subir a la torre el personal de mantenimiento.

El valor del momento resultante es la suma del momento máximo en el plano X-Y y el plano X-Z, los cuales se pueden observar en las gráficas 13 y 15. Para hallar este valor se usa la siguiente ecuación:

$$M_R = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}$$

Donde:

$M_R$  = Momento resultante

$M_Y$  = Momento máximo en el plano X-Y

$M_Z$  = Momento máximo en el plano X-Z

Reemplazando los valores en la ecuación resulta:

$$M_R = \sqrt{(1'473.150 \text{ lbf} * \text{in})^2 + (658.490,87 \text{ lbf} * \text{in})^2}$$

Resultando:

$$M_R = 1'613.623,66 \text{ lbf} * \text{in}$$

Al tener este valor, solo falta indicar que el valor de T, el cual tiene un valor de 2'377.213,3 lbf\*in.

Al tener todos los valores, se reemplazan en la ecuación inicial para el cálculo del diámetro del eje para la teoría de falla del esfuerzo normal máximo, así:

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{32 * 2,5}{\pi * 310.000 \text{ MPa}} * \sqrt{(1'613.623,66 \text{ lbf} * \text{in})^2 + \frac{3}{4} (2'377.213,3 \text{ lbf} * \text{in})^2}}$$

Resolviendo:

$$D_2 = 0,29 \text{ m}$$

Análisis por la teoría del esfuerzo cortante máximo:

En este caso el análisis se efectúa cuando se igualan los esfuerzos cortantes máximos de una de las piezas del sistema a analizar con una probeta en un laboratorio con las mismas características en cuanto a material y condiciones. La

comparación de estos valores lleva en una situación hipotéticamente crítica, la cual nos permite poder determinar el diámetro del eje óptimo en cargas estáticas. Para ello se usa la siguiente ecuación:

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS}{\pi * S_Y} * \sqrt{M_R^2 + T^2}}$$

Donde:

$D_3$ = Diámetro del eje obtenido por la teoría de esfuerzo máximo cortante

Como se puede observar la similitud con la ecuación del método de esfuerzo normal máximo es bastante, solo cambian en el valor de T en el eje.

Reemplazando valores queda:

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{32 * 2,5}{\pi * 310.000 \text{ MPa}} * \sqrt{(1'613.623,66 \text{ lbf} * \text{in})^2 + (2'377.213,3 \text{ lbf} * \text{in})^2}}$$

Dando el resultado de:

$$D_3 = 0,3 \text{ m}$$

Después de haber evaluado el eje por los tres métodos para cargas estáticas se procede a realizar una evaluación por carga en fatiga, ya que el eje se va a encontrar en movimiento. El análisis por este método involucra la oscilación que se presenta sobre el eje al girar este y tener una carga puntual. Para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$D_4 = \sqrt[3]{\frac{32 * FS}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{M_R * K_t}{S'_e}\right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_Y}\right]^2}}$$

Donde:

$D_4$ = Diámetro del eje óptimo resultante del análisis de fatiga

$FS$ = Factor de seguridad

$M_R$ = Momento resultante



$K_t$ = Factor de concentrador de esfuerzo

$S'_e$ = Límite de resistencia a la fatiga corregido por ruptura

$T$ = Momento torsor en el eje

$S_Y$ = Esfuerzo admisible material

Para poder desarrollar la anterior ecuación es necesario determinar los valores de  $S'_n$  y  $K_t$ , los cuales serán calculados y seleccionados respectivamente de la siguiente manera;

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e$$

Donde;

$S_e$ = Límite de resistencia a la fatiga

$K_a$ = Factor de superficie

$K_b$ = Factor de tamaño

$K_c$ = Factor de carga

$K_d$ = Factor de temperatura

$K_e$ = Factores diversos de ambiente y forma

$S'_e$ = Límite de resistencia a la fatiga corregido por ruptura

A continuación, se desarrolla el cálculo de todos los factores descritos anteriormente iniciando con el factor de superficie así;

$$K_a = a * (S_{ut})^b$$

Donde;

$K_a$ = Factor de superficie

$a$ = Valor de la primer constante según la condición superficial de Marin

$S_{ut}$ = Esfuerzo último del material del eje

$b$ = Valor de la segunda constante según la condición superficial de Marin

Los valores de a y b son valores constantes que interactúan en la ecuación variando de acuerdo a la condición superficial del material utilizado en el diseño. Inicialmente se desarrollaron una serie de pruebas hasta que se llegaron a los valores constantes que se encuentran en la tabla 7-5 del libro Diseño en Ingeniería mecánica de Josep Shigley. Para el caso de este proyecto se seleccionan las condiciones más comunes en las que industrialmente maquinan ejes en acero 1045. A continuación, se indican los valores seleccionados así:

$$a = 2,67$$

$$b = -0,265$$

Estos valores son para la condición superficial de maquinado y laminado en frío.

El esfuerzo último del acero 1045 es de 82.000 PSI.

Reemplazando los valores en la ecuación del factor de superficie:

$$K_a = 2,67 * (82.000 \text{ PSI})^{-0,265}$$

Resultando:

$$K_a = 0,83$$

Siguiendo el orden se procede a calcular el factor de tamaño, el cual varía de acuerdo al diámetro del eje calculado anteriormente por los métodos de carga estática. Al tener más de 25 cm de diámetro<sup>50</sup> la literatura indica que en estos casos el valor oscila entre (0,65 y 0,75), Se decide trabajar con un valor de 0,7.

El siguiente valor a determinar es el factor de carga, el cual varía de acuerdo a las cargas a las que esté sometido el sistema y al tipo de análisis de resistencia que sea aplicado. En el caso de este proyecto se estableció en el dimensionamiento del eje por carga estática que uno de los métodos más efectivos es el método por energía de distorsión. También se realizó un análisis de cargas presentes en el sistema en donde se muestra que se tienen dos condiciones cargas puntuales y carga torsionante. Habiendo dicho esto, es posible establecer que el valor del factor de carga es de 0,577, valor el cual se puede encontrar en la pág. 383 del libro de Diseño en Ingeniería mecánica de Josep Shigley.

Posteriormente se determina el factor de temperatura, el cual indica el comportamiento del eje a temperaturas de trabajo y la diferencia entre la temperatura de ambiente y la de trabajo, condiciones que afectan el comportamiento del material seleccionado. En la tabla 7-11 que se encuentra en el libro de Diseño de Shigley se

---

<sup>50</sup> SHIGLEY, Josep, Diseño en Ingeniería mecánica, 6ta Ed, Mc Graw Hill

describe el comportamiento del factor a diferentes temperaturas, en donde se selecciona el valor crítico más elevado para sistemas de engranes epicicloides el cual tiene un valor de 0,943 a una temperatura de 350°C.

Finalmente se determina el valor del factor de condiciones diversas y forma, con la siguiente ecuación;

$$K_d = \frac{1}{K_t}$$

Donde;

$K_d$ = Factor de condiciones diversas de ambiente y forma

$K_t$ = Valor constante de concentración de esfuerzos

El valor de sensibilidad a la muesca y cambios de sección hace referencia a los concentradores de esfuerzo que se presentan en los cambios de sección de los ejes, en donde si es muy drástico el cambio el valor es mucho más elevado. Para ello hay que establecer ciertas condiciones del eje, la primera es el radio del redondeo que tendrá el cambio de sección, el cual se selecciona de 0,2 ya que esta máquina estará sometida a cargas constantemente y a cambios de velocidad bruscos. El valor del concentrador de esfuerzo se calcula con la siguiente ecuación;

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Donde;

$K_f$ = Constante de concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca

$q$ = Valor de sensibilidad a la muesca

$K_t$ = Valor constante de concentración de esfuerzos por cambio de sección

El valor de  $K_t$  se selecciona de la tabla de la figura E-15-7 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Joseph Shigley, en donde es necesario determinar la relación entre el diámetro más alto del seccionamiento y el diámetro más bajo. Para esto se establece que el valor crítico es una relación del doble, siendo esta selección una situación hipotética en donde se cumple dicha condición crítica, ya que el diseño estará por debajo de esta relación. El valor seleccionado de la tabla es 1,762.

El valor de ( $q$ ) según el libro de Diseño en ingeniería mecánica de Joseph Shigley, capítulo de diseño de ejes, se calcula resolviendo hallando los valores del radio de la muesca para este caso. Este valor se determina con la siguiente ecuación;

$$\frac{r}{D} = 0,2$$

Donde:

$r$  = Radio de la muesca

$D$  = Diámetro más grande del eje

Reemplazando valores en la ecuación y despejando  $r$  queda:

$$r = 0,2 * 30 \text{ cm}$$

Resolviendo:

$$r = 3 \text{ cm}$$

Con el anterior valor, se usa la tabla del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Jhoseph Shigley, en donde se encuentra que para un acero de 82 KPSI, el valor de  $q$  es de 0,72.

Ya teniendo los valores requeridos para hallar la constante de concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca, se reemplazan en la ecuación y queda:

$$K_f = 1 + 0,72 * (1,762 - 1)$$

Resolviendo:

$$K_f = 1,54$$

Habiendo obtenido el valor de la constante de concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca se procede a calcular el valor de la constante de factores diversos y forma como se muestra a continuación:

$$K_d = \frac{1}{1,54}$$

Resolviendo:

$$K_d = 0,64$$

Volviendo a la ecuación de límite de resistencia a la fatiga, nombrada anteriormente, solo hace falta un valor para poder desarrollarla y es el valor de límite de resistencia a la fatiga corregido por ruptura, y este valor se resuelve con la siguiente ecuación;

$$S'_e = 0,504 * S_{UT}$$

Anteriormente se mencionó que el valor de Sut para el acero 1045 es de 82.000 PSI; reemplazando el valor en la ecuación queda;

$$S'_n = S_n * 0,83 * 0,7 * 0,577 * 0,943 * 1,54 * 0,64$$

Resolviendo;

$$S'_e = 28.056,82 \text{ PSI}$$

Ya teniendo todos los valores correspondientes a la ecuación de cálculo del diámetro óptimo del eje por fatiga se reemplazan quedando;

$$D_4 = \sqrt[3]{\frac{32 * 2,5}{\pi} * \sqrt{\left[\frac{(1'613.623,66 \text{ lbf} * \text{in}) * (1,762)}{28.056,82 \text{ PSI}}\right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{2'377.213,3 \text{ lbf} * \text{in}}{45.000 \text{ PSI}}\right]^2}}$$

Resolviendo;

$$D_4 = 14,98 \text{ in}$$

En sistema internacional equivale a;

$$D_4 = 0,38 \text{ m}$$

El anterior diámetro será el diámetro base para el diseño, ya que involucra todos los posibles factores en el diseño de ejes.

Cuando ya se establece el diámetro mínimo óptimo de diseño, se continúa con la evaluación de los engranes diseñados por la AGMA, con el fin de corregir las condiciones de operación de los engranes y obtener el esfuerzo superficial en la cabeza de cada diente. A continuación, se describe la ecuación de flexión para los engranes de Lewis;

$$\sigma_y = \frac{W_t * P_d}{F * Y}$$

Donde;

$\sigma_y$ = Esfuerzo de flexión en la cara del diente

$W_t$ = Carga transmitida en el sistema

$P_d$ = Paso diametral

$F$ = Ancho de cara del diente

$Y$ = Factor geométrico de resistencia a la fatiga por flexión

Inicialmente la ecuación de Lewis anteriormente descrita era la que se usaba para calcular el esfuerzo flexionante en los dientes, pero después de una serie de estudios que desarrollo la AGMA (American Gear Manufacturers Association), se llegó a la conclusión que la ecuación que se usaba debía considerar otros factores que le darían la exactitud correcta en la determinación del esfuerzo flexionante y el factor de seguridad de diseño de los engranes. A continuación, se relaciona la ecuación de Flexión de Lewis modificada por la AGMA:

$$\sigma_{y_{AGMA}} = \frac{W_t * P_d}{F * Y} * \frac{K_a * K_m}{K_v} * K_s * K_b * K_i$$

Donde:

$\sigma_{y_{AGMA}}$  = Esfuerzo flexionante en la cara del diente corregido por la AGMA

$W_t$ = Carga transmitida

$P_d$ = Paso diametral

$F$ = Ancho de cara del diente

$Y$ = Factor geométrico de resistencia a la fatiga por flexión

$K_a$ = Factor de carga

$K_m$ =Factor de superficie

$K_v$ = Factor de velocidad

$K_s$ = Factor de forma

$K_b$ = Factor de superficie

$K_i$ = Factor de temperatura

Para poder desarrollar la ecuación anteriormente descrita, se inicia determinando los valores de los factores que modifican el valor de flexión descrito por Lewis,

$$\sigma_y = \frac{W_t * P_d}{F * Y}$$

Para poder saber los valores de esta ecuación se usa la carga transmitida que ocurre en los engranes satélites-sol, cuyo valor es de 132.760,63 lbf. El paso diametral fue el calculado al inicio del capítulo. Tiene un valor de 1,82.

El factor geométrico es un valor de relación de cara del engrane, el cual se selecciona del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Jhoseph Shigley, en el capítulo 14. Para este proyecto el valor correspondiente es de 0,409.

El valor del ancho de cara del engrane se calculó al inicio del capítulo en unidades de milímetros. Para aplicar esta ecuación es necesario convertir esa medida a unidades inglesas. El valor según los cálculos descritos anteriormente es de 140 mm, haciendo la conversión a unidades inglesas da 5,51 in.

Ahora bien, es necesario calcular los diversos factores establecidos por la AGMA, para el esfuerzo presentado en los engranes.

Los valores a continuación fueron obtenidos de acuerdo a lo descrito en el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Jhoseph Shigley en el capítulo 14.

Factor de Forma Kb:

Para este proyecto el valor es de 1.

Factor de temperatura Kt.

Para este proyecto el valor es de 1, ya que se usa el valor máximo de 300°F.

Factor de tamaño Ks:

La recomendación según la AGMA es de 1, para la gran mayoría de engranes, buscan usar un valor un poco mayor cuando los engranes son en relación ancho de cara-altura de diente muy altos. Se decide usar un factor de 1,2 según lo recomendado en el libro de Diseño de Maquinas de Robert Mott.

Factor de carga Km:

Para poder calcular el valor de Km, es necesario desarrollar la ecuación que se muestra a continuación:

$$K_m = 1.0 + C_{pl} + C_{ma}$$

Donde;

$K_m$ = Factor de carga

$C_{pl}$ = Factor de proporción del piñón

$C_{ma}$ =Factor de alineamiento de engranado

El valor de  $C_{pi}$  se selecciona en de la gráfica 9.8 del libro de Diseño de Maquinas de Robert Mot. Para este proyecto se requieren unidades de precisión. El valor de  $C_{ma}$  se selecciona en la gráfica, a criterio del diseñador. De este modo la ecuación de factor de carga queda;

$$K_m = 1.0 + 0,046 + 0,17$$

Resolviendo queda;

$$K_m = 1,1757$$

Factor dinámico  $K_v$ ;

Para hallar el factor dinámico se usa la gráfica 9,21 del libro de Diseño de Máquinas de Robert Mott, en donde se hace una relación entre la velocidad de paso en m/sg y el valor de  $Q_v$  (grado de precisión del sistema). Para ello se usa la siguiente ecuación;

$$K_v = \left( \frac{A}{A + V} \right)^B$$

Donde;

$K_v$ = Factor dinámico

$A$ = Constante dinámica

$V$ = Velocidad de paso en pies por minuto

$B$ = Constante dinámica

Es necesario realizar la conversión de unidades a ft/ min del sistema. Procedimiento el cual da como resultado 761,89 ft/min.

Los valores de  $B$ , se calculan mediante la siguiente ecuación;

$$B = \left( \frac{12 - Q_v}{4} \right)^{0,667}$$



Donde;

$B$  = Constante dinámica 2

$Q_v$  = Número de calificación de la exactitud de la precisión

El valor de  $Q_v$  se selecciona según la gráfica 9.21 del libro de Diseño de Máquinas de Robert Mott. El valor seleccionado en la tabla es de  $Q_v=8$ .

Reemplazando en la ecuación queda;

$$B = \left( \frac{12 - 8}{4} \right)^{0,667}$$

Resolviendo;

$$B = 0,66$$

El valor de  $A$ , es seleccionado de acuerdo a la siguiente ecuación;

$$A = 50 + 56 * (1.0 - B)$$

Reemplazando los valores de la ecuación queda;

$$A = 50 + 56 * (1.0 - 0,66)$$

Resolviendo;

$$A = 70,72$$

Ahora se procede a reemplazar los valores en la ecuación inicial de factor dinámico como se muestra a continuación;

$$K_v = \left( \frac{70,72}{70,72 + 766,89} \right)^{0,667}$$

Resolviendo;

$$K_v = 0,81$$

Teniendo todos los factores que exige la AGMA para el diseño y fabricación de engranes, se procede a calcular el esfuerzo que se presenta en los mismos con la ecuación descrita inicialmente para diseño de engranes según la AGMA así;

$$\sigma_{y_{AGMA}} = \frac{132.760,63 \text{ lbf} * 1,81}{5,51 \text{ in} * 0,409} * \frac{0,8 * 1,1757}{0,81} * 1,2 * 1 * 1$$

Resolviendo la ecuación:

$$\sigma_{y_{AGMA}} = 50.429,82 \text{ Psi}$$

Para corroborar que el resultado encontrado es adecuado para este sistema se procede a calcular el factor de seguridad del sistema de la siguiente forma:

$$F_s = \frac{\text{Esfuerzo de fluencia material}}{\text{Esfuerzo maximo AGMA}}$$

Para los engranes se selecciona un acero 4340, ya que tiene excelentes características a altas temperaturas y una alta durabilidad. El esfuerzo de fluencia de este material es de 100.000 Psi.

Reemplazando los valores en la ecuación queda:

$$F_s = \frac{100.000 \text{ Psi}}{50.429,82 \text{ Psi}}$$

Resolviendo:

$$F_s = 2$$

Se compara este resultado con los valores recomendados según el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Jhoseph Shigley. Para este caso el valor es correcto y adecuado. Se da por terminado el cálculo de la primer etapa de engranes.

Para la segunda etapa de engranes se usa el mismo procedimiento solamente que el valor de carga de entrada es el de salida de la primer etapa. Además, en esta etapa los engranes son helicoidales, por consiguiente, cambian algunas ecuaciones. A continuación, se describe el procedimiento de cálculo haciendo énfasis en las ecuaciones de engranes helicoidales:

Calculo características físicas de los engranes:

Para desarrollar los cálculos en un sistema helicoidal se usan las siguientes ecuaciones:

$$D_p = \frac{N_p}{P_n * \cos \varphi}$$

Donde;

$D_p$  = Diámetro de paso

$N_p$  = Número de dientes engrane

$P_n$  = Paso normal

$\varphi$  = Ángulo de hélice. (Que para todos los engranes helicoidales de este proyecto tendrá un valor de 30°)

También es necesario calcular el valor del ángulo de la hélice de la base, y se usa la siguiente ecuación;

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \phi_n}{\cos \varphi} \right)$$

Donde;

$\theta$  = Ángulo de paso transversal

También es necesario saber las medidas externas e internas del engrane, para poder determinar todas sus características. Para ello se usan las siguientes ecuaciones;

$$D_e = D_p + 2a$$

Donde;

$D_e$  = Diámetro exterior

$D_p$  = Diámetro de base

$a$  = Valor de la altura de la cabeza del diente

Para saber el valor de la cabeza del diente se usa la siguiente ecuación;

$$a = \frac{1,00}{P_n}$$

Donde;

$a$  = Valor de la altura de la cabeza del diente

$P_n$  = Paso circular normal o equivalente al módulo seleccionado

$$D_i = D_p - 2b$$

Donde;

$D_i$  = Diámetro interno

$b$  = Altura de la raíz del diente

Para determinar la altura de la raíz del diente se usa la siguiente ecuación;

$$b = \frac{1,25}{P_n}$$

Donde;

$P_n$  = Paso circular normal o equivalente en el módulo. (Cuando es con el valor del módulo, los valores de la ecuación no se dividen sino se multiplican).

En la segunda etapa se seleccionaron los siguientes valores de trabajo;

Módulo: 8 mm

Ángulo de presión: 20°

Ángulo de hélice: 30°

Número de dientes del planeta: 48 dientes

Número de dientes de la corona: 166 dientes

El procedimiento de cálculo de características se desarrolló igual que en la primer etapa, y se reemplazaron los valores correspondientes como se mostrará a continuación;

Tabla 26. Características de engranes segunda etapa

Tipo de engrane	Diámetro primitivo (mm)	Diámetro externo (mm)	Diámetro interno (mm)	Altura de la raíz del diente (mm)	Altura de la cabeza del diente (mm)
Engrane sol	384	400	364	10	8
Engrane satélite	472	488	452	10	8

Tabla 26. (Continuación)

Tipo de engrane	Diámetro primitivo (mm)	Diámetro externo (mm)	Diámetro interno (mm)	Altura de la raíz del diente (mm)	Altura de la cabeza del diente (mm)
Engrane corona	1328	1344	1308	10	8

Ahora se desarrollará el mismo procedimiento para el cálculo de las cargas de los engranes. Para ello se requiere aplicar la siguiente ecuación para calcular la carga radial;

$$W_r = W \sin \phi_n$$

Donde;

$W_r$ = Carga radial

$W$ = Carga total

$\phi_n$ = Angulo de presión normal

Igualmente se usa la siguiente ecuación para calcular la carga transmitida:

$$W_t = W \cos \phi_n \cos \phi$$

Donde;

$W_t$ = Carga transmitida

$W$ = Carga total

$\phi_n$ = Angulo de presión normal

$\phi$ = Angulo de la hélice

Y por último es necesario resaltar que los engranes helicoidales por su disposición generan una carga axial, la cual se observa a continuación;

$$W_r = W \cos \phi_n \sin \phi$$

Ahora bien, para poder desarrollar las ecuaciones anteriormente descritas, es necesario conocer el valor de la carga total, y para ello se usa la siguiente ecuación;

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi_n \cos \varphi}$$

En la siguiente tabla se observa los resultados al reemplazar los valores en las ecuaciones, siendo este el mismo método de cálculo usado en la etapa uno de engranes;

Tabla 27. Cargas en los engranes satélites etapa 2

Torques y cargas transmitida		
Torque en cada satélite (kN*m)	Carga radial en cada satélite (kN)	Carga transmitida en cada satélite ( kN)
5,16	48,91	21,86

Tabla 28. Reacciones en los apoyos etapa 2

Reacciones en los apoyos			
Reacción en CY ( kN)	Reacción en CZ ( kN)	Reacción en BZ ( kN)	Reacción en BY ( kN)
-15, 87	-35,52	79, 39	177,61

En la siguiente tabla se puede observar el cálculo de los diámetros de los ejes por los métodos usados en la etapa uno:

Tabla 29. Diámetros mínimos de los ejes etapa 2

Método J/C (m)	Método Resistencia (m)	Método de Dispersión (m)	Método de fatiga
0,06	0,11	0,12	0,14

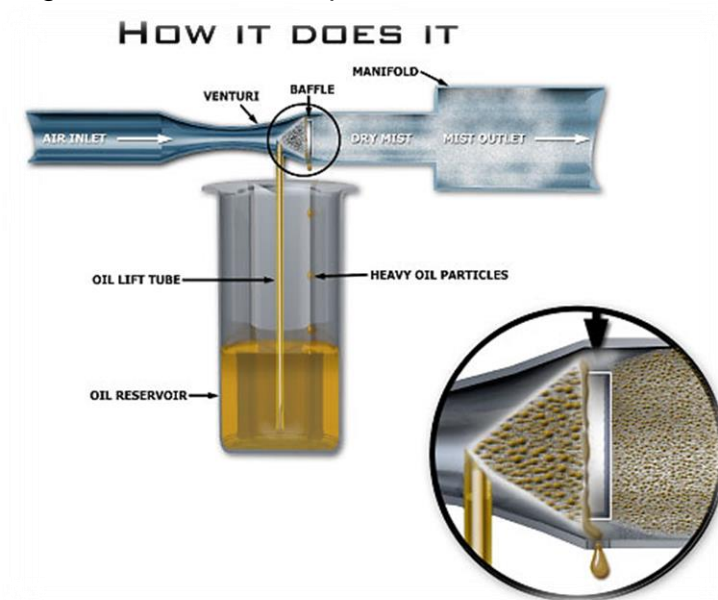
Como se observa en la anterior tabla, el diámetro óptimo para este eje es de 14 cm.

Para este tipo de sistemas de transmisión que tiene como características las condiciones de extrema presión, es necesario hacer una adecuada selección del método de lubricación y del lubricante. A continuación, se describen tres métodos usados industrialmente y sus características principales:

♣ Método de lubricación por niebla. Consiste en hacer pasar el lubricante por un tubo Venturi, en donde se presenta un cambio de estado, generando un goteo el cual es recirculado. El lubricante es dispersado en forma de gas tipo rocío, niebla<sup>51</sup>. Tiene la ventaja de aumentar la vida útil del lubricante, y de tener un mínimo mantenimiento, pero posee la desventaja de que su grado de efectividad se ve con lubricantes naftenicos, lo cual genera una gran limitante en cuanto a trabajo de extrema presión, ya que con otros lubricantes se podría presentar separación de aditivos o ceras. A continuación, se muestra una imagen describiendo el sistema;

<sup>51</sup> Disponible en: [read:http://www.skflam.com/LAM/enews/enlace\\_3-12/es/lubricacion.html](http://www.skflam.com/LAM/enews/enlace_3-12/es/lubricacion.html), página web oficial de rodamientos y sistemas de transmisión de SKF.

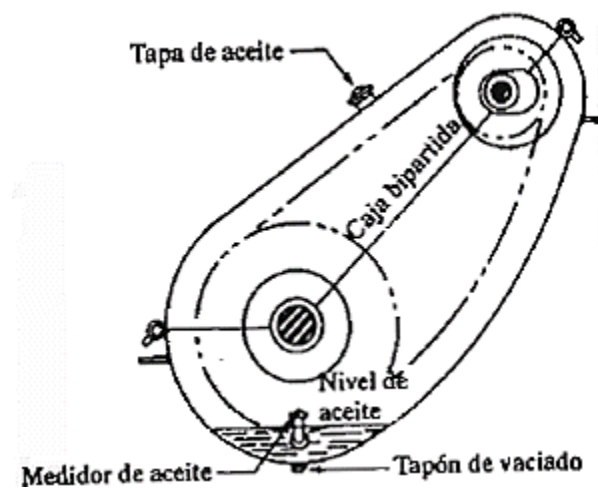
Imagen 60. Lubricación por niebla



Fuente: [read:http://www.skflam.com/LAM/enews/enlace\\_3-12/es/lubricacion.html](http://www.skflam.com/LAM/enews/enlace_3-12/es/lubricacion.html)

♣ Método de lubricación por bañado de dientes. Este método consiste en que se tiene un depósito tipo carter, en el cual se sumergen hasta un 25%, las piezas rodantes, de tal manera que en los dientes de los engranes se mantenga el lubricante, hasta que hagan contacto. Una de sus ventajas es la simpleza de funcionamiento y lo económico que es. La mayor desventaja es que no es un método muy preciso, y por consiguiente en el recorrido del diente hasta volver a sumergirse se puede perder una gran cantidad de lubricante, dejando una película muy pequeña. A continuación, se puede observar el funcionamiento de este método:

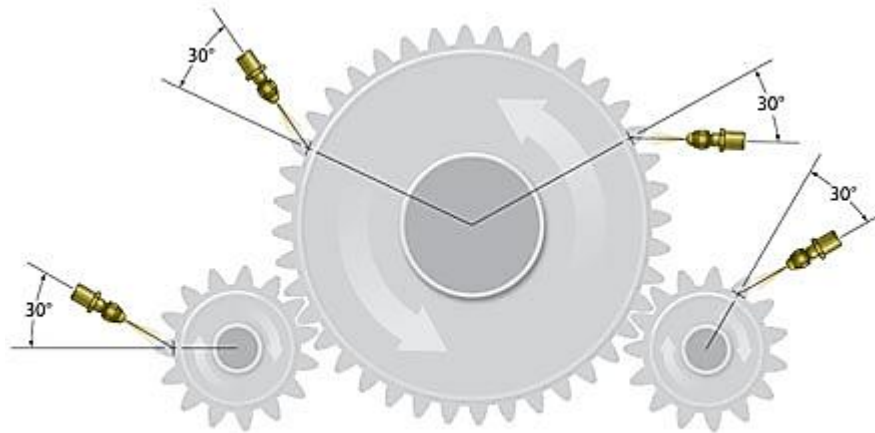
Imagen 61. Lubricación por baño



Fuente: <http://1.bp.blogspot.com/wu5PcWzcnDo/Tg1RizQGX3I/AAAAAAAAABo/T9d134V1WWw/s1600/lubricacion+por+ba%25C3%25B1o+poco+profundo.png>

♣ Lubricación por aspersión: Consiste en poner varios aspersores en puntos estratégicos dentro de la carcasa, los cuales expulsan a chorro el lubricante, este pasa por una boquilla la cual modifica el tipo de chorro y termina siendo un aspersor. Este método es uno de los más usados en sistemas de transmisión por engranes planetarios ya que en las partes superiores del sistema es muy difícil lubricar correctamente con otro método. La boquilla tiene la ventaja de ser un aspersor y ahorrador de lubricante y aunque requiere de un mayor mantenimiento por el sistema de bombeo, es muy efectivo en sistemas de extrema presión. En la siguiente imagen se describe este sistema:

Imagen 62. Lubricación por aspersión



Fuente: <http://www.hmcgears.com/es/media/lubricant6.jpg>



Por las necesidades de este sistema y en especial las condiciones de extrema presión de trabajo, se selecciona el método de lubricación por aspersión, dispuesto en las dos etapas, con la configuración vista en la imagen 60.

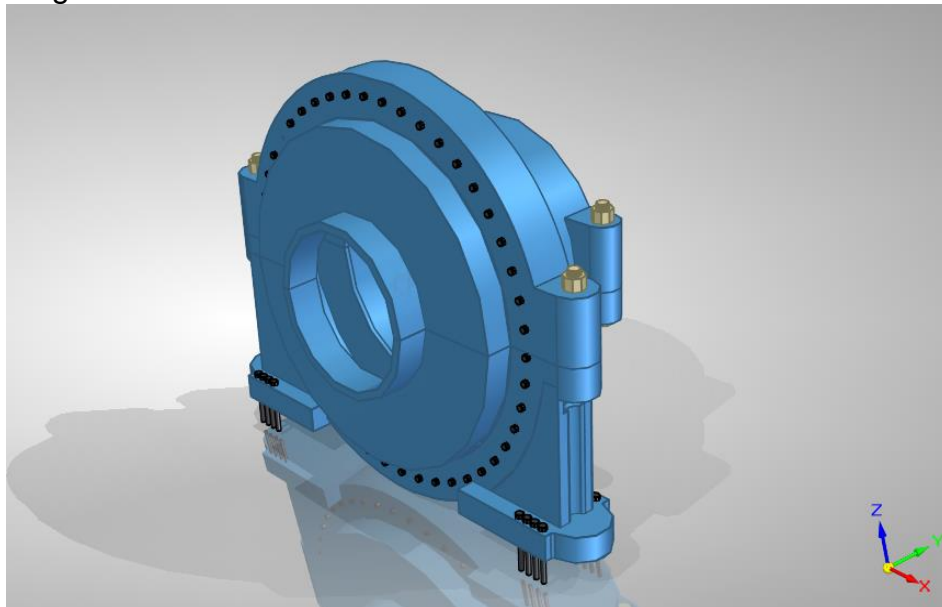
El lubricante a seleccionar tiene que cumplir con las siguientes características:

- ♣ Excelente comportamiento en altas presiones
- ♣ Conservar sus propiedades en temperaturas por debajo de 0 ° C y mayores a 200 ° C
- ♣ Buen funcionamiento en ambientes húmedos
- ♣ Cumplimiento con la especificación API GL-5
- ♣ Alta duración

Para este proyecto se seleccionó el lubricante de marca Valvoline Heavy Duty Synthetic Gear Lubricant, con cumplimiento de la API GL-5. Para ver las características del lubricante seleccionado véase el anexo J.

4.3.9 Diseño de carcasa sistema de transmisión. Al igual que la góndola este es un diseño netamente constructivo donde el criterio más importante es la facilidad de desmonte para el mantenimiento del sistema. Se realiza en un acero estructural ASTM 569 del proveedor Codiacero la laminas Hot Rolled 2,44 x 6,09 mts de espesor 1/8 pulgada.

Imagen 63. Carcasa de la transmisión



4.3.10 Selección del freno. Para el freno se deben hallar las fuerzas a las que estará sometido, fuerzas ejercidas por el eje de baja velocidad y eje de alta, la velocidad del generador (eje de alta) es de 1.800 rpm según el cálculo que se realizó en el apartado 4.3.4. y la del rotor (eje de baja) es de 17,33 rpm, con estos valores se realiza el cálculo de torque por la siguiente ecuación:

$$Tf = \frac{63.000 * T(HP)}{rpm(eA, eB)}$$

Donde:

Tf = Torque para freno

T(HP) = Torque en HP apartado 4.3.4.

eA = Eje alta

eB = Eje de baja

$$Ro = \left( \frac{Tf * 3}{2 * \pi * POTmax(eA, eB) * \mu} \right)^{1/3}$$

Donde:

Ro = Radio externo de disco

POTmax = Potencia máxima en los ejes apartado 4.3.4. = 100 eA y 750 eB

$$Ri = 0,577 * Ro$$

Donde:

Ri = Radio interno de trabajo de disco

$$Ff = \pi * POTmax(eA, eB) * (Ro^2 - Ri^2)$$

Donde:

Ff = Fuerza de frenado

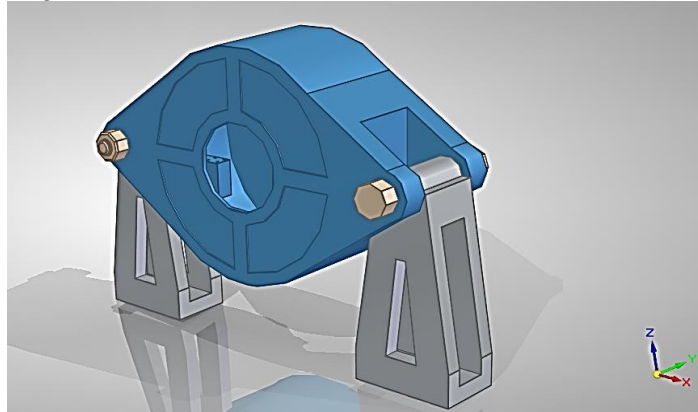
Con las ecuaciones anteriores se tabulan los resultados para cada eje en el siguiente cuadro:

Cuadro 3. Tabulación resultados freno.

Calculo Freno principal						
Revoluciones	Torque	$\mu$	POTmax	Ro	Ri	Fuerza (N)
1.800	30.706,83	0,4	750	3,65	2,11	21.009,7
Calculo Freno auxiliar (eje de baja)						
Revoluciones	Torque	$\mu$	POTmax	Ro	Ri	Fuerza (N)
17,33	3'187.808	0,39	100	33,92	19,58	241.120,7

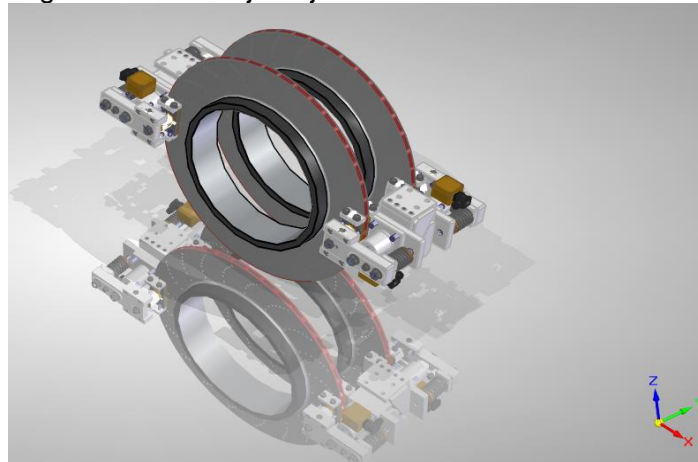
Conociendo las fuerzas, los autores se remiten al catálogo de RINGSPANN proveedores de frenos de alta potencia, se decide seleccionar un freno electromagnético, su referencia es Brake Calipers EV 038 EFM and EH 038 EFM ver anexo (K). Para este freno se diseña una carcasa y soporte de manera constructiva como se muestra a continuación:

Imagen 64 Carcasa del freno



Para este sistema de frenado se seleccionan 2 frenos para el eje de baja y 1 freno para el eje de alta entendiéndose que la fuerza máxima es de 200.000 N.

Imagen 65. Freno eje baja

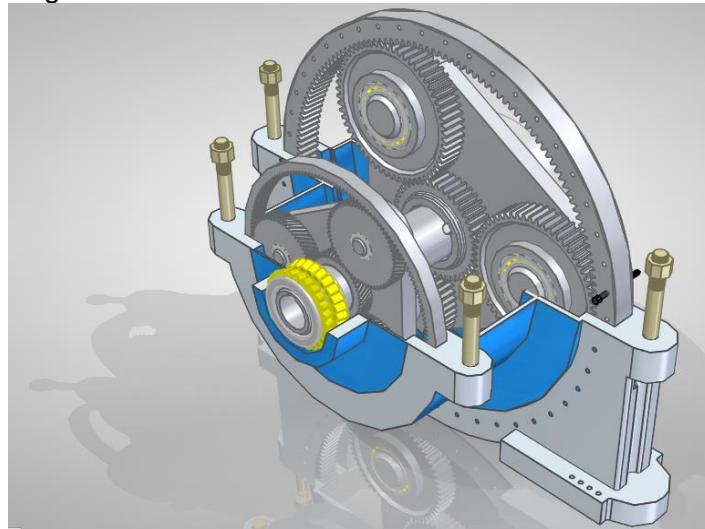


4.3.11 Selección de rodamientos. Para la dinámica de los sistemas, es necesario seleccionar elementos rodantes (rodamientos), los cuales ayudaran en los apoyos y movimiento giratorio el sistema mecánico de transmisión de potencia, estos fueron seleccionados por carga axial, radial y carga dinámica, en el orden de entrada y salida se tienen a continuación el listado de rodamientos con sus respectivas referencias que se podrán apreciar en el anexo L:

- ♣ Rodamiento entrada de la carcasa de transmisión: NKS 619/750 MA
- ♣ Rodamientos planetarios rectos: NKS BT2B 332447
- ♣ Rodamientos planetarios helicoidales: NKS 32052 X
- ♣ Rodamiento de salida del sistema: NKS BT2B 328383/HA1

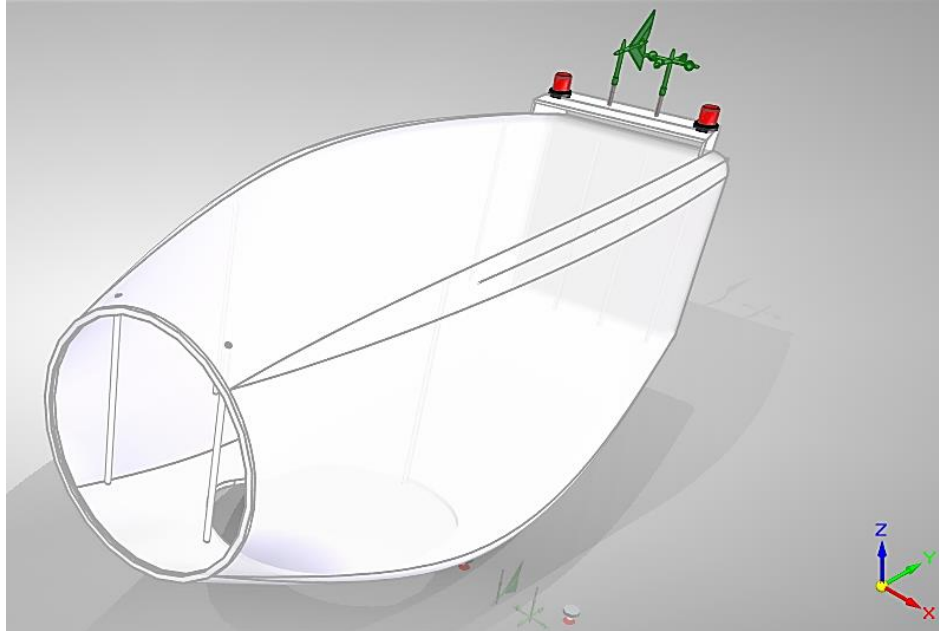
A continuación, se muestra la imagen del sistema donde se pueden apreciar todo el conjunto de transmisión de potencia desarrollado en Solid edge:

Imagen 66. Detalle de rodamientos



4.3.12 Diseño de la góndola. Es el compartimiento que aguarda los elementos mecánicos del aerogenerador, también llamado cuarto de máquinas. Este es un diseño realizado de forma constructiva, que se propone de acuerdo al criterio de los autores tomando como referencia otros aerogeneradores construidos. Para este se tuvo en cuenta la aerodinámica del aerogenerador; por el tamaño este es un factor muy importante, ya que el área que está actuando con el aire es considerable. También, este debe tener los elementos de control como anemómetro, veleta y luces de seguridad para prevenir choques con agentes externos.

Imagen 67. Diseño de gondola



4.3.13 Diseño del chasis. Para este diseño se selecciona el material suministrado por colmena acero, encargados de fabricar perfiles estructurales. En la maquina se utilizará perfil tubular que cumple con las siguientes características:

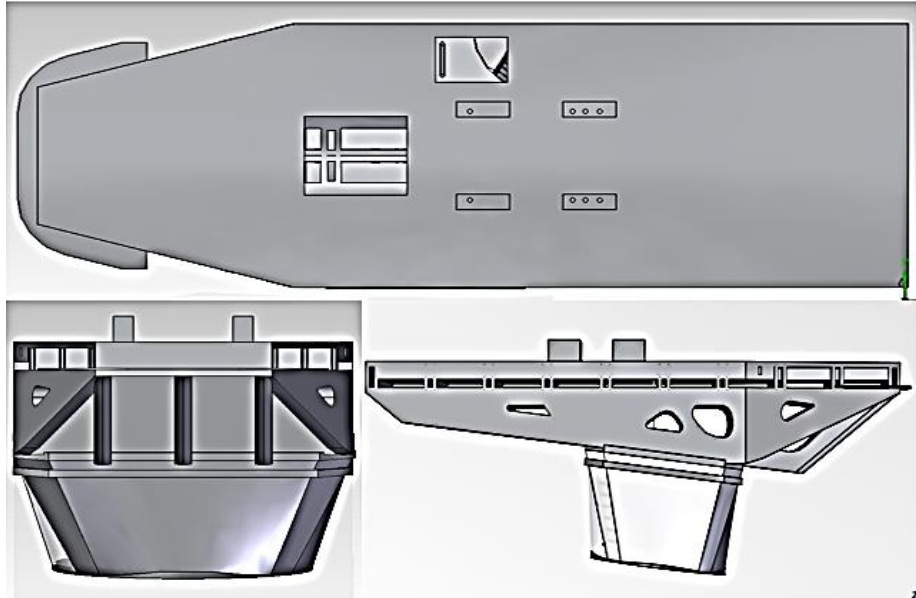
Cuadro 4. Propiedades acero chasis

PROPIEDADES MECÁNICAS REQUERIDAS POR ASTM A-500 GRADO C		
Esfuerzos	Redondos	Cuadrados y Rectangulares
Fluencia $F_y$	3,241 kg/cm <sup>2</sup>	3,522 kg/cm <sup>2</sup>
Último $F_u$	4,368 kg/cm <sup>2</sup>	4,368 kg/cm <sup>2</sup>
Elongación en 2"	21%	21%

El chasis cuenta con perfiles de 10 X10 en medición milimétrica con un espesor de 9 mm.

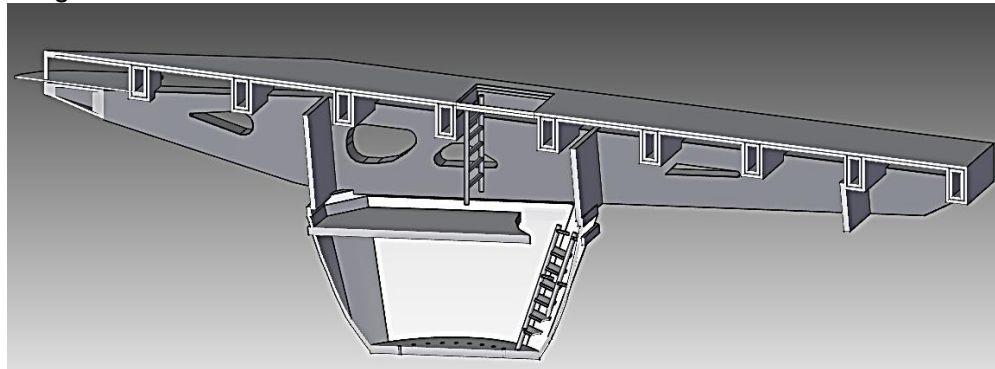
A continuación, se muestra el modelo de la estructura, dicha estructura muestra el ingreso del operario, el sistema de soporte y acople que permite sujetar todo el sistema mecánico de la máquina.

Imagen 68. Vistas del chasis



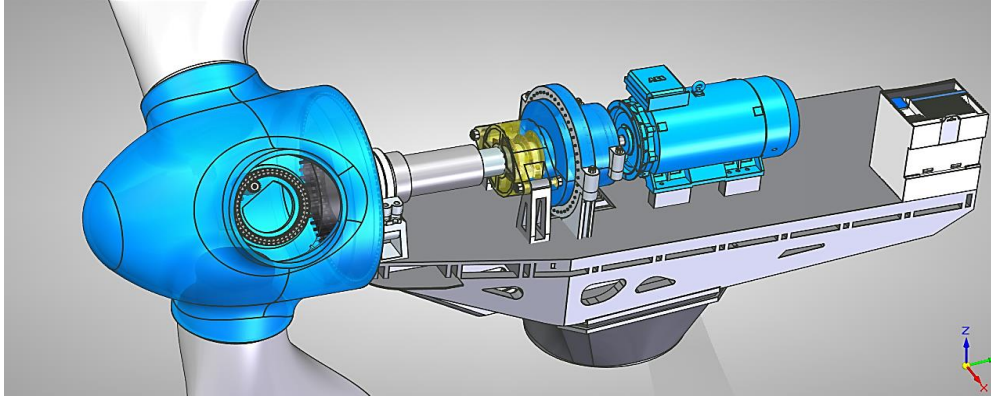
En la anterior imagen se muestran las vistas frontal, lateral y superior del chasis. Este cuenta con una vía de acceso para poder dirigirse de la torre a la góndola como se muestra a continuación:

Imagen 69. Corte del chasis



La base del chasis se encuentra con elementos de soporte de los ejes y elementos mecánicos que están en la góndola. Este es capaz de soportar el peso de estos elementos, junto con el de los operarios que están en el lugar; se admite un máximo de cuatro ocupantes. Cuenta con una plataforma de acceso que permite ingresar al rotor para garantizar un acceso seguro. Véase a continuación el contenido general que soporta el chasis en el cuarto de máquinas.

Imagen 70. Chasis con componentes



En la imagen anterior se muestra las cargas que pueden actuar sobre el chasis y están ubicadas en los siguientes soportes:

- ♣ Soporte principal del eje de baja velocidad
- ♣ Soporte de freno, soporte y apoyo de la transmisión
- ♣ Apoyo del generador
- ♣ Finalmente, el PLC

Se suma a esto las fuerzas de la góndola que están soportadas sobre el chasis. Como lo son las fuerzas móviles causadas por operarios, otros elementos de control y herramientas utilizadas en sitio; fuerzas que se tendrán en cuenta en el momento de modelar el sistema cuando se realice la validación por elementos finitos.

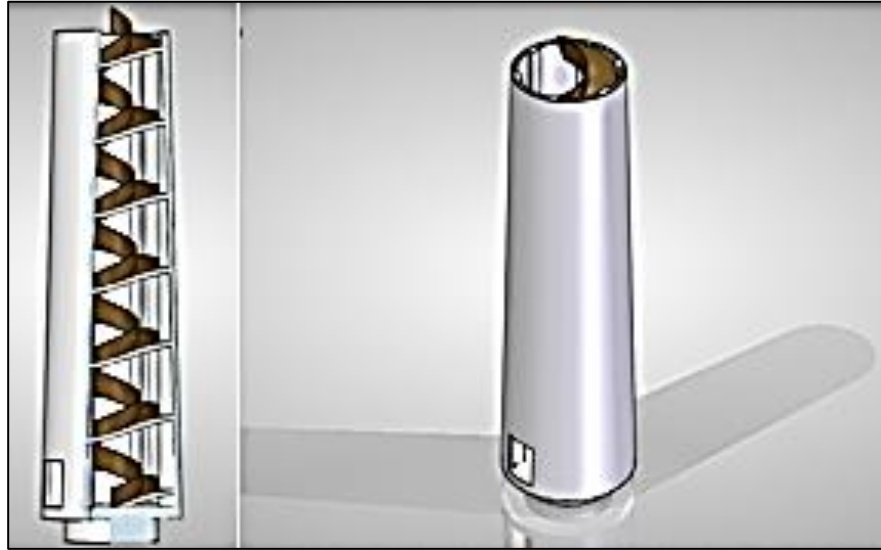
4.3.14 Diseño de la torre. Las torres híbridas son actualmente las más usadas por su resistencia, ya que estas tienen secciones en hormigón y posteriormente secciones metálicas, en este proyecto por las condiciones que se tienen del aire tan denso por la nubosidad del terreno y la humedad, por ello se decide realizar una torre de este tipo.

Inicialmente se realiza la sección de hormigón la cual cuenta con un diámetro inferior de 6.000 mm, la parte superior con un diámetro de es de 4.900 mm y una altura de 21.000 mm, esta cuenta con una entrada y una rampa de acceso para el operario. Las dimensiones anteriores fueron referenciadas de aerogeneradores que ya han sido construidos<sup>52</sup> con las dimensiones mayores esto para crear mayor resistencia y una vida del proyecto más larga ya que las condiciones del lugar son extremas.

---

<sup>52</sup>DISEÑO Y CÁLCULO DE LA TORRE Y LA CIMENTACIÓN DE UN AEROGENERADOR, IÑAKI NÚÑEZ AYALA escuela universitaria de ingeniería técnica industrial de Bilbao pg. 73

Imagen 71. Acceso a torre de hormigón



Esta torre debe estar anclada a una zapata que debe resistir el peso de la máquina en general, esta tiene unas dimensiones de: diámetro = 3 \* diámetro inferior de la torre, y una altura de 21m.

Para el análisis de fuerzas que actúan a parte del peso de las secciones de torre metálica, el peso de la góndola, y el peso del rotor es necesario mirar las fuerzas que actúan sobre la torre generadas por el viento. Que se calcula por la ecuación que se muestra a continuación:

$$F_{vth} = A_{at} * P_v$$

Donde:

$F_{vth}$  = Mayor fuerza ejercida por el viento en la sección de hormigón

$A_{at}$  = Proyección del área del frente de ataque

$P_v$  = Presión ejercida del viento

La proyección del área o área de la sección de la torre del frente de ataque, se calcula a partir del área<sup>53</sup> truncada de la sección de un cono truncado.

$$A_{at} = \pi * (r + R) * g$$

Donde:

$r$  = Radio menor: 2.45mts

---

<sup>53</sup> <http://www.fullmecanica.com/definiciones/f/1214-fuerza-del-viento-presion-del-viento>



R = Radio mayor: 3mts

g = Hipotenusa del triángulo formado

$$g = \sqrt{h^2 + (R - r)^2}$$

Donde:

h = Altura de la sección: 21mts

Reemplazando en las fórmulas se obtienen los siguientes resultados:

$$g = \sqrt{21^2 \text{mts} + (3 - 2,45)^2 \text{mts}} = 21,1 \text{mts}$$

$$Aat = \pi * (2,45 \text{mts} + 3 \text{mts}) * 21,1 \text{mts} = 359,7 \text{mts}^2$$

La presión del viento está dada por la siguiente fórmula para este caso, ya que se puede encontrar en diferentes casos depende a que se enfrenta la masa eólica:

$$Pv = \frac{Cd * \rho * v^2}{2}$$

Donde:

Cd= Coeficiente aerodinámico de resistencia al avance<sup>54</sup>, este coeficiente depende de la sección a la que se enfrenta el viento en este caso es una sección troncocónica para este caso el Cd es de 0.42

$$Pv = \frac{0.42 * 1,1461 \text{kg/m}^3 * 9,16 \text{m/s}^2}{2} = 20,23 \text{N/mts}^2$$

$$Fvth = 359,7 \text{mts}^2 * 20,23 \text{N/mts}^2 = 7.276,854421 \text{N}$$

Para el estudio de las fuerzas que actúa en la torre se realiza la siguiente tabulación:

---

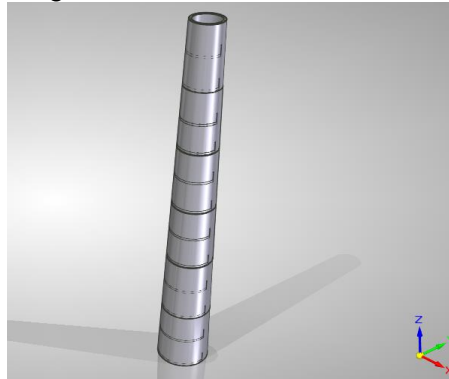
<sup>54</sup> <http://www.zonagravedad.com/modules.php/modules.php?name=News&file=print&sid=776>

Tabla 30. Tabulación fuerza torre hormigón

h (mts)	V (m/s <sup>2</sup> )	R (mts)	r (mts)	G (mts)	A (m <sup>2</sup> )	P (N/m <sup>2</sup> )	F (N)
2,0	4,2	3,0	2,9	2,0	37,4	4,3	159,4
4,0	5,7	2,9	2,9	4,0	73,4	7,7	568,3
6,0	6,5	2,9	2,8	6,0	108,2	10,2	1108,7
8,0	7,1	2,8	2,8	8,0	141,6	12,2	1733,6
10,0	7,6	2,8	2,7	10,0	173,7	13,9	2416,7
12,0	8,0	2,7	2,7	12,0	204,5	15,4	3140,2
14,0	8,3	2,7	2,6	14,0	233,9	16,6	3891,2
16,0	8,6	2,6	2,6	16,0	262,1	17,8	4659,9
18,0	8,8	2,6	2,5	18,0	288,9	18,8	5438,4
20,0	9,1	2,5	2,5	20,0	314,5	19,8	6220,0

La anterior tabla muestra el comportamiento de las fuerzas por secciones divididas para la simulación de elementos finitos.

Imagen 72. Diseño torre metálica



Para el cálculo de la torre metálica se realiza el mismo procedimiento de la sección de hormigón. Esta sección metálica tiene un diámetro de 3 metros superior el cual permitió el gradiente de inclinación a lo alto de ella, este diámetro está dado por la corona que se seleccionó en el apartado 4.2.7 , en esta sección se realiza un seccionamiento de 6 metros de alto, ya que las láminas comerciales que se encuentran en el mercado tienen esta dimensión, el proveedor de dicha lamina es Codiacer, las láminas que se utilizarán en el proyecto para la construcción de la torre metálica son laminas hot rolled 2,44 x 6,09 Mts . Con un espesor de 1 pulgada, la brida tendrá un espesor de 4 pulgadas.

Imagen 73. Seccionamiento torre metálica

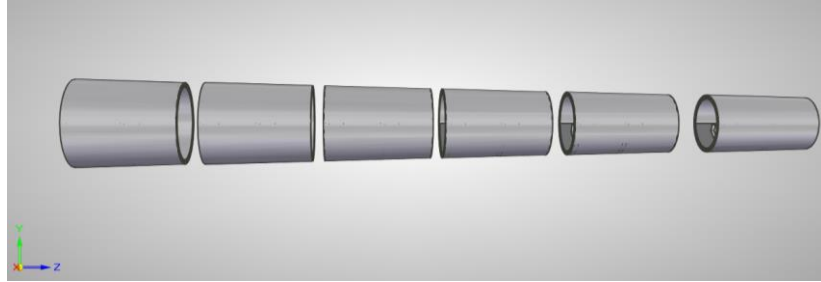
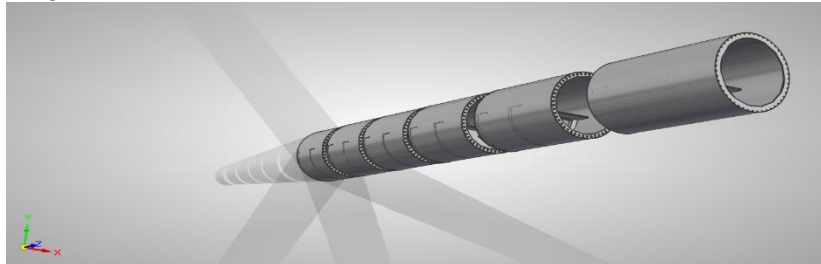


Imagen 74. Seccionamiento torre metálica vista 2



A continuación, se puede observar la tabulación de las fuerzas del viento que actúan sobre esta sección de la torre

Tabla 31. Fuerzas torre metálica

h(mts)	v(m/s <sup>2</sup> )	R (mts)	r (mts)	g (mts)	a (m <sup>2</sup> )	P (N/m <sup>2</sup> )	F (N)
22,0	9,3	2,45	2,42	22,0	336,9	20,7	6961,7
24,0	9,4	2,4	2,37	24,0	361,6	21,5	7771,1
26,0	9,6	2,4	2,32	26,0	383,1	22,3	8531,7
28,0	9,8	2,3	2,27	28,0	403,4	23,0	9277,1
30,0	9,9	2,3	2,21	30,0	422,3	23,7	10004,0
32,0	10,1	2,2	2,16	32,0	439,9	24,3	10709,4
34,0	10,2	2,2	2,11	34,0	456,2	25,0	11390,6
36,0	10,3	2,1	2,06	36,0	471,2	25,6	12045,1
38,0	10,4	2,1	2,00	38,0	484,9	26,1	12670,4
40,0	10,5	2,0	1,95	40,0	497,3	26,7	13264,6
42,0	10,6	2,0	1,90	42,0	508,3	27,2	13825,5
44,0	10,7	1,9	1,85	44,0	518,0	27,7	14351,3
46,0	10,8	1,8	1,80	46,0	526,4	28,2	14840,2
48,0	10,9	1,8	1,74	48,0	533,5	28,7	15290,7
50,0	11,0	1,7	1,69	50,0	539,3	29,1	15701,1
52,0	11,1	1,7	1,64	52,0	543,8	29,6	16069,9
54,0	11,2	1,6	1,59	54,0	546,9	30,0	16395,8
56,0	11,2	1,6	1,53	56,0	548,7	30,4	16677,5

En la torre se presenta una disminución de la fuerza del viento que está dada por la interferencia del rotor, en este caso como se modelara la torre en las condiciones críticas se desprecia el factor de interferencia, porque hay momento en que el terreno deja la torre libre al viento y este se considera el momento de fuerza crítico para la torre en cuanto a fuerzas del viento.

La torre seccionada tiene un anclaje por medio de una brida agujerada con pernos M30, esta brida tiene un espesor de 10 cm por cada sección el elemento perno tiene un longitud de vástago de 20 cm y sección de rosca 2 veces el diámetro del tornillo que equivale a 6 cm, los esfuerzos de este son a cortante ya que la torre sufre estos por la acción del viento, en cada sección el perno calculado fue de la primera sección, ya que esta es la que recibe mayor esfuerzo, se tiene encuentra en este cálculo que hay doble cortante, por tanto en la ecuación es  $F/2Ac$ . Véase a continuación los valores calculados en el cuadro.

Cuadro 5. Pernos torre

	Fuerza de corte (kN)	Fuerza corte por perno (kN)	Área de corte (kN)	Esfuerzo cortante (MPa)	Limite a tensión material (MPa)	limite a cortante material	FC T
Perno crítico torre	1.162,99	23,267	0,1	18.721,75	690.000	380.820	20,34

Dónde:

FC T = factor de seguridad del tornillo.

4.3.15 Resumen del diseño. Habiendo desarrollado el anterior proceso de diseño, se llega a la visualización completa de la máquina. A continuación, se muestran varias imágenes del resultado obtenido

Imagen 75. Aerogenerador completo

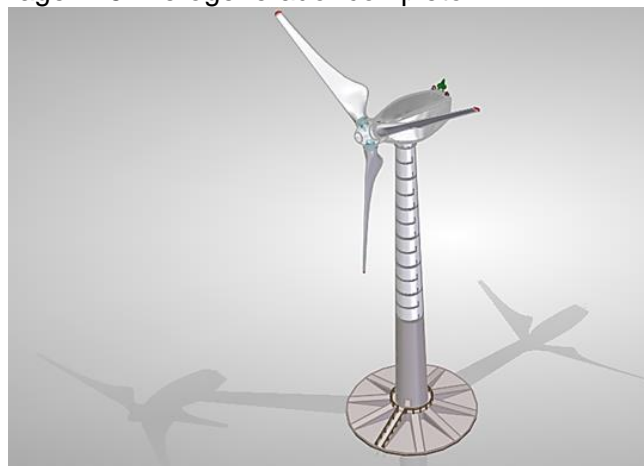


Imagen 76. Aerogenerador completo vista 2



## ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se realizará una validación de resistencia mecánica de los elementos críticos, para ello se utilizará el software NX, SIEMENS. El programa permite simular elementos fabricados en SOLID EDGE, el cual se utilizó para el diseño de la máquina, se realizará simulación de esfuerzos mecánicos.

Los elementos a los cuales se les realizará simulación o que son seleccionados como críticos en este proyecto, son; las palas del rotor, ya que estas tienen una longitud considerablemente alta, el chasis el cual tiene que resistir esfuerzos tan grandes como el del rotor y finalmente simulación de la torre, esta está sometida a todas las fuerzas que ejercen los pesos de la totalidad de la máquina y adicionalmente la fuerza del viento sobre su sección de corte al viento, este área es un área bastante grande a la cual las fuerzas del viento son extremas.

### 5.1 SIMULACIÓN PALA DEL ROTOR

Para esta simulación se considera la fuerza ejercida del viento mayor que es la fuerza ascensional o también llamada fuerza de sustentación, se considera la condición extrema que es el ángulo mayor al cual el elemento es sometido a la totalidad de la fuerza de sustentación, este ángulo es de  $90^\circ$ . En este caso la pala está entregada totalmente a la fuerza del viento. Se realiza una restricción de resistencia fija en la parte de sujeción de la torre con la corona de posicionamiento pitch, y finalmente para aplicar las fuerzas se realiza el seccionamiento del apartado 4.3.2 en la tabla 26 de fuerza ascensional el cual se puede apreciar en las siguientes imágenes;

Imagen 77. Pala vista viento 1

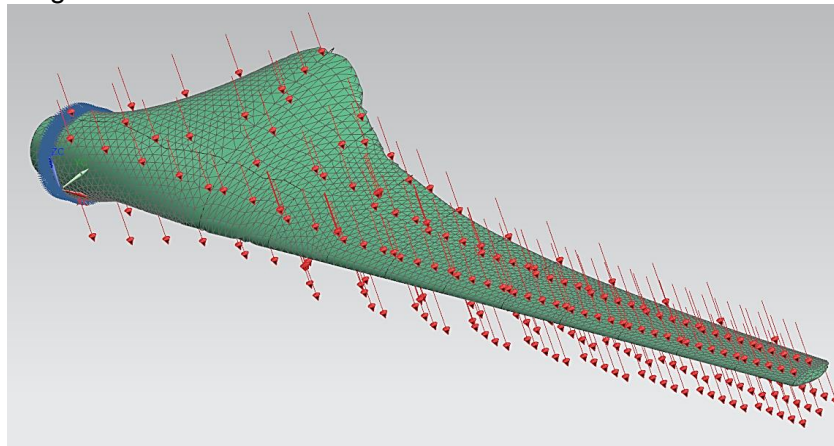
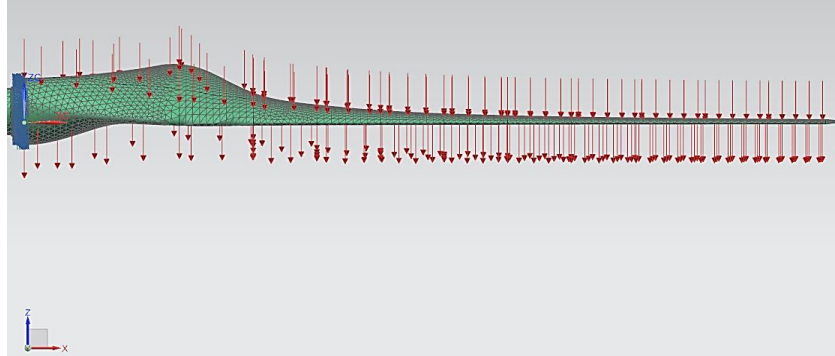


Imagen 78. Pala vista viento 2



En las imágenes anteriores se puede apreciar la acción del viento de acuerdo a las secciones, donde la sección más lejana al punto de sujeción recibe una fuerza mayor, esto considerando que puede encontrarse estáticamente a una velocidad del viento a una altura mayor, esta es de una magnitud más alta que en el centro del rotor y la fuerza por área de rechazo es mayor.

5.1.1 Selección del material. El material que se selecciona para el modelamiento es un ortótropo el cual es un compuesto de fibra de vidrio-resina epoxi con una densidad<sup>55</sup> de 2.1 g/cm<sup>3</sup>, las propiedades mecánicas se presentan a continuación: ver anexo M.

Cuadro 6. Propiedades mecánicas material pala

<b>E<sub>11</sub> (GPa)</b>	<b>E<sub>22</sub> (GPa)</b>	<b>E<sub>33</sub> (GPa)</b>	<b>G<sub>12</sub> (GPa)</b>	<b>G<sub>13</sub> (GPa)</b>	<b>G<sub>23</sub> (GPa)</b>	<b>ν<sub>12</sub></b>	<b>ν<sub>13</sub></b>	<b>ν<sub>23</sub></b>
25.5	8.7	6	6.25	2.4	2.4	0.1	0.3	0.3

<b>X (MPa)</b>	<b>X' (MPa)</b>	<b>Y (MPa)</b>	<b>Y' (MPa)</b>	<b>Z (MPa)</b>	<b>Z' (MPa)</b>	<b>S<sub>12</sub> (MPa)</b>	<b>S<sub>13</sub> (MPa)</b>	<b>S<sub>23</sub> (MPa)</b>
575	-575	388	-388	60	-60	415	35	35

Fuente:[https://books.google.com.co/books?id=Olb5CZWG\\_yMC&pg=PA628&lpg=PA628&dq=propiedades+mecanicas+compuesto+fibra+de+vidrio+resina&source=bl&ots=nibFgpkjGC&sig=W8aMRTCCQ9pFAQKWBUUgz\\_AYCI&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwjgoaXjrTMAhVBXR4KHQvhDjIQ6AEINDAE#v=onepage&q=propiedades%20mecanicas%20compuesto%20fibra%20de%20vidrio%20resina&f=false](https://books.google.com.co/books?id=Olb5CZWG_yMC&pg=PA628&lpg=PA628&dq=propiedades+mecanicas+compuesto+fibra+de+vidrio+resina&source=bl&ots=nibFgpkjGC&sig=W8aMRTCCQ9pFAQKWBUUgz_AYCI&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwjgoaXjrTMAhVBXR4KHQvhDjIQ6AEINDAE#v=onepage&q=propiedades%20mecanicas%20compuesto%20fibra%20de%20vidrio%20resina&f=false)

Con estos valores del material se realizó la simulación de los esfuerzos máximos, concentración de esfuerzos y desplazamientos máximos que se pueden apreciar en las siguientes imágenes;

<sup>55</sup><http://www.gazechim.es/blog/132-propiedades-resina-poliester-y-fibra-de-vidrio.html>

Imagen 79. Pala vista esfuerzo máximo 1

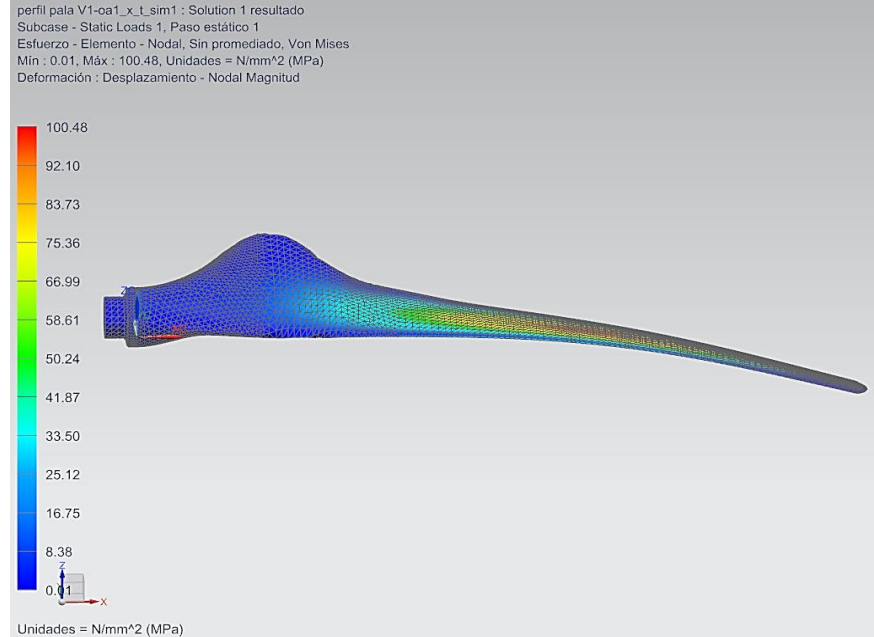
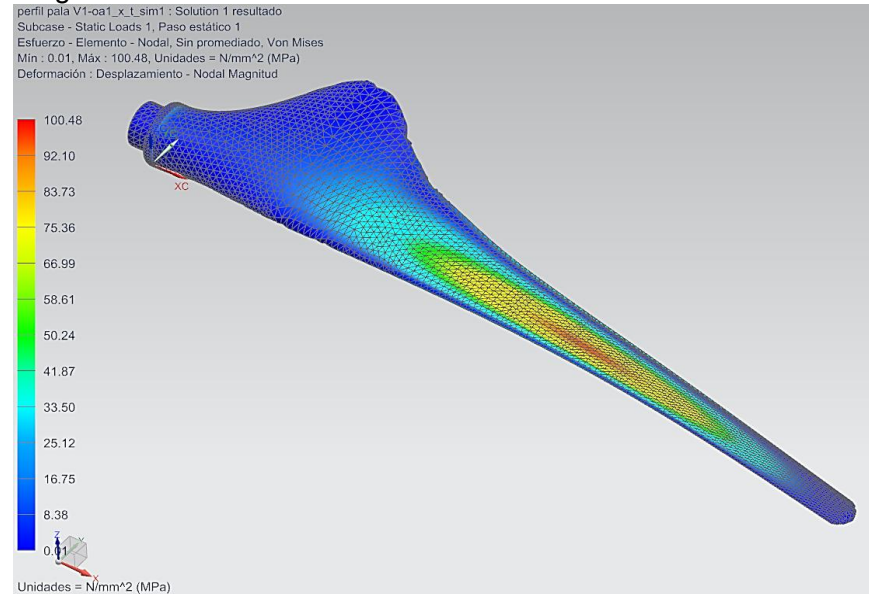


Imagen 80. Pala vista esfuerzo máximo 2

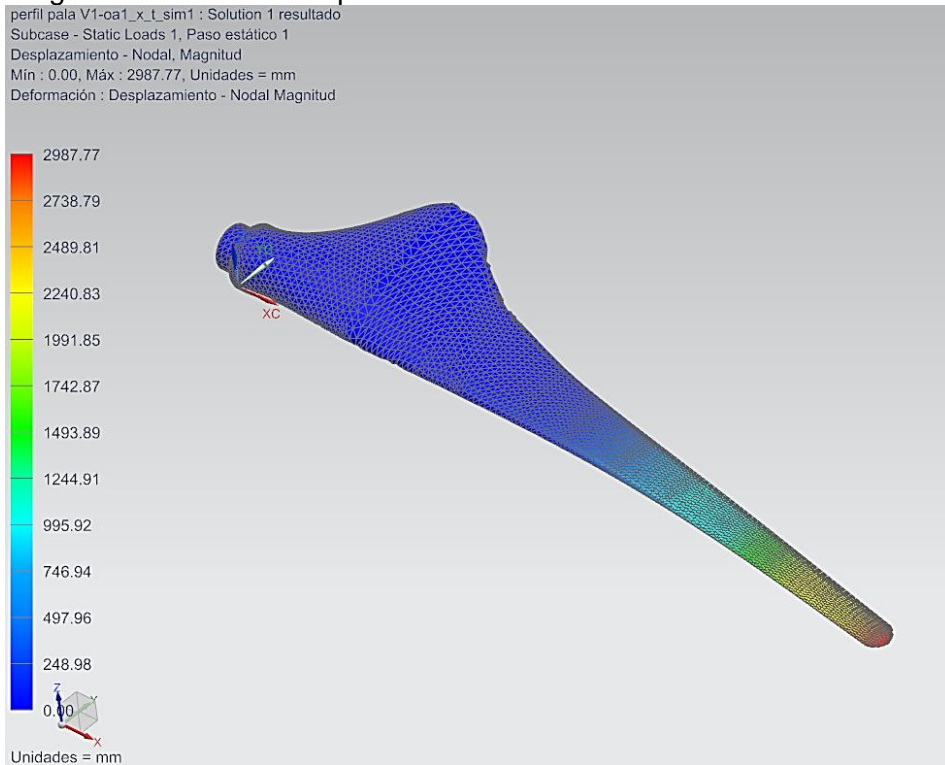


En la solución de la simulación el software entrega los resultados que se aprecian en las imágenes, donde el esfuerzo máximo se concentra en la franja roja y el mínimo en el área azul, el máximo esfuerzo es de 100,48 MPa y el elemento compuesto cuenta con límite de flexión de 1.750 MPa<sup>56</sup>, lo que quiere decir que está muy lejos de una deformación plástica, es viable para este proyecto.

<sup>56</sup> Ibit. Pg 115

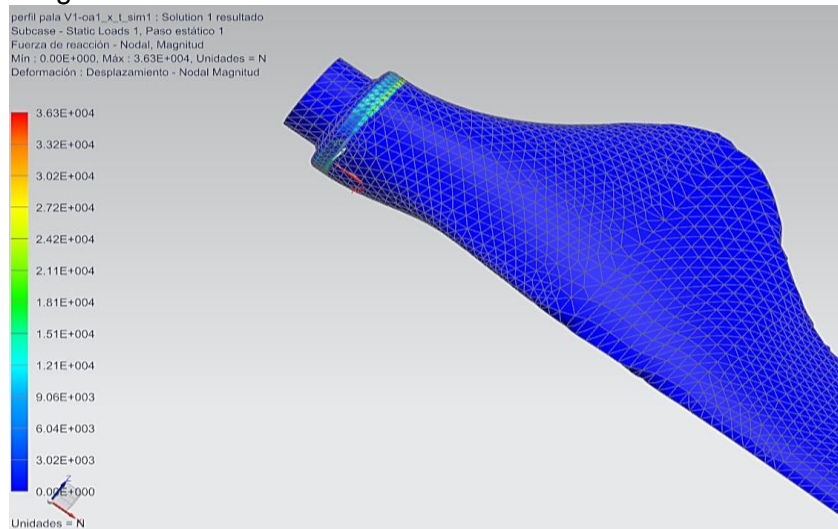


**Imagen 81. Pala vista desplazamiento máximo**



Observando la imagen anterior se obtiene el desplazamiento máximo cuyo valor es de un aproximado de 3 m, para la dimensión de la pala cuya longitud es de 23 m, es un valor muy bajo, en una relación de porcentaje se habla de un 13 % aproximado, esto no va a afectar en gran manera el funcionamiento del aerogenerador.

**Imagen 82. Pala vista reacciones**



La mayor fuerza a la resistencia se observa en el apoyo como se puede observar en la imagen anterior y es de 36.300 N, donde comparando con el análisis de fuerzas del apoyo o corona de posicionamiento ella resiste un máximo de 6.000 kN.

## 5.2 SIMULACIÓN TORRE

5.2.1 Torre de hormigón. Para el análisis de la torre se decide separar la sección metálica de la sección de hormigón, ya que el software no permitió el modelamiento de dos materiales, la primera sección que se analiza es la sección de hormigón la cual está sometida a cargas generadas por el viento en el gradiente ascensional y la fuerza del peso ejercida por los elementos y componentes que soporta.

Tabla 32. Fuerzas del viento sección hormigón

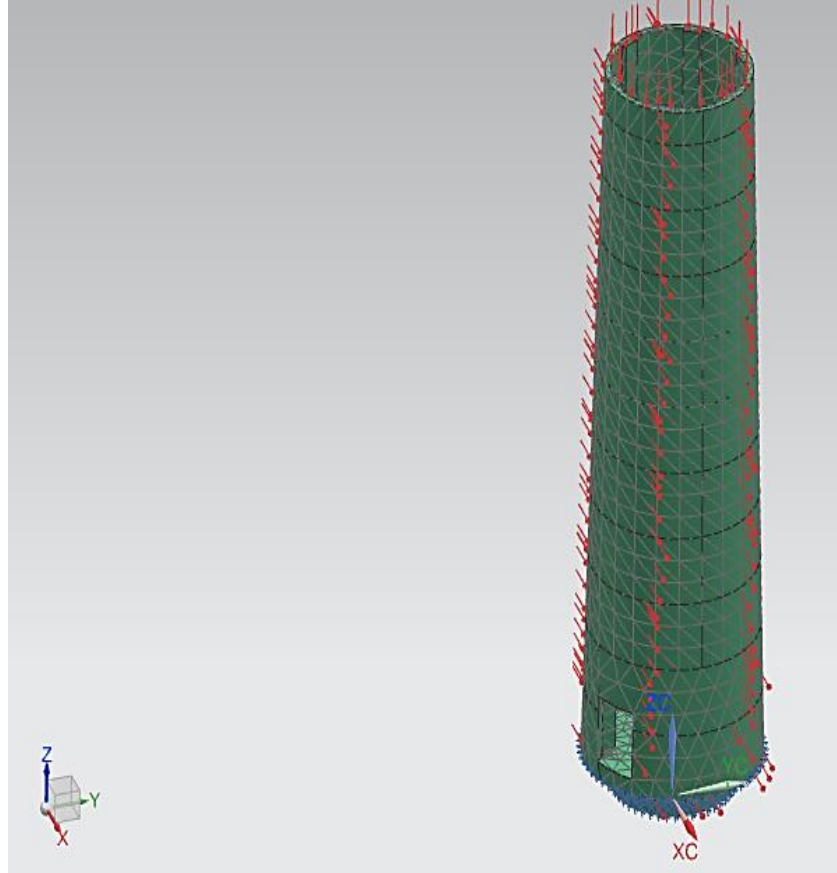
h(mts)	F (N)
2,0	159,4
4,0	568,3
6,0	1.108,7
8,0	1.733,6
10,0	2.416,7
12,0	3.140,2
14,0	3.891,2
16,0	4.659,9
18,0	5.438,4
20,0	6.220,0

Tabla 33. Peso grupos

GRUPO	PESO (kN)
Rotor	441,98
Góndola	964,64
Torre	696,74
TOTAL	2.103,37

Las fuerzas de la torre actúan de la siguiente manera como se muestra en la imagen a continuación:

Imagen 83. Fuerzas sección hormigón



Se observa en la imagen el peso de todo elemento que actúa sobre la superficie superior, se toman las fuerzas seccionadas de la torre en una dirección, la torre cuenta con una materia de concreto llamado hormigón reforzado cuyas propiedades mecánicas se tabulan a continuación:

Cuadro 7. Propiedades hormigón

PROPIEDADES MECÁNICAS HORMIGÓN REFORZADO				
Tensión <sup>57</sup>	32	Kg/cm2	0,31	N/cm2
Compresión	365	Kg/cm2	3,58	N/cm2
Flexión	40	Kg/cm2	0,39	N/cm2
Módulo E <sup>58</sup>	247.108	Kg/cm2	2424,12	N/cm2
Young	27	Mpa	264,87	N/cm2

<sup>57</sup> Disponible en línea en: [http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0120-56-092011000300004#t1](http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0120-56-092011000300004#t1)

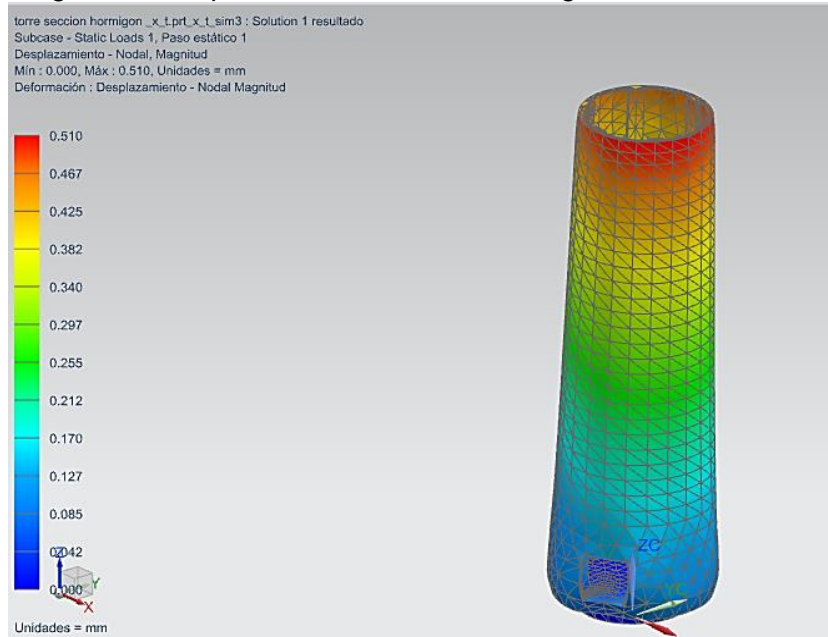
<sup>58</sup> Disponible en línea en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Anexo:Constantes\\_el%C3%A1stopl%C3%A1sticas\\_de\\_diferentes\\_materiales#cite\\_note-1](https://es.wikipedia.org/wiki/Anexo:Constantes_el%C3%A1stopl%C3%A1sticas_de_diferentes_materiales#cite_note-1)

Cuadro 7. (Continuación)

Módulo de corte <sup>59</sup>	128086,88	Kg/cm2	1256,532	N/cm2
Poisson	0,24		0,002354	
Densidad <sup>60</sup>	2,4	ton/m3	2.400	kg/m3

Con el material y las fuerzas aplicadas sobre la torre, el software arroja los siguientes resultados:

Imagen 84. Desplazamiento máximo hormigón



Se nota el mayor desplazamiento de la torre y es en la parte alta que es la reacción de la fuerza del viento que actúa sobre ella y encima de ella, este desplazamiento es en condiciones máximas y es despreciable, véase a continuación esfuerzos que se generan en la torre;

<sup>59</sup>Disponible en línea en: [https://www.academia.edu/7434561/DISE%C3%91O\\_EN\\_CONCRETO\\_ARMADO](https://www.academia.edu/7434561/DISE%C3%91O_EN_CONCRETO_ARMADO)

<sup>60</sup>Disponible en línea en: <http://es.slideshare.net/ricardozambrano/fundamentos-concreto-armado>

Imagen 85. Esfuerzo elemental hormigón

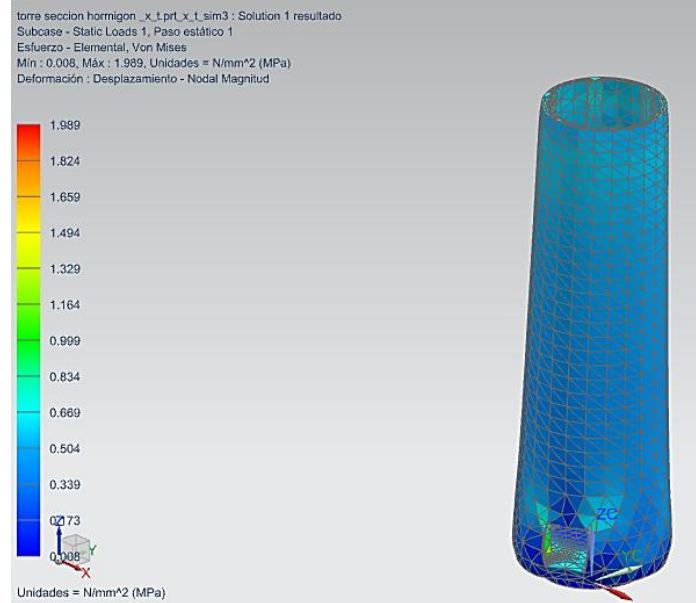
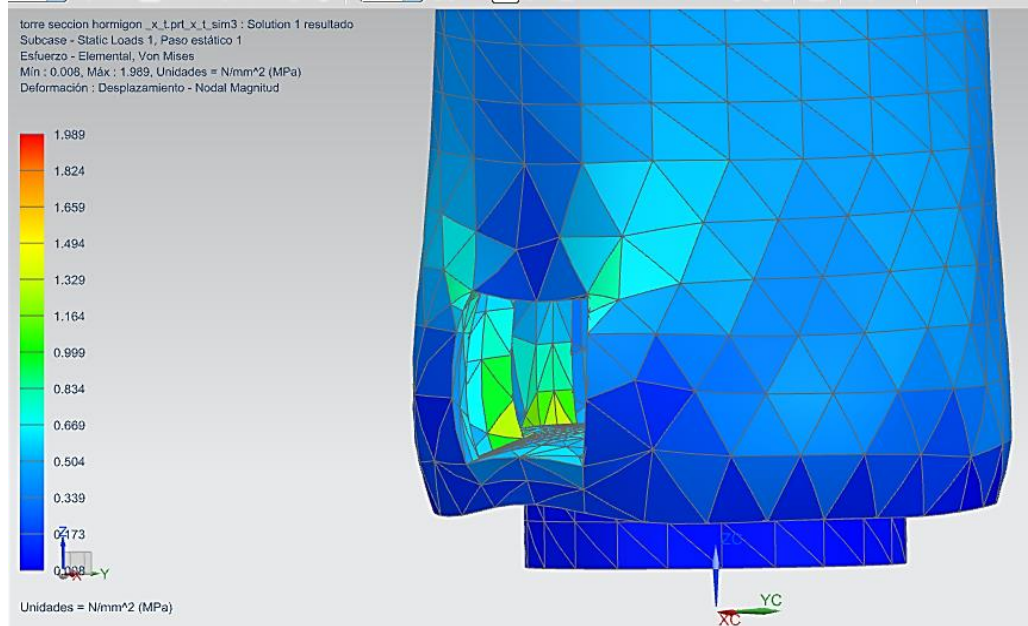


Imagen 86. Esfuerzo elemental hormigón localizado



En las anteriores imágenes se muestran los esfuerzos del conjunto, se puede notar la acumulación de esfuerzos en la puerta de acceso y el mayor es de 1,9 MPa, continuación el esfuerzo elemental – nodal;

Imagen 87. Esfuerzo elemental-nodal hormigón

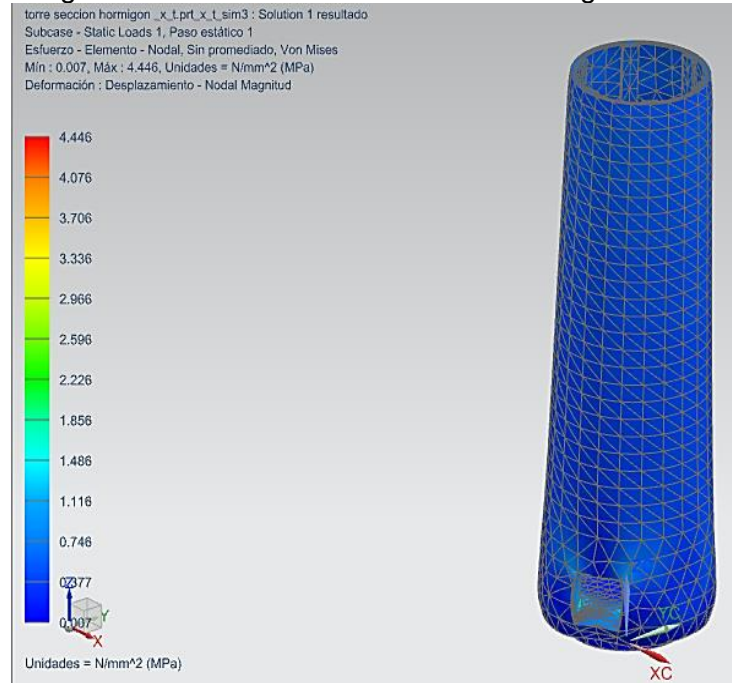


Imagen 88. Esfuerzo elemental-nodal hormigón x-y-z

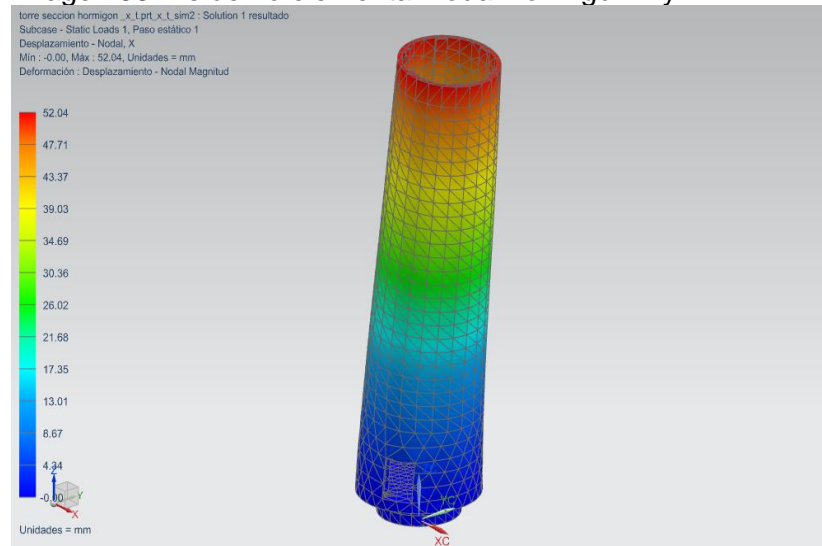


Imagen 89. Plano xy

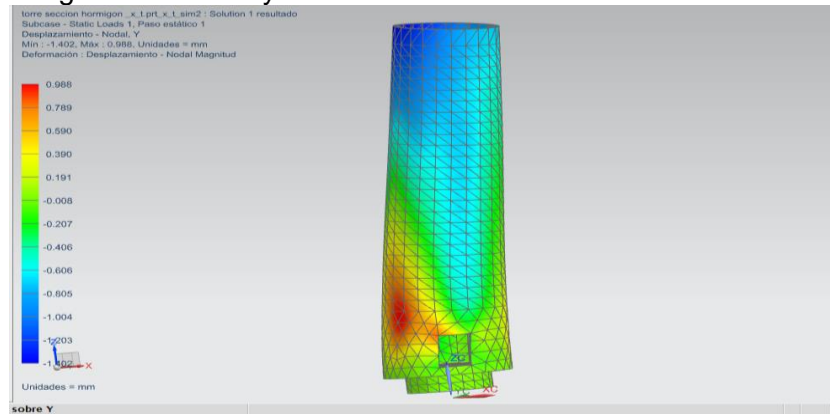
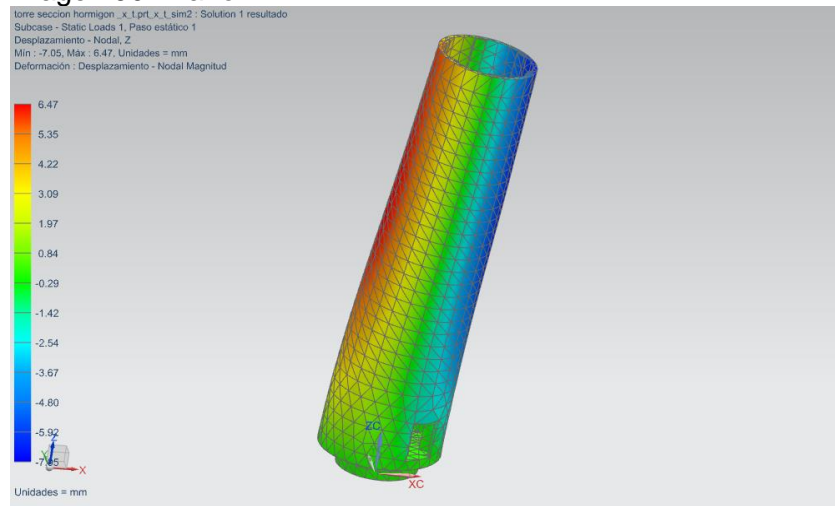


Imagen 90. Plano xz



Con el valor máximo del resultado anterior se desarrolla el factor de seguridad de la torre mediante la siguiente fórmula;

$$f_c = \frac{\sigma_u}{\sigma_r} = \frac{2.424,12 \frac{N}{cm^2} * \left( \left( \frac{1cm}{10mm} \right)^2 \right)}{4.446MPa} = 5,45$$

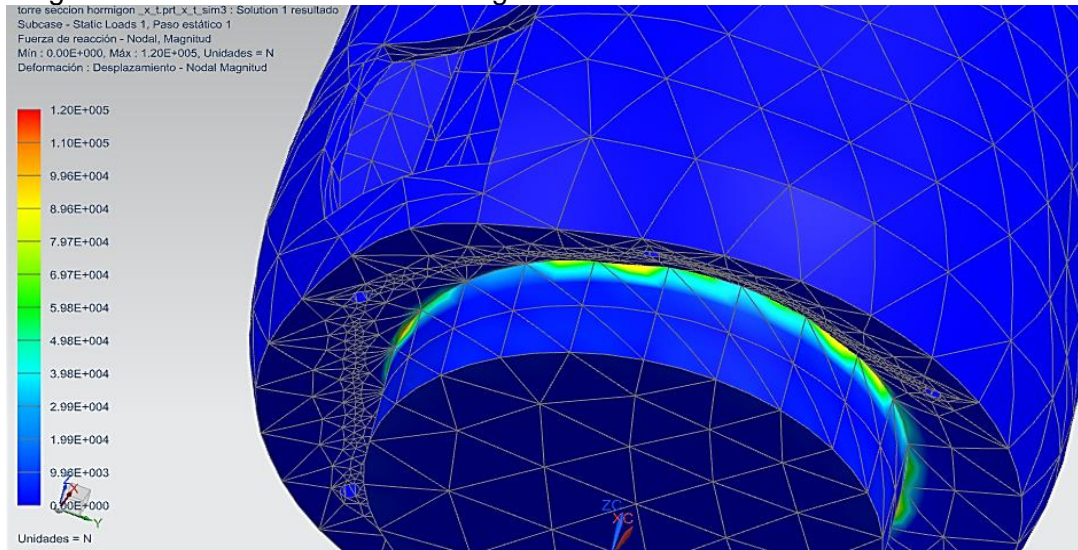
Dónde;

$\sigma_u$  = Límite elástico

$\sigma_r$  = Esfuerzo máximo del resultado

El factor de seguridad es de 5,45, es un factor adecuado para sistemas eólicos expuestos al público.

Imagen 91. Fuerzas reacciones hormigón



El anterior resultado es el esfuerzo en las reacciones. La mayor fuerza que se aplica sobre la reacción es de 120.000 N, este valor debe ser soportado por a zapata

5.2.2 Torre metálica situación. En la torre metálica se realiza el mismo procedimiento de la sección de hormigón, como primera medida se presentará el seccionamiento con sus respectivas fuerzas.

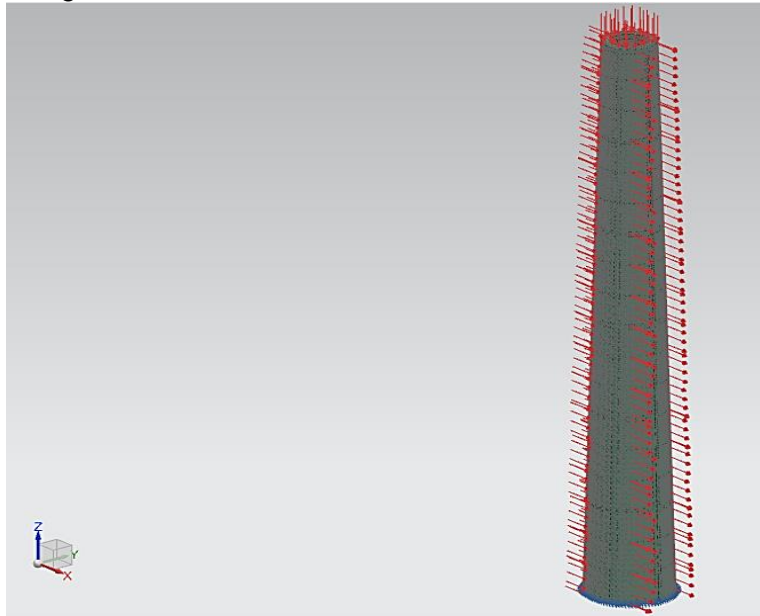
Tabla 34. Fuerzas torre metálica

h(mts)	F (N)
22	6.961,7
24	7.771,1
26	8.531,7
28	9.277,1
30	10.004
32	10.709
34	11.391
36	12.045
38	12.670
40	13.265
42	13.825
44	14.351
46	14.840
48	15.291
50	15.701
52	16.070
54	16.396
56	16.677



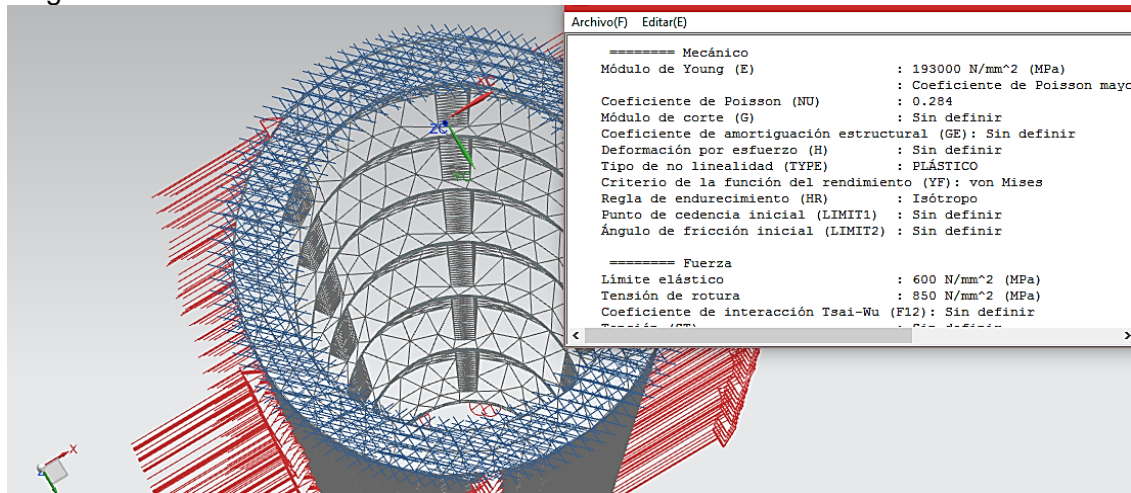
La torre debe sostener el peso de la góndola y el rotor igual a 140.662 N, como fuerza en el eje Z, además de estas fuerzas cuenta con la fuerza aerodinámica 11'641.816,83 N que es la que impulsa la turbina de manera axial, véase a continuación;

Imagen 92. Malla fuerzas sección metálica



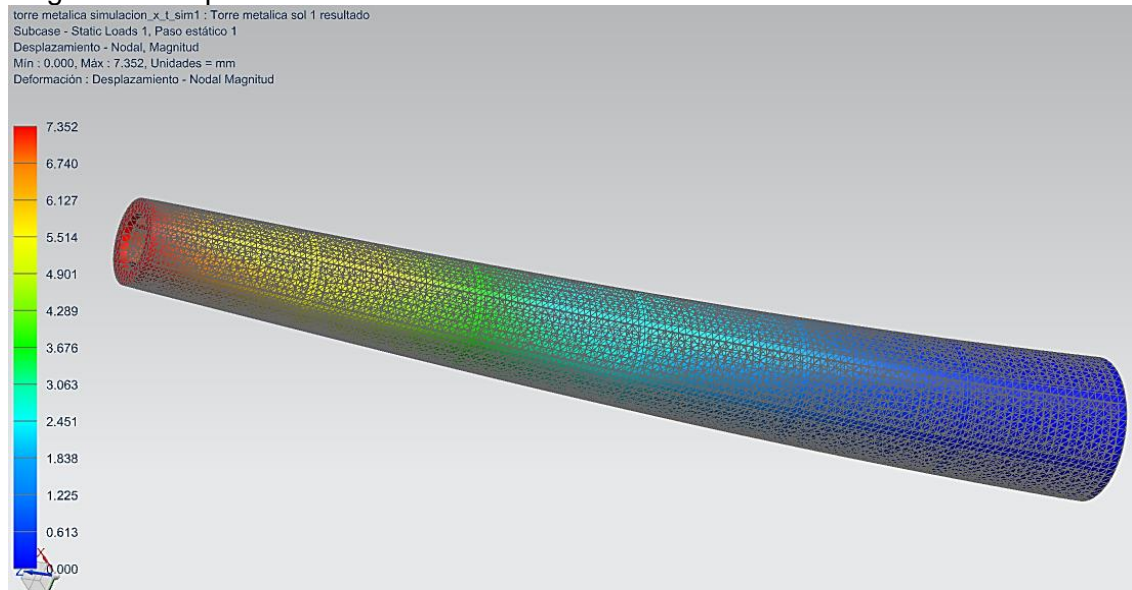
El material utilizado para esta sección es un acero A514 grado a, véase anexo N cuyo límite de fluencia es de 600MPa. Véase la siguiente imagen;

Imagen 93. Material sección metálica



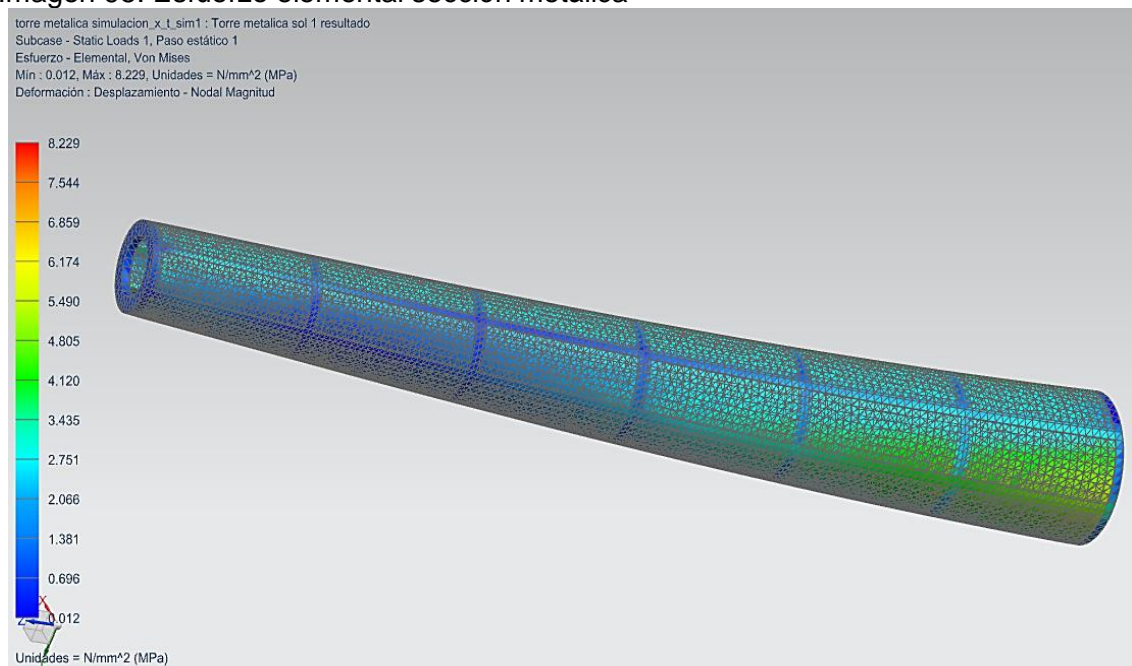
En la próxima imagen se ven los resultados de desplazamiento;

Imagen 94. Desplazamiento de sección metálica



Donde el mayor desplazamiento es por la acción del viento, es un desplazamiento de 7,352 mm.

Imagen 95. Esfuerzo elemental sección metálica



El esfuerzo máximo presentado en el resultado de esfuerzo elemental es de 8.229 MPa, véase a continuación el elemental nodal:

Imagen 96. Esfuerzo elemental-nodal sección metálica

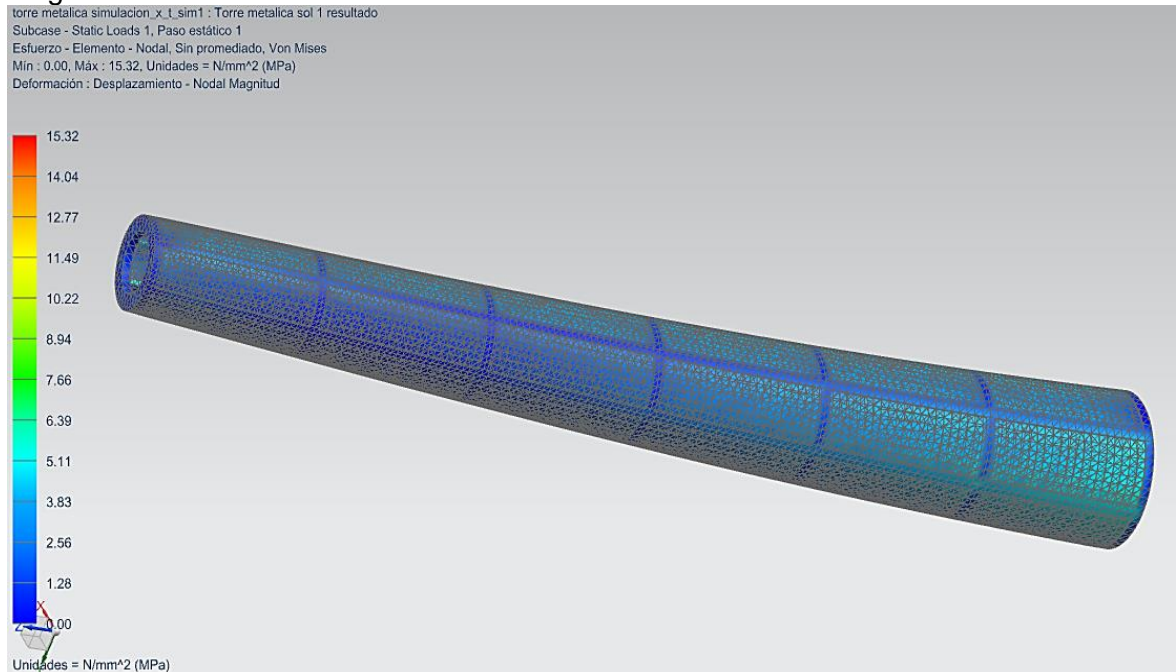
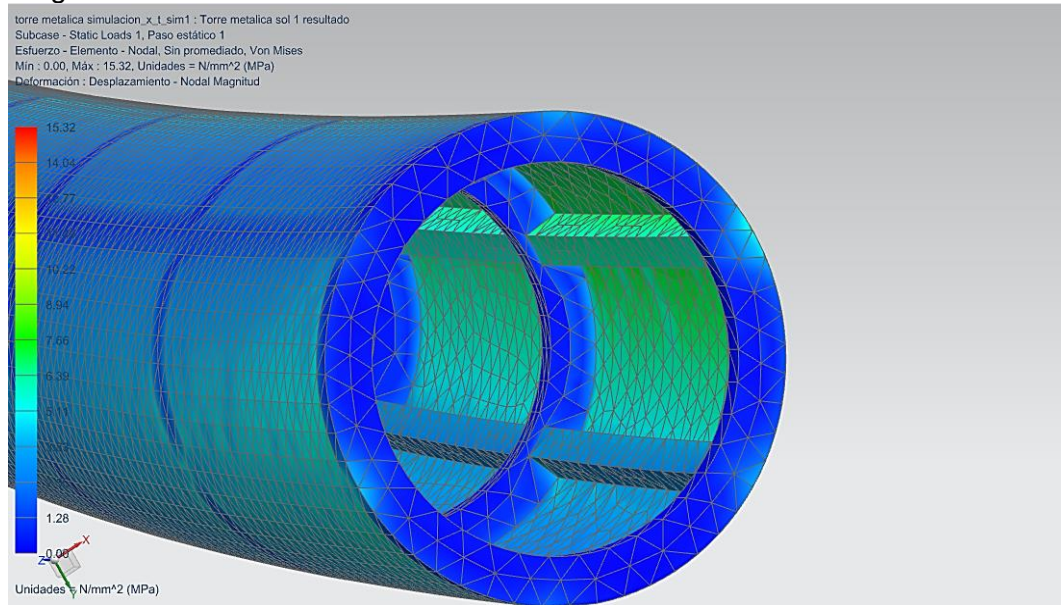


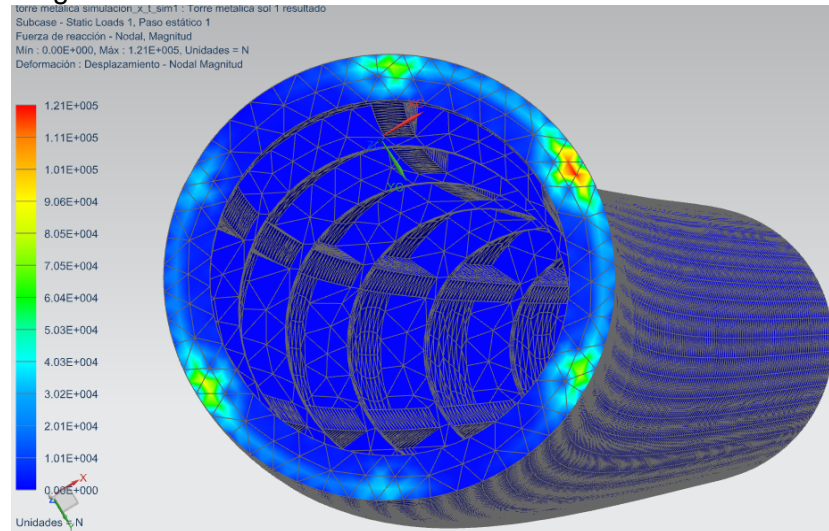
Imagen 97. Esfuerzo elemental-nodal sección metálica situado



Se aprecia en la imagen el valor máximo de esfuerzo elemental-nodal, tal resultado es 15,32 MPa, el cual se concentra en la base en la cara contraria al viento, el factor de seguridad para esta es de 39,2 pieza calculado como se mostró en la sección hormigón, este valor está en un rango alto, pero analizando su mayor desplazamiento, en una construcción de esta no es posible cambiar sus cualidades por factores como vibraciones o condiciones extremas del ambiente como tormentas

por ello su límite elástico está tan lejos del esfuerzo que se genera en el sector. A continuación, se ven los esfuerzos en los apoyos cuyo valor máximo es de 120.000 N.

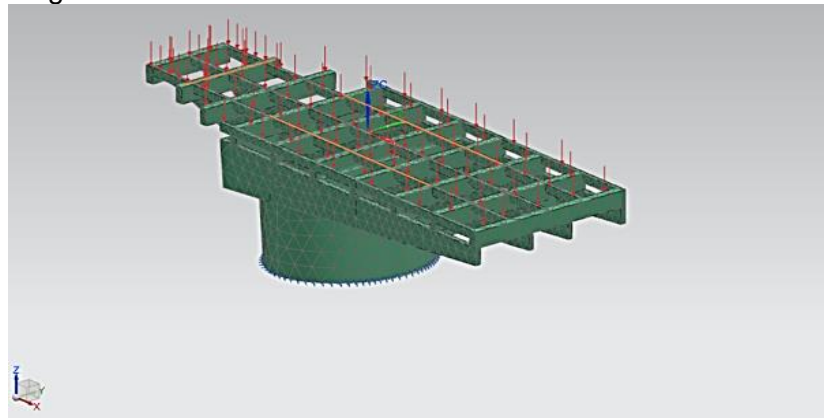
Imagen 98. Fuerzas en reacciones sección metálica



### 5.3. SIMULACIÓN CHASÍS

Se modela el soporte del cuarto de máquinas, este se toma como componente crítico ya que tiene que resistir pesos en grandes cantidades y en apoyos con grados importantes de dificultad, el material utilizado para esta simulación fue el acero a 500 grado C véase anexo Ñ, con un esfuerzo de fluencia de 350 Mpa.

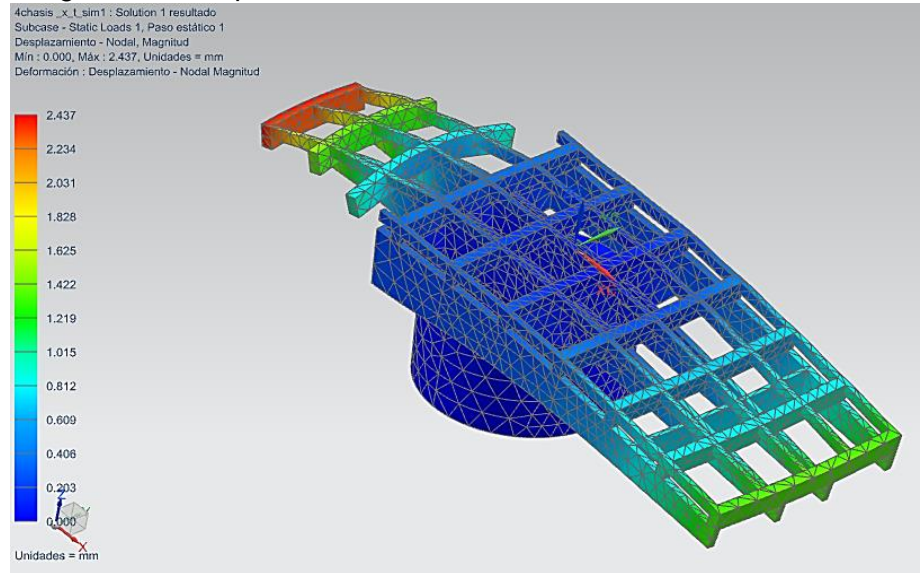
Imagen 99. Fuerzas del chasis



Para esta construcción se analizan las fuerzas de los componentes que están sobre la máquina, estos situados en la viga principal y algunos apoyos en especial marcados con la línea naranja, los cuales soporta todos los componentes

mecánicos, también se analiza una carga distribuida del piso, y en el frente el peso total del rotor.

Imagen 100. Desplazamiento del chasis



Los resultados mostraron un desplazamiento máximo de 2,437 mm, y este es producido por el rotor, en la parte posterior de la góndola presenta un desplazamiento de 1,422 mm aproximadamente.

Imagen 101. Esfuerzo elemental chasis

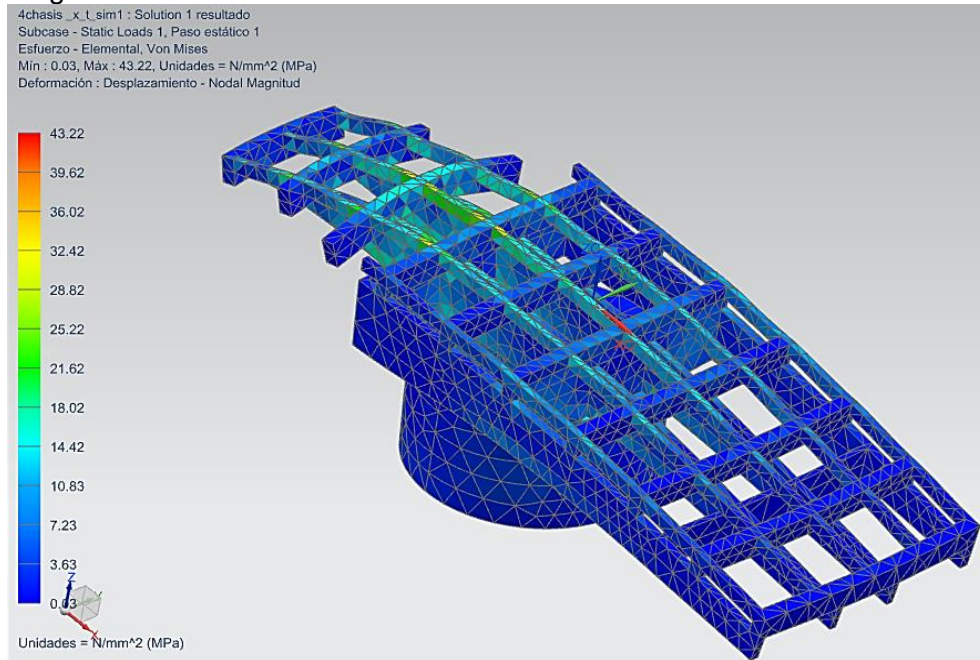


Imagen 102. Esfuerzo elemental-nodal chasis

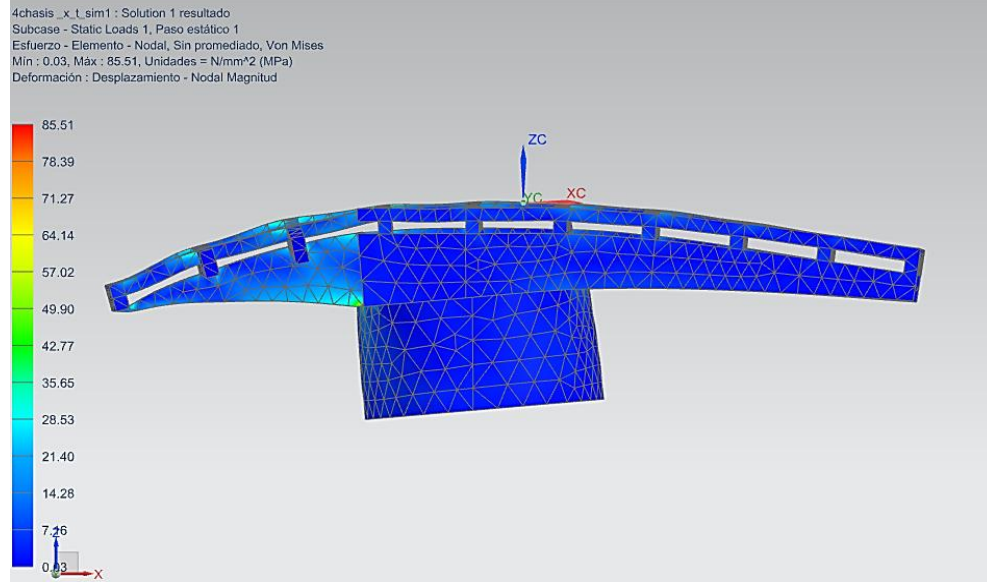
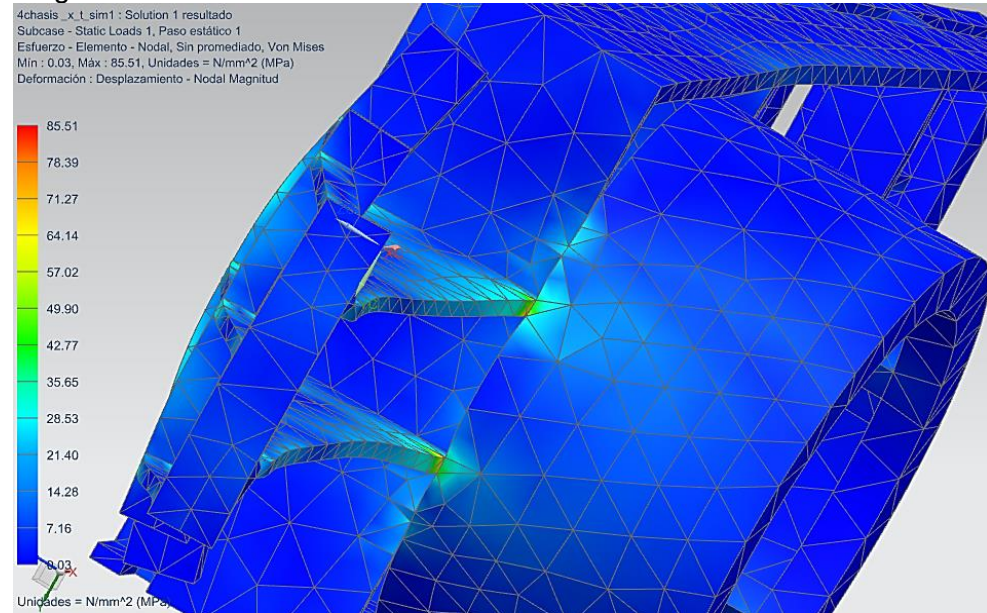
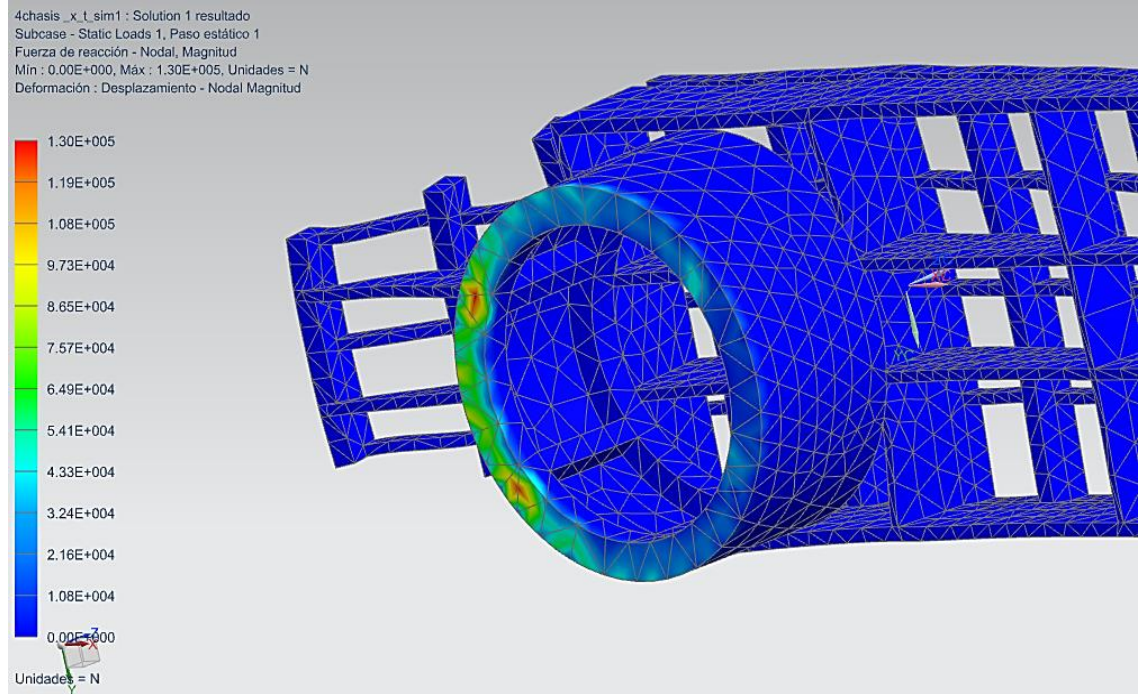


Imagen 103. Esfuerzo elemental-nodal situado chasis



El mayor esfuerzo que tiene este elemento está situado en el acople circular con las secciones estructurales, como se nota en la imagen anterior el esfuerzo máximo para este es de 85,51MPa, este modelo garantiza un factor de seguridad de 4,1.

Imagen 104. Fuerza reacciones chasis

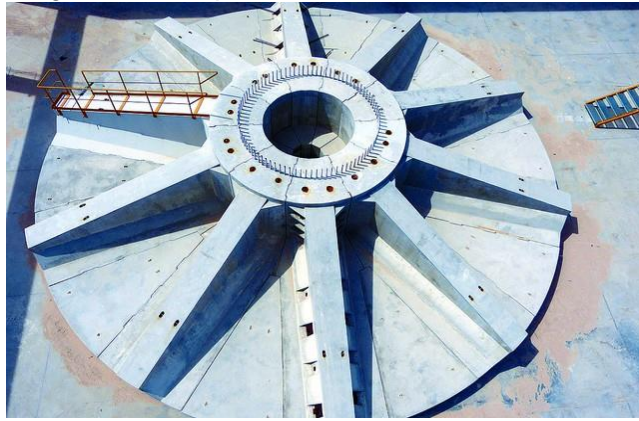


## MANUALES

### 6.1 MANUAL DE INSTALACIÓN

6.1.1 Instalación de la torre. Para la instalación de la torre, se debe preparar previamente el terreno donde va a quedar finalmente el aerogenerador, este proceso se debe llevar a cabo con una cimentación y una compactación del terreno para que soporte cargas no inferiores a 4 Kg/cm<sup>2</sup>, una vez se haya realizado la compactación del terreno, se debe realizar la obra civil de la zapata.

Imagen 105. Zapata



Fuente: <http://i.promecal.es/IMG/2012/E082288E-04BD9E91-1DFF7FC4AAB59EDE.JPG>

Una vez terminada la obra de la zapata, se procede a instalar los tramos de la sección de la torre, donde se utilizan grúas de oruga o grúas celosía. Estas grúas van a levantar cada tramo y llevarlo al punto de ensamble correspondiente; se iniciará con las secciones de hormigón y posteriormente las secciones metálicas. Una vez que la grúa fije cada sección en el punto indicado, el personal de construcción técnica debe fijar los pernos de sujeción y realizar empalmes de cimentación en las secciones de hormigón y en las secciones metálicas se realiza el proceso de sujeción por pernos (Pernado) junto con el refuerzo de soldadura.



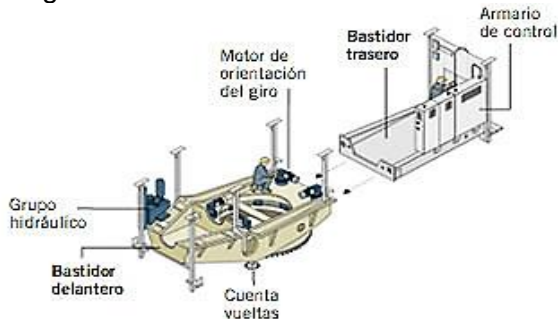
Imagen 106. Instalación torre



Fuente: <http://www.gamesacorp.com/es/productos/servicios/aerogeneradores/disenoyfabricacion/procesofabricacionmontaje.html>

6.1.2 instalación de la góndola. En el ensamble de la góndola se debe hacer un previo ensamble de los elementos mecánicos y de generación eléctrica. Como factor primario se debe hacer el ensamble del bastidor o chasis; este tendrá dos secciones que irán perneadas y luego soldadas como refuerzo.

Imagen 107. ensamble de chasis

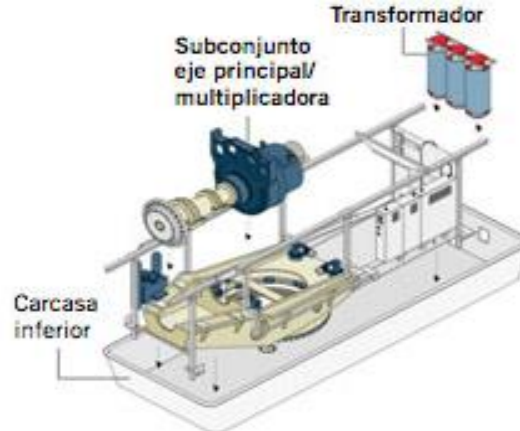


Fuente: <http://www.gamesacorp.com/recursos/img/productos/servicios/aerogeneradores/disenoyfabricacion/1-ensamblaje-del-bastidor.jpg>

Una vez ensamblado el bastidor, se realiza el ensamble de la corona de posicionamiento, esta debe instalarse con una secuencia de apriete según el catálogo de ISB(), y este se debe realizar cada 600 horas de trabajo. Para el apriete de la rosca es aconsejable utilizar llaves dinamométricas. Se deben utilizar tornillos con vástago parcialmente roscado, y el apriete en el momento de instalación se debe realizar en tres pasadas: una de 30, una de 70 y una de 100 % del valor de apriete mostrada en la tabla.



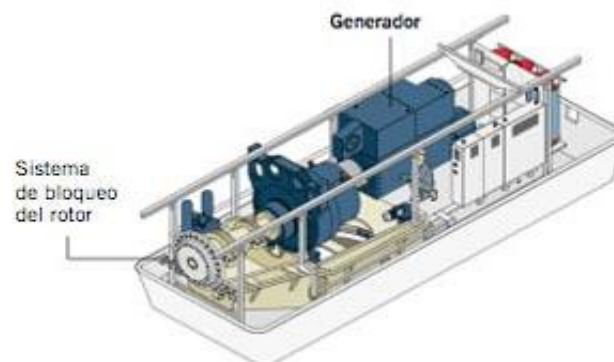
Imagen 109. ensamble sistemas 1



Fuente:<http://www.gamesacorp.com/es/productosservicios/aerogeneradores/disenoyfabricacion/procesofabricacionmontaje.html>

Cuando el bastidor está ensamblado en conjunto con el sistema de multiplicación y el transformador como se muestra en la figura anterior, es instalado el sistema de control, que también hace parte del gráfico anterior, este debe ser sujetado, seguido se instalará el generador y el sistema de bloqueo o freno. Los elementos son sujetos y alineados, estando todo en su lugar se hacen ensayos de funcionamiento de los sistemas automáticos de los movimientos mecánicos que hacen parte del control total de la máquina. Dentro del sistema de control está incluido la verificación de movimientos de las coronas, control de freno y revoluciones, sobrecalentamientos, e indicadores.

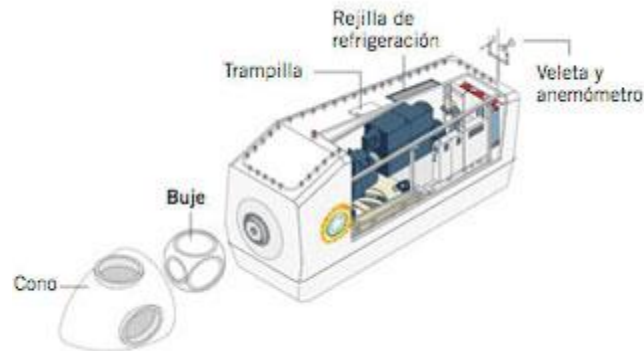
Imagen 110. Ensamble generador



Fuente:<http://www.gamesacorp.com/recursos/img/productosservicios/aerogeneradores/disenofabricacion/3ensamblajeelgenerador.jpg>

Una vez instalados los sistemas internos, se realizará el ensamble de la carcasa de la máquina, esta incluirá; góndola, buje, y cono. Esta ya quedara preparada en planta para luego ser llevada al parque eólico.

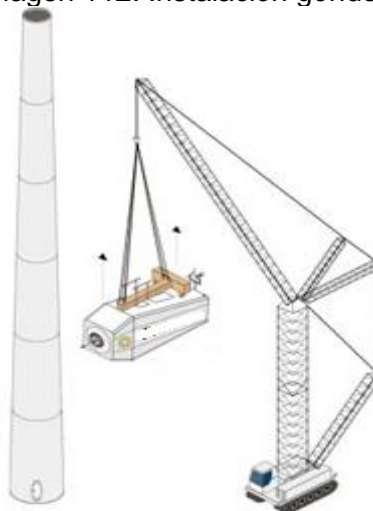
Imagen 111. Ensamble góndola



Fuente: <http://www.gamesacorp.com/recursos/img/porductosservicios/aerogeneradores/disenofabricacion/4ensamblaje-de-la-carcasa.jpg>

Estando en el parque la turbina se procede a instalar mediante grúa la máquina sobre la torre, esta debe ser puesta en posición y perneada la corona en el lugar de fijación de ella.

Imagen 112. Instalación góndola

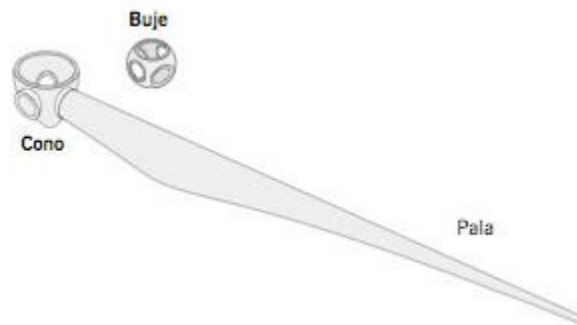


Fuente: <http://www.gamesacorp.com/recursos/img/porductosservicios/aerogeneradores/disenofabricacion/2-montaje-de-la-nacelle-.jpg>

En el montaje del rotor se acoplan las palas al buje, este estará sujetado a la pala por medio de una corona, se perneara como se muestra en el catálogo de coronas

de ISB. Cuando estén las tres palas en su lugar se coloca el cono, y posteriormente se realiza el trabajo de grúa que llevará el sistema a su lugar de fijación que es la brida del eje de bajas revoluciones y así se finalizaba el aerogenerador, se realizarán pruebas de funcionamiento de la máquina con los controles automáticos y finalmente se pondrá en marcha.

Imagen 113. Ensamble rotor



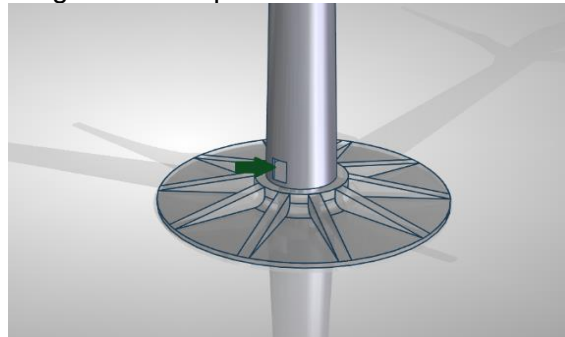
Fuente:<http://www.gamesacorp.com/recursos/img/productos-servicios/aerogeneradores/disenio-fabricacion/3-montaje-del-rotor.jpg>

## 6.2 MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

En este numeral se contemplarán todos los factores que se deben tener en cuenta para la puesta en marcha de la máquina. A continuación, se describirá cada factor;

- ♣ El operario debe inspeccionar la máquina antes de ingresar a ella, se debe revisar indicadores de funcionamiento.
- ♣ Ingresar a la plataforma del primer nivel de la máquina, aquí encontrará instrucciones de acceso, como: manual de seguridad y salud ocupacional, manual de mantenimiento, etc.

Imagen 114. Inspección de manuales



- ♣ Como tercera medida el operario sube hasta el bastidor o góndola, por la ruta de acceso.

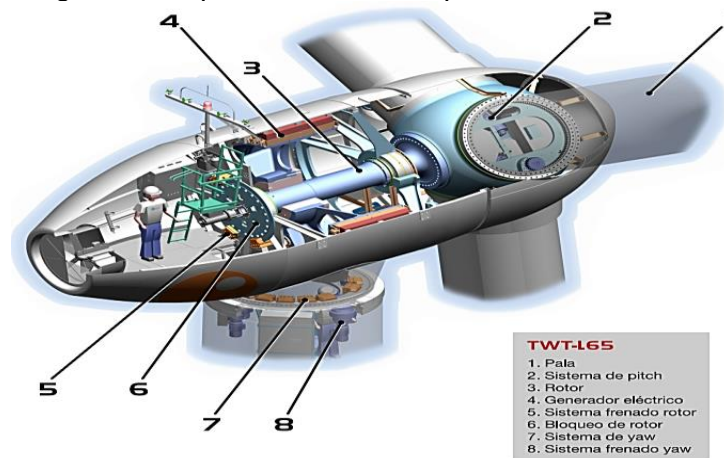
Imagen 115. Acceso a la góndola



Fuente: [https://www.google.com.co/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi00sGGp-7LAhWJdR4KHbzyCSUQjRwIBw&url=http%3A%2F%2Fespeloa.ctiva.blogspot.com%2F2011\\_02\\_01\\_archive.html&psig=AFQjCN Evf80qTY7jgEWWnxBg1aIN2Rf6nA&ust=1459629354055787](https://www.google.com.co/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi00sGGp-7LAhWJdR4KHbzyCSUQjRwIBw&url=http%3A%2F%2Fespeloa.ctiva.blogspot.com%2F2011_02_01_archive.html&psig=AFQjCN Evf80qTY7jgEWWnxBg1aIN2Rf6nA&ust=1459629354055787)

- ♣ En el bastidor se realiza la inspección de; controles, alineación de la máquina, funcionamiento del freno, energía de controles de los sistemas automáticos. En principio el plc de la maquina debe estar apagado y configurado al modo manual, aquí el operario deberá hacer las revisiones preliminares del sistema de control como movimientos rotacionales de las palas, giro de góndola, control de revoluciones, donde la máquina debe iniciar en ángulos mínimos para generar velocidades bajas que se puedan controlar, cuando la máquina esté girando se enciende el controlador a modo automático, y la máquina deberá funcionar en condiciones normales, de lo contrario se realizarán los mantenimientos correctivos.

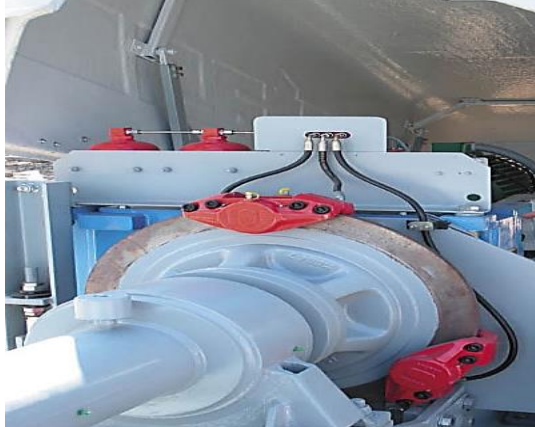
Imagen 116. Operación de la maquina



Fuente: <http://www.mtoi.es/documentacion/catalogo-twt-es.pdf>

- ♣ El paro de la máquina se debe hacer programado, este se hará cuando se realice mantenimiento o en caso de emergencia si hay sobrecalentamiento en los sistemas mecánicos y eléctricos. El freno de bajas velocidades tendrá un paro por emergencia.

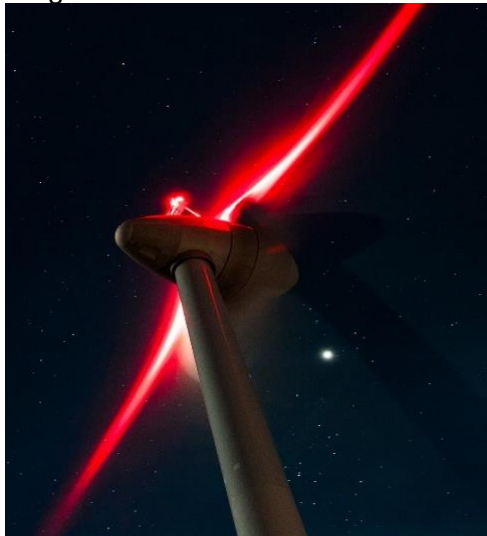
Imagen 117. Accionamiento de freno



Fuente: <http://i.imgur.com/QF5j5.jpg>

- ♣ Una vez la máquina esté funcionando correctamente el operario debe estar al tanto de los controladores, revisar relaciones de velocidades. Y la generación de energía, la máquina como tal, solo necesita supervisión ya que cuenta con un dispositivo de control bastante alto, en la noche el operario deberá encender las luces de seguridad de la máquina, esto para prevenir mortandad de aves e incidentes con otros, como: aviones y helicópteros.

Imagen 118. Sistema de luz



Fuente: <http://i.imgur.com/QF5j5.jpg>

### 6.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

En el siguiente instructivo se describen los procedimientos de inspección y mantenimiento del dispositivo.

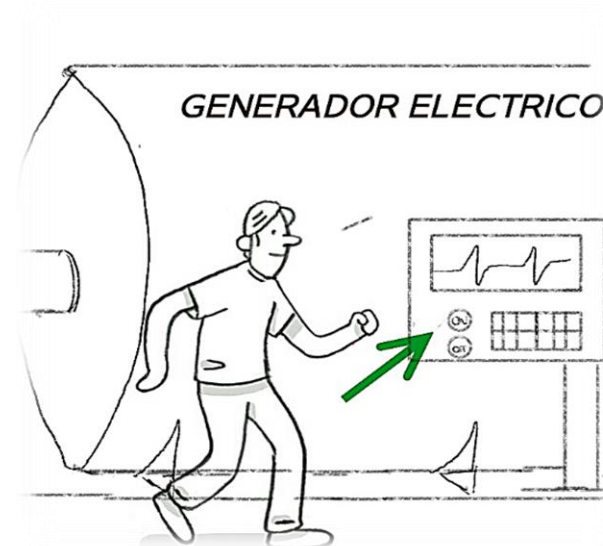
#### 6.3.1 Métodos de inspección.

La inspección diaria del aerogenerador consiste en una evaluación de las partes móviles y de los monitores de funcionamiento de la máquina.

A continuación, se presentan los pasos a seguir en la inspección diaria:

- ♣ **Revisión de Panel de Control:** La inspección del sistema se debe iniciar con la verificación del monitor de instrumentos el cual se debe encender como indica el diagrama.

Imagen 119. Inicio de inspección visual



- ♣ Al tener encendido el aerogenerador, es necesario esperar un minuto hasta que todos los dispositivos se pongan en marcha y el sistema de lubricación comience a funcionar. Esto se podrá comprobar en el monitor de la máquina en donde se podrá navegar como si se controlara un computador



Nota: Para realizar la inspección visual del aerogenerador e ingresar al cuarto de máquinas es necesario que el personal tenga los instrumentos de seguridad industrial descritos en el subcapítulo de manual de seguridad en este documento.

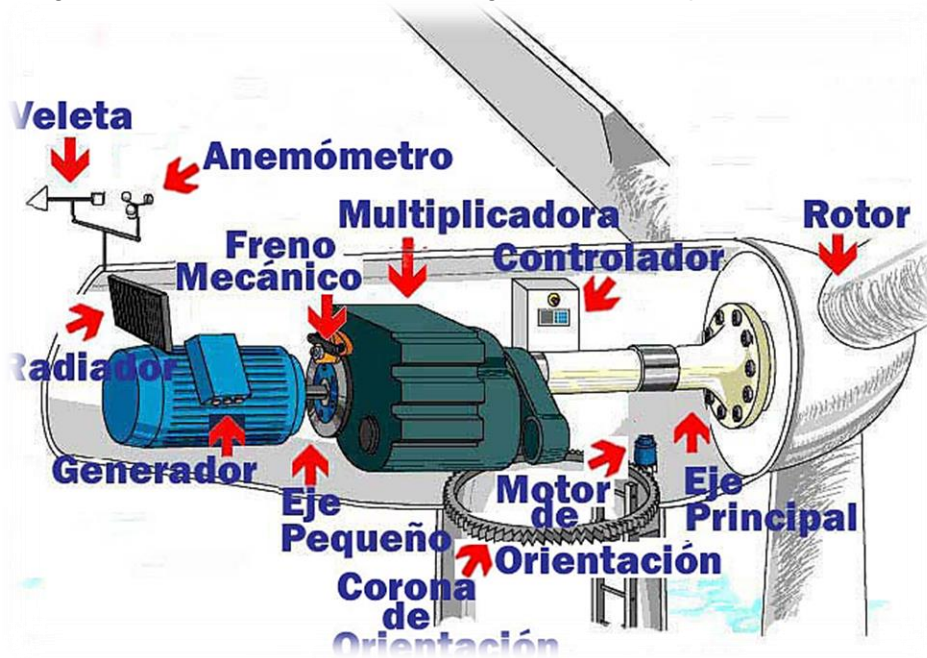


♣ El personal que realiza la inspección visual al dispositivo debe estar calificado en el manejo adecuado de los Códigos ASME, las Normas UNE y las Normas ISO.<sup>61</sup> Para desarrollar la inspección visual se sugiere utilizar periódicamente los siguientes equipos: Cámaras, termografías, lupas, gafas entre otros,

La inspección visual primaria se debe realizar diariamente, antes y después del inicio de actividades del dispositivo. Esta inspección inicia con el equipo sin encender y consiste en mirar todas las uniones de los sistemas iniciando con una observación de la base de la torre, siguiendo por las escaleras internas en donde se puede observar el estado de las uniones de las secciones de hormigón metal. Al llegar a la parte superior e ingresar a la góndola, es necesario inspeccionar internamente el engrane de posicionamiento el cual soporta la góndola de la máquina. Esta inspección consiste en revisar visualmente si el engrane en sus dientes tienen algún tipo de corrosión o desgaste, para ello el personal que va a realizar la expansión debe anclarse en la góndola con arnés y posteriormente desplazarse sobre el anillo en busca de lo anteriormente dicho.

Al ingresar a la góndola se procede la inspección de atrás a adelante, en donde se puede observar en la siguiente imagen los elementos a inspeccionar.

Imagen 120. Partes internas del aerogenerador a inspeccionar



Fuente: <http://moondoreyes.com/EOLICA.jpg>

El orden de inspección anteriormente mencionado es solo una recomendación. El usuario podrá disponer de una inspección visual en otro orden; lo único que no se puede cambiar es los elementos a inspeccionar, los cuales sin importar el orden

<sup>61</sup> Disponible en el sitio Web read: <http://www.intertek.es/ensayos-no-destructivos/inspeccion-visual/>

requieren de una inspección visual. A continuación, se relaciona una lista de elementos que requieren inspección visual diaria:

Anclaje de la torre. (1) Pernos de anclaje, fisuras en la base o desprendimiento de placa base.

Torre. (2) Pernos de unión, láminas de refuerzo, corrosión o erosión de material.

Engrane de posicionamiento. (3) Corrosión en superficie, revisar que no haya obstrucciones, desgaste superficial de los engranes, estado de funcionamiento de los motores de accionamiento y estado del eje de unión al sistema.

PLC o sistema de control. (4) Revisión monitor indicador de elementos de control, signos de alerta, temperatura de funcionamiento, velocidades, humedad ambiental, tiempo de operación y estado de elementos que tienen movimiento en el sistema.

Generador eléctrico. (5) La inspección visual sin equipo especializado de inspección se realizará a la carcasa del dispositivo, la unión del eje de salida al freno, el cableado de salida al transformador. Adicionalmente se realizará una inspección auditiva en donde por medio del oído se buscarán sonidos que indiquen elementos internos sueltos o vibraciones inadecuadas.

Freno de alta. (6) Se debe realizar una inspección del estado del freno. Es necesario revisar si se presenta algún tipo de fuga en el sistema hidráulico que acciona el freno. Es necesario revisar el estado de las mordazas, y el grosor de las pastillas de asbesto. Adicionalmente es necesario ver en el disco del freno algún indicio de ralladura fuera de lo común. Cuando el equipo se encuentre en movimiento realizar una inspección auditiva minuciosamente buscando sonido de chillido agudo que indique mal funcionamiento del freno por cristalización de pastillas o exceso de presión en el frenado.

Sistema de multiplicación. (7) El sistema de multiplicación requiere una inspección minuciosa de fugas en su cubierta. Se recomienda usar un dispositivo que permita ampliar el campo visual y la capacidad óptica. Si la inspección se realiza en un clima que no propicia una buena iluminación se recomienda usar linternas o leds que puedan mejorar la visibilidad de la superficie. En la parte del sello mecánico y los ejes tanto de entrada como de salida del sistema se deben revisar fugas de aceite. Es necesario revisar las mirillas del nivel de lubricante, esta inspección debe hacerse en caliente y en frío. También se recomienda que se escuche atentamente a todos los sonidos, ya que estos serán un gran indicador de mal funcionamiento en los engranes principalmente. Si se escucha un golpeteo, o chillidos de ralladura metal-metal, y no se posee otro dispositivo que arroje un diagnóstico más detallado, se recomienda detener la máquina de inmediato. También se recomienda observar que por ningún orificio haya ingreso de material particulado ya que este afectaría el funcionamiento de la máquina.



Nota: Al realizar la inspección visual se recomienda no destapar o remover ningún elemento del sistema de multiplicación. También se recomienda usar guantes protectores y no tocar la superficie del sistema a menos que se encuentre detenido el aerogenerador y se tenga certeza de que la superficie se encuentra a temperatura ambiente.

♣ Freno Auxiliar o de baja. Se realizan las mismas labores que se revisan en el freno de alta.

Eje y elementos de apoyo. (1) Se debe inspeccionar el eje en búsqueda de fisuras o agrietamientos, estos normalmente se encuentran en los cambios de sección del eje. Es necesario también inspeccionar si el eje presenta pandeo o flexión a lo largo de su estructura. En los apoyos se debe inspeccionar fugas de lubricante, agrietamientos, sujeciones, estado superficial tanto de la carcasa como de los rodamientos. Adicionalmente se recomienda escuchar atentamente el giro del eje, ya que en donde presente fisuras se generara sonido y vibración.

Buje y palas. (2) La inspección visual consiste en observar uniones detalladamente, inspeccionar si hay elementos sueltos, si hay agrietamientos u obstrucciones en las partes móviles. También es necesario revisar auditivamente algún tipo de ruido tipo chillido o ralladura. Se recomienda observar detalladamente el giro desde una distancia prudente para presenciar la vibración del elemento.

♣ Uso de equipos y elementos especializados en la inspección. El uso de equipos de análisis especializado en búsqueda de anomalías en el sistema se recomienda en algunos casos una vez al mes. Este tipo de inspección es necesaria debido a que aunque la inspección visual diaria del equipo arroja indicios de alguna falla, probablemente genere gran incertidumbre en cuanto a cuál es el causal de la falla. A continuación, se especifican diversos métodos que se pueden usar en la inspección y la frecuencia recomendada:

Inspección con cámara termografía: El uso de la cámara termografía se aplica en elementos que generan calor en su funcionamiento, como lo son los rodamientos, el generador eléctrico, el sistema de multiplicación, los frenos y los elementos de apoyo.

Se recomienda que la inspección por cámara termográfica se realice una vez al mes. En la siguiente figura se describe cómo se debe realizar el proceso;

Imagen 121. Inspección cámara termografía



Fuente: Disponible en: <http://www.afinidadeletrica.com.ar/html/Image/articulo149-termografia/art149-termografia-instrumento.jpg>

Inspección por ultrasonido. El uso de dispositivos de ultrasonido se recomienda en momentos de quietud de la máquina y específicamente cuando se buscan grietas o fisuras en material.

Su inspección se recomienda cada 3 o cada 6 meses, dependiendo del presupuesto de mantenimiento y del uso del dispositivo.

Los elementos a inspeccionar son los ejes, sistema de multiplicación y la torre de sujeción.

A continuación, se muestra una imagen que representa su funcionamiento;

Imagen 122. Inspección por ultrasonido



Fuente: Disponible en línea en: <http://img.interempresas.net/fotos/591269.-jpeg>

Corrientes de Eddy o parásitas. Su aplicación principalmente se realizará en los ejes, ya que su funcionalidad de detección de discontinuidades en superficies. Este tipo de inspección se debe realizar de cada 6 meses a 1 año. A continuación, se describe una imagen donde se comprende mejor el proceso;

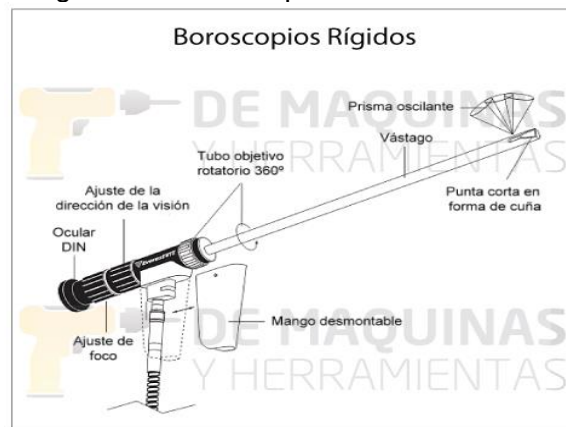
Imagen 123. Inspección por corrientes de Eddy



Fuente: <http://www.llogsa.com/Descargas/Ultra-tips/Ediciones/lma-ges/u192-f2.jpg>

Inspección visual con equipo baroscopio. El uso de este dispositivo permite ubicar con certeza los puntos en los que hay fisuras o discontinuidades en los materiales. Se debe realizar cada 3 meses. Es muy común ver que estos dispositivos sean usados para ver si el sistema tiene obstrucciones. A continuación, se relaciona una imagen que describe correctamente el proceso;

Imagen 124. Baroscopio



Fuente: <http://www.-.com/wpcontent/uploads/2013/08/Bo-roscopios-Rígidos.jpg>

Análisis de vibraciones: Se recomienda realizar un análisis de vibraciones semestralmente, siempre y cuando el equipo tenga un uso moderado, con el fin de llevar un seguimiento detallado del estado y deterioro del equipo con el tiempo. Se recomienda que sea en una jornada de trabajo continua del equipo y que se aplique en las piezas móviles del aerogenerador que requieran mantener concentricidad y que estén sometidas a altos impactos como lo son los ejes de baja y alta velocidad,

las carcasas, los engranes de posicionamiento en movimiento, la caja de multiplicación y el buje. A continuación, se muestra el proceso de análisis de vibraciones.

Imagen 125. Análisis de vibraciones



Fuente: <http://www.preditec.com/rep/df19/imagenes/376102-/36/analiza-dorencampo-pre5140.jpg>

A continuación, se describen las labores de inspección de mantenimiento preventivo del dispositivo y la frecuencia para realizarlas de forma muy breve:

Inspección visual;

- ♣ Frecuencia: Diaria
- ♣ Personal a realizar labor: Una persona
- ♣ Equipo utilizado: N/A

Inspección térmica.

- ♣ Frecuencia: Cada tres a seis meses
- ♣ Personal a realizar labor. Una persona
- ♣ Equipo utilizado: Cámara termográfica

Inspección ultrasónica;

- ♣ Frecuencia: Cada tres a seis meses
- ♣ Personal a realizar labor. Una persona

♣ Equipo utilizado: Equipo especializado en emisión, recepción y lectura de ondas ultrasónicas.

Corrientes de Eddy;

- ♣ Frecuencia: Cada seis meses
- ♣ Personal a realizar labor. Dos personas
- ♣ Equipo utilizado. Equipo especializado portátil con capacidad de conductividad, mediciones de recubrimientos y detección de defectos superficiales.

Inspección visual especializada;

- ♣ Frecuencia: De seis meses a un año
- ♣ Personal a realizar labor: Dos personas
- ♣ Equipo utilizado: Boroscopio de uso industrial con amplio ángulo de visión

Análisis de vibraciones;

- ♣ Frecuencia: De seis meses a un año
- ♣ Personal a realizar labor: Dos personas
- ♣ Equipo utilizado: Analizador de vibraciones

Lubricante a usar;

Toda pieza en este equipo se encuentra expuesta a diversos factores que disminuyen la vida útil de las mismas. Para evitar esto algunas piezas usan lubricante protector, pero en algunos casos se presentan inconvenientes en su buen funcionamiento en temperaturas altas teniendo consecuencias terribles en el sistema. A continuación, se muestra una imagen ilustrativa de qué pasaría si el lubricante fallara;

Imagen 126. Desgaste en engranes



Fuente:<http://www.monografias.com/trabajos94/lubricacion-engranajes-industriales/image028.jpg>

Para evitar este tipo de desgaste lo mayor posible, se recomienda usar un lubricante resistente a alta presión y condiciones fuertes de trabajo, y para ello se selecciona el lubricante de marca Valvoline HDS 80W GL, especial para sistemas de engranes

sometidos a altas presiones y cargas de trabajo. Aunque el sistema de engranes se encuentra en condiciones ambientales relativamente buenas, las cargas tan altas hacen que el uso de un lubricante de extrema presión sea fundamental. Para ver más información acerca del lubricante ir al anexo (J).

La frecuencia de cambio del lubricante es de

Igualmente sucede con los elementos de soporte de los ejes principales del sistema, ya que se encuentran expuestos a diversos agentes corrosivos y abrasivos los cuales causan deterioro en el eje y su futuro mal funcionamiento.

#### 6.4 MANUAL DE SEGURIDAD

A continuación, se describe un procedimiento de seguridad antes, durante y después del funcionamiento del equipo, independientemente si se encuentra en inspecciones de mantenimiento o no.

Medidas de seguridad antes de ingresar al equipo. Para ingresar al dispositivo es necesario contar con los elementos de seguridad personal de nivel medio como lo son guantes, casco, botas, overol si es posible, si no camisa manga larga, tapa oídos y en algunos casos gafas protectoras. A continuación, se muestra en la siguiente imagen la forma correcta de ingresar al dispositivo;

¿Qué debo tener en cuenta al ingresar al aerogenerador?

- ♣ Preferiblemente ingresar al dispositivo en horas del día, y en un día soleado, o contar con instrumentos de iluminación adecuados.
- ♣ Preferiblemente ingresar acompañado por otra persona.
- ♣ Siempre al ingresar a la máquina seguir la ruta de seguridad interna, respetando los espacios demarcados dentro de la góndola.
- ♣ Siempre al ingresar a la máquina llevar el manual guía de operación, ensamble y mantenimiento.
- ♣ Informar cualquier anomalía tanto estructural como funcional del aerogenerador inmediatamente se vea.
- ♣ Llevar listo un plan de evacuación en caso de cualquier emergencia.
- ♣ El personal que ingrese a la máquina debe estar capacitado en trabajos en alturas.



♣ Antes de ingresar, estructurar el plan de inspección y cerciorarse que el personal a ingresar tiene conocimiento de este.

¿Qué no debo hacer dentro del aerogenerador?

♣ No se debe fumar dentro del aerogenerador, ya que alteraría los dispositivos de medición de humedad relativa en el ambiente y dejaría material particulado en la cabina de la góndola, afectando diversos dispositivos.

♣ No se debe ingresar sin los elementos de protección personal básicos, guantes, casco, botas punta de acero, overol, gafas y tapa oídos.

♣ No se debe realizar ningún cambio de pieza de algún mecanismo con el dispositivo encendido y en funcionamiento, salvo sea una parte eléctrica que no altere su buen funcionamiento y que no sea peligrosa de quitar. Como ejemplo un fusible o un sensor, una lámpara o un indicador, etcétera.

♣ No se debe cambiar ninguna pieza de esta máquina por otra que no se encuentre en el despiece del dispositivo, ya que estas fueron previamente calculadas para las condiciones de operación de este dispositivo e ingresar una pieza que no es la adecuada aumentaría la probabilidad de falla del dispositivo.

♣ No tocar las superficies calientes, ya sea para inspección o por otro motivo, ya que puede causar quemaduras.

♣ No ingresar con audífonos, o escuchando música ya que podría ocasionar un accidente.

♣ Queda prohibido el acceso al dispositivo en estado de embriaguez o bajo los efectos de cualquier sustancia psicoactiva.

## IMPACTO AMBIENTAL

### 7.1 IMPLICACIONES EN LA FABRICACION

7.1.1 Deterioro ambiental por fabricación de palas. La fabricación de las palas involucra el trabajo con materiales con una baja biodegradabilidad y aunque actualmente la normativa para el trabajo con este tipo de material ha aumentado y se ha vuelto hasta rigurosa, aún falta bastante camino para poder lograr que sea completamente ecológica la producción de las mismas. Habiendo dicho esto, se procede a analizar el material usado en la conformación de cada capa de material de la pala.

♣ Fabricación estructura interna de aluminio. En la fabricación de aluminio como material primario para la construcción de la estructura, involucra llevar la roca en su forma básica conocida como bauxita o roca ígnea a una temperatura muy alta, para poder separar los componentes, ya que el aluminio comúnmente no se encuentra solo en la corteza terrestre. Al desarrollar este proceso se genera polvo de aluminio el cual se disuelve en el ambiente y causa problemas respiratorios en las personas que lo inhalen.

El proceso de soldadura utilizado para unir los perfiles de aluminio, comúnmente arroja agentes nocivos a la atmósfera. Esto ocurre comúnmente en procesos que no usan soldadura por arco sumergido. También cabe resaltar que todo proceso es perjudicial para la salud tanto del soldador como de las personas que están alrededor.

Aunque el proceso de soldadura por arco sumergido supone ser el más adecuado tiene el inconveniente que para la producción de su materia prima y del material que sumerge el arco hay una gran huella medio ambiental.

7.1.2 En el momento de pintar el aerogenerador, aunque se tiene que hacer en cámaras controladas y también por piezas en hornos, los gases contaminantes de la pintura por aspersión son bastantes y son perjudiciales para la salud. Adicionalmente la pintura epóxica contiene resina epóxica y esmalte epóxico de alto rendimiento, y aunque le dan más dureza y brillo así mismo son más contaminantes al medio ambiente.

7.1.3 Deterioro ambiental por fabricación de los engranes y ejes. Para la fabricación de los engranes es necesario el proceso de fundición, ya que es el más apto para piezas que requieren uniformidad en su estructura interna. Pero para poder desarrollar un adecuado proceso de fundición se requiere separar los materiales hasta tener el metal buscado, y esto lo hacen por medio de monóxido y dióxido de carbono, los cuales se desprenden en cantidades moderadas a la atmósfera como

residuos del proceso, siendo altamente contaminantes y nocivos para la inhalación humana.

Adicionalmente se contempla que el aceite, aunque sea sintético y con tecnología de alta biodegradabilidad, no lo es en un 100%.

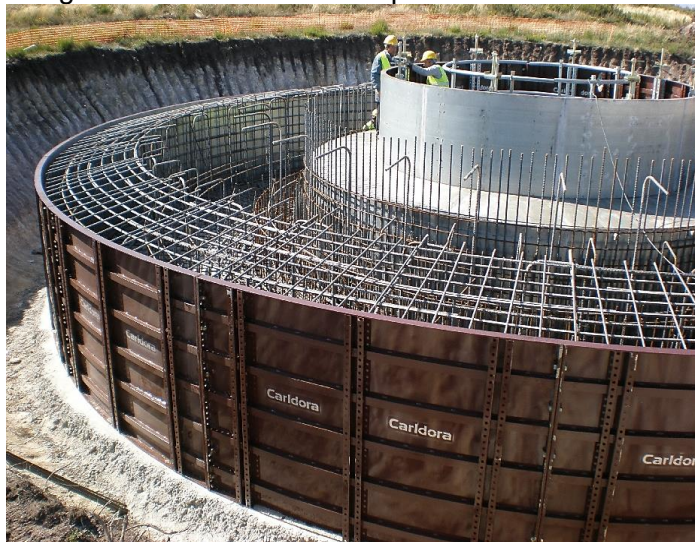
También es necesario tener en cuenta que el mecanizado de las piezas tiene un alto consumo energético, el cual normalmente se da en países con termoeléctricas, causantes de un gran daño ambiental en la capa atmosférica.

En cuanto a la fabricación de los ejes, sucede lo mismo que con los engranes.

## 7.2 IMPLICACIONES EN LA INSTALACION

7.2.1 Terreno de instalación y zapata. La instalación de la torre del dispositivo lleva consigo varias modificaciones al terreno disponible, y resulta en modificaciones del terreno, cambiando su estructura interna y agregando material de construcción como lo es el hormigón para las cimentaciones y el acero de las zapatas. En este proceso se requiere una gran cantidad de agua, la cual no es reutilizable. Además, la maquinaria que ingresa a realizar la fabricación, excavación funcionan a base de combustible diésel, lo que conlleva a un aumento en altas proporciones de dióxido de carbono y material particulado al ambiente.

Imagen 127. Construcción zapata



Fuente: <http://www.carldora.com/media/produtos/of-fline/87.1.-original.jpg>

7.2.2 El transporte. Las palas son transportadas en lo que comúnmente se conoce como un camión cama baja. El cual transporta por secciones la pala. Al ser el municipio del Sumapaz el sitio de instalación solo se puede acceder por vía terrestre,

por consiguiente, se usaran camiones tipo cama baja en varios recorridos, lo cuales son un agente contaminante debido a sus grandes motores y las grandes cantidades de monóxido y dióxido de carbono que expulsan.

Imagen 128. Transporte de palas



Fuente: <http://foromaquinas.net/galeria/imagenes/pala.jpg>

7.2.3 Armado e instalación. Las implicaciones ambientales en el momento de armado e instalación del aerogenerador son puntualmente de quema de combustible de la maquinaria usada en sitio. Adicionalmente se requiere realizar soldaduras en la torre en el momento de instalación por secciones, lo que causa expulsión de gases nocivos a la atmósfera.

### 7.3 IMPLICACIONES AMBIENTALES POR EL FUNCIONAMIENTO

Cuando el aerogenerador se encuentra en funcionamiento es escasamente contaminante, ya que sus dispositivos eléctricos internos se mantienen en funcionamiento debido a que el generador eléctrico supe todos sus requerimientos eléctricos. Por esta razón estas máquinas son una excelente opción ecológica frente a plantas termoeléctricas, las cuales producen grandes impactos ambientales.

Uno de los impactos ambientales que podría tener el aerogenerador es que, haya algún ave desviada del curso y choque con las aspas. Cabe aclarar que para que esto ocurra es porque el ave se desvió de la ruta normalmente usada y extraordinariamente choca con el aerogenerador.

Otro impacto ambiental, es el visual y auditivo; este tipo de dispositivos comúnmente genera un cierto impacto visual en los campos, y más cuando sean parques eólicos, pero actualmente los perfiles alares y la estructura se desarrolla de la forma más funcional con el medio. Auditivamente las partes internas y el giro del rotor sí generan ruido, y aunque no se escucha ensordecidamente debido a la altura donde se genera el sonido, sí genera algunas molestias en el medio.

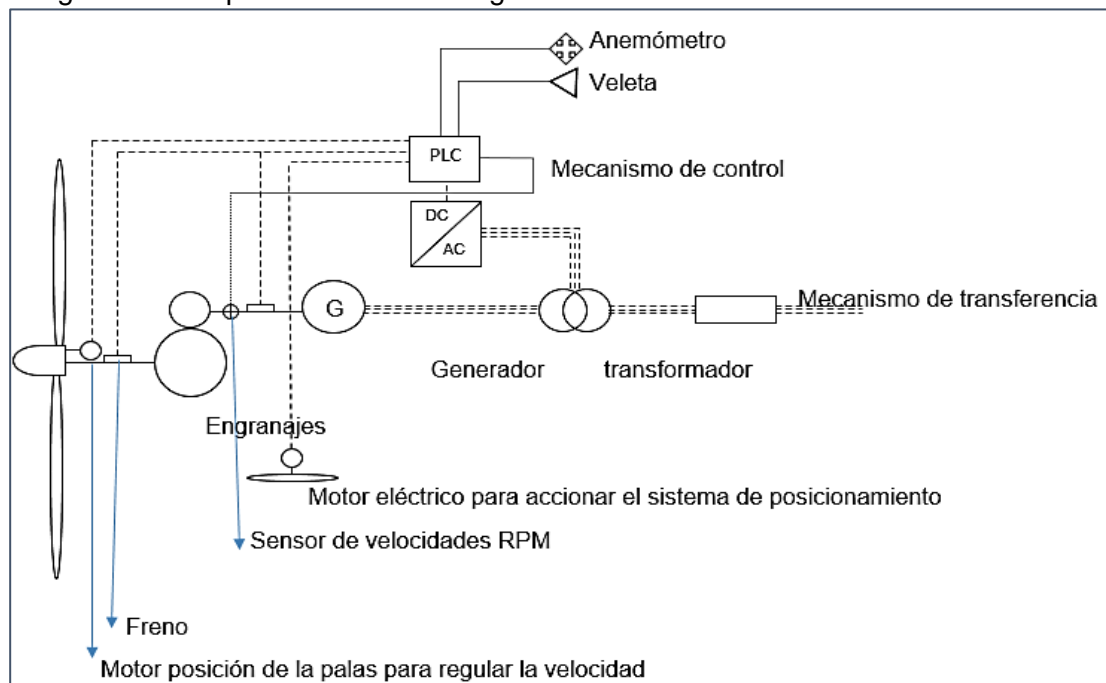
## 8. CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN

En el presente capítulo se presentará el análisis eléctrico de la máquina junto con la configuración automática de control, el diagrama eléctrico se realizará bajo la norma NTC 2050, donde se realiza un diagrama unifilar que muestra la generación hasta la conexión a la red. El esquema de automatización se realizará para una conexión PLC, donde se presenta un diagrama leader con el método cascada.

### 8.1 CONEXIÓN ELECTRICA.

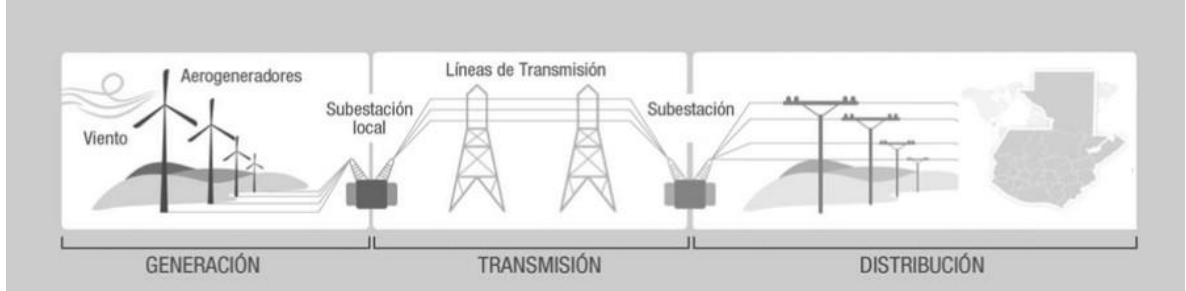
A continuación, se muestra un esquema que representara la conexión eléctrica en el generador. Véase anexo T plano unifilar.

Imagen 129. Esquema eléctrico aerogenerador



El anterior esquema representa la conexión eléctrica y de control del sistema, se puede apreciar que el rotor gira y transmite potencia mecánica por el sistema de transmisión, luego acciona el generador, este entregará la energía al transformador que baja el voltaje, aquí se extrae una pequeña parte de energía para el sistema de control que colecciona mandos de diferentes sensores y luego reacciona de acuerdo con su necesidad, luego de extraer la energía para el sistema se pasa a un mecanismo de transferencia que permitirá conectarse al SIN (sistema interconectado nacional). Se aprecia la conexión en la siguiente imagen;

Imagen 130. Conexión al interconectado nacional



Fuente: <http://esagt.com/recurso-eolico.php>

8.1.1 El Generador. Para esta máquina se selecciona un generador de la casa WEG una fábrica de generadores brasilera, el Generador cuenta con una potencia de arranque de 854 KW a 80°C y una potencia de 1.212 KW como límite entregado a 163° C, con 4 polos a 1.800 RPM, la referencia de este generador es GTA402DIHR, de una frecuencia de 60Hz y un voltaje de 440V-Y. (Véase anexo P).

8.1.2 El transformador. Según la información que se extrae del mapa STN ( sistema de transmisión nacional) se tiene que la red a la que está conectado el sector de Cundinamarca – Fusagasugá, que hace parte de la misma conexión de Pasca Cundinamarca es una red de transmisión de 220 kV, que se tiene es de 440V se requiere subir el voltaje, el transformador que se desea es un elevador de voltaje; el único encontrado es de la marca EATON, ya que por la dimensión y el potencial no se recibió información de empresas que ejercen en Colombia, solo se tomó información técnica explícita, en Colombia hay disponibilidad en ABB, Siemens, Magnetron y otras. En este caso solo se toma referencia técnica para el plano eléctrico. Para elevar el voltaje en esta máquina, al voltaje requerido se realizan dos estaciones de elevación.

8.1.3 Inversor. Sistema de transformación de energía de AC/DC para la lógica cableada de la máquina eléctrica de consumo interno y conexión directa de arranque de generador o compensador.

## 8.2 AUTOMATIZACIÓN

8.2.1 Sistema pitch eléctrico. En los aerogeneradores modernos se implementan sistemas de posicionamiento para el control de velocidad del rotor, IFM ofrece sistemas eléctricos pitch, este sistema está controlado de forma angular, quiere decir que se medirá el ángulo de giro de la pala para ser controlado. Para medir el ángulo o final de carrera existen dos tipos de sensores: sensores Encoders incrementales, estos miden los impulsos emitidos en cada revolución llevando al cabo un incremento de medición lineal o angular y Encoders absolutos, es accionado por una cantidad o valor numérico absoluto de forma angular.

Imagen 131. Encoders pitch pala



<https://www.ifm.com/img/wind-turbine-wea-wka-hub-pitch-postion-rotor-blades~lg.jpg>

El Encoder anterior medía pulsos en el motor<sup>62</sup> para el control de velocidad de la pala de acuerdo con la velocidad del viento, ahora para controlar el final de carrera o posición de este movimiento se utiliza un sensor inductivo, estos funcionan por fuerzas magnéticas que ejerce el metal del piñón cuando está cerca, en este caso se selecciona de este tipo para evitar el desgaste. Véase anexo R

Imagen 132. Final de carrera



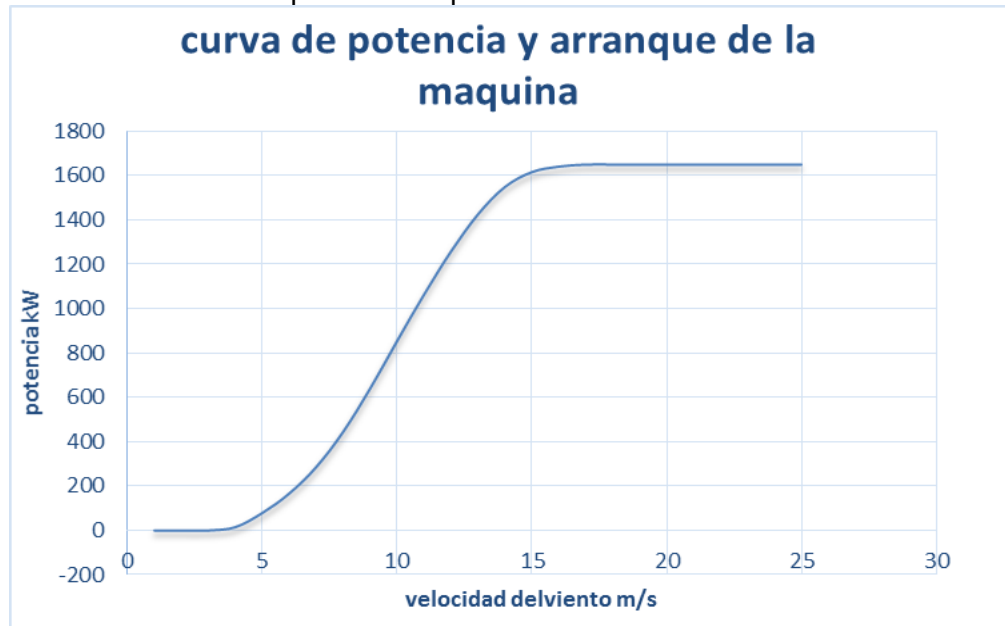
<https://www.ifm.com/img/wind-turbine-wa-wka-hub-pitch-endpostion-rotor-blades~lg.jpg>

En el arranque de la máquina se da por la velocidad del viento la cual es medida por el anemómetro que es un dispositivo que cuenta con secciones cóncavas que es accionado por el mismo viento haciéndolo girar, a este se acopla un sistema encoders que mide su velocidad de revoluciones y luego a un controlador de velocidad donde comparará la velocidad vs potencia generada<sup>63</sup>, más conocido como velocidad de arranque o gráfica de arranque de la máquina, y permitirá el accionamiento del pitch

<sup>62</sup> [http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat\\_060\\_020\\_010.html](http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat_060_020_010.html)

<sup>63</sup> [http://www.motiva.fi/myllarin\\_tuulivoima/windpower%20web/es/tour/wres/pow/index.htm](http://www.motiva.fi/myllarin_tuulivoima/windpower%20web/es/tour/wres/pow/index.htm)

Gráfica 16. Curva de potencia respecto al viento

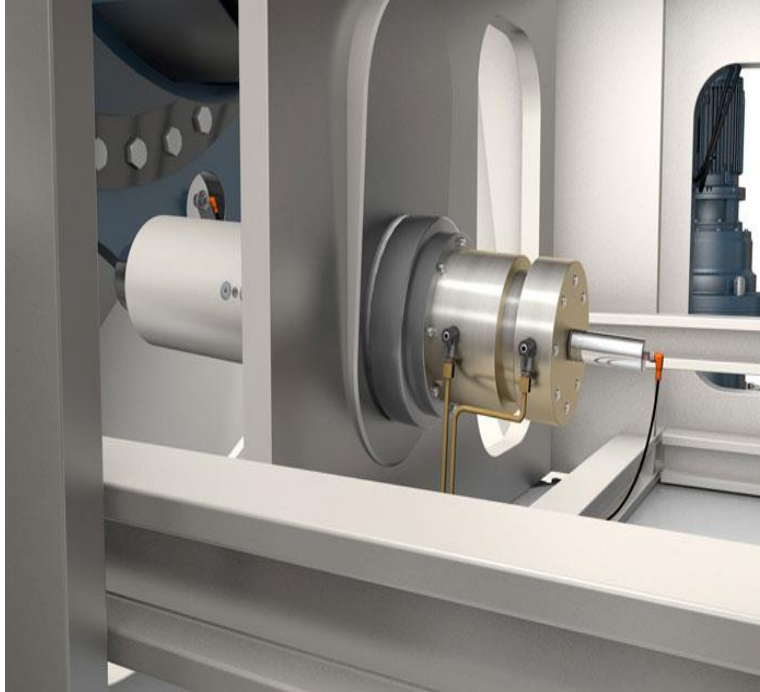


Esta gráfica anterior se calcula de acuerdo con la ecuación de potencia de potencial eólico en el apartado 4.3.2. El potencial eólico el cual se tabula de acuerdo a cada velocidad del viento posible disponible en el sector, y se grafica donde la velocidad de arranque está entre 3 y 4 m/s, pero para esta máquina se establece el valor de 4 m/s con una potencia inicial de 15 kW.

8.2.2 Rotor. Es necesario poner en el rotor un sistema de bloqueo o un sistema detector de bloqueo que permita al operario subir al cuarto de máquinas de una manera segura, para ello se utiliza un sensor detector de bloqueo que envía información al PLC que luego indica en el inferior de la torre mediante una luz verde que se puede ingresar a la máquina, este es un detector magnético M95004 de IFM. véase anexo R.



Imagen 133. Detector de bloqueo rotor



<https://www.ifm.com/img/wind-turbine-wea-wka-direCtdrive-rotorlock-rotor-lock-sensor~lg.jpg>

8.2.3 Velocidad y protección generador. Para evitar daños en el generador es necesario controlar la revoluciones de entrada, para ello se utilizan unos sensores inductivos que estarán en el generador<sup>64</sup> y en el rotor; este medirá mediante unos orificios en el rotor con una brida metálica conductora y en el generador se adaptará una brida con orificios en el eje de entrada al generador, luego de recibir la señal por los sensores inductivos, la señal es evaluada por unos monitores de velocidad de rotación, que medirá a su vez frecuencia, velocidad angular y rotación y las comparará con los datos normales y enviará la señal de accionamiento al PLC. Véase anexo R.

Para el control de potencia en las palas y en el sistema de posición de la góndola se necesitan drivers que accionen los motores, estos son AUTOMATICS MD5-HF28, véase anexo R.

---

<sup>64</sup> [http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat\\_060\\_020\\_080.html](http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat_060_020_080.html)

Imagen 134. Controlador velocidad



<https://www.ifm.com/img/wind-trubine-wea-wka-overs-PEED-speed-detection-cms~lg.jpg>

8.2.4 Sistema de orientación. Este sistema está controlado por una veleta que está sujeta a un encoder de eje hueco que es acoplado a la veleta, este luego llevará la señal a un controlador de posición. Y de sentido que enviara la señal negativa o positiva al PLC. Véase anexo R

Imagen 135. Veleta Encoder



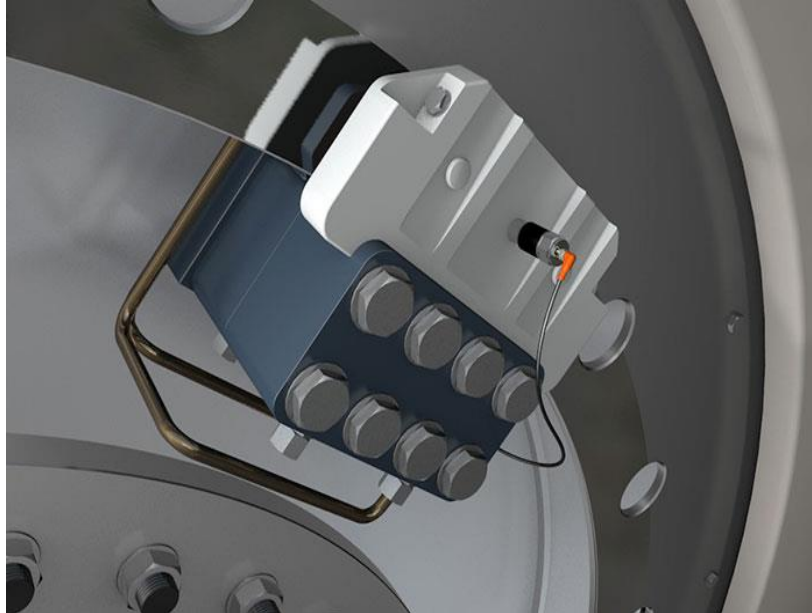
[http://www.alphaomega-electronics.com/1829-large\\_default/dve-a-veleta-de-precision-con-codificador-magnetico-out-02vdc.jpg](http://www.alphaomega-electronics.com/1829-large_default/dve-a-veleta-de-precision-con-codificador-magnetico-out-02vdc.jpg)

8.2.5 Sistema control freno. Para controlar el funcionamiento del freno es necesario revisar <sup>65</sup>el desgaste de ellos. Para ello se utiliza un detector magnético que mide el movimiento eléctrico por el desplazamiento interno del porta pastillas, este detector es un M95001. Véase anexo R.

---

<sup>65</sup> [http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat\\_060\\_020\\_050.html](http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat_060_020_050.html)

Imagen 136. Sensor freno



<http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/freno>

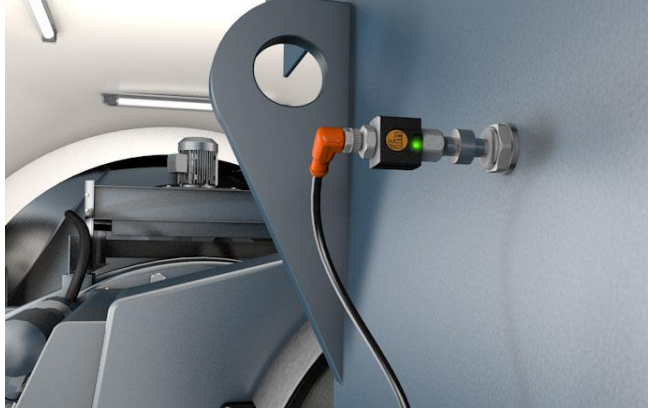
Para el accionamiento del freno se necesita un driver para servomotor ya que el freno es un freno electromagnético como se encontró en el apartado 4.2.10. Véase anexo R.

8.2.6 Temperaturas. El generador es un elemento crítico que puede llegar a calentarse por su liberación de electrones o fricción. Ya que es uno de los elementos más importantes de la máquina es necesario realizar el control de temperatura<sup>66</sup>; este se hace mediante un sensor de temperatura que cuenta con tres elementos importantes; sensor de temperatura de usillo o aguja TT2281, (véase anexo R) este sensor es receptor de energía térmica, esta energía será enviada a un convertidor de señales de sistema de evaluación TP323, (véase anexo R) que se encargará de cambiar la señal a una señal de mandos eléctricos que luego será enviada al PLC. Para realizar la conexión del sensor y el convertidor se utiliza un cable conexión con conector TS0759 (véase anexo R).

---

<sup>66</sup> <http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/supervisi%C3%B3n-de-temperatura-en-el-sistema-de-refrigeraci%C3%B3n-del-generador.html>

Imagen 137. Sensor de temperatura



<http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/supervisi%C3%B3n-de-temperatura-en-el-sistema-derefrigeraci%C3%B3n-del-generador.html>

8.2.7 Lubricación. Para la medición de aceite se necesitan tres sensores<sup>67</sup>, uno que mida partículas e impurezas del aceite cuyo nombre y referencia son sistema de diagnóstico LDP100 respectivamente, (véase anexo ##), otro sensor utilizado es el medidor de grado de saturación del aceite que mide presión en comparación de un estado firme que en algún momento cambiara, también puede medir niveles, este sensor es un sensor electrónico de presión PT5404, (véase anexo R). Y por último es necesario medir la humedad del aceite ya que este es un componente muy importante que por la temperatura de la zona puede frecuentarse dicha humedad, para este caso el sensor utilizado es un sensor combinado de humedad y temperatura LDH100 , (véase anexo R).

Imagen 138. Sistema lubricación



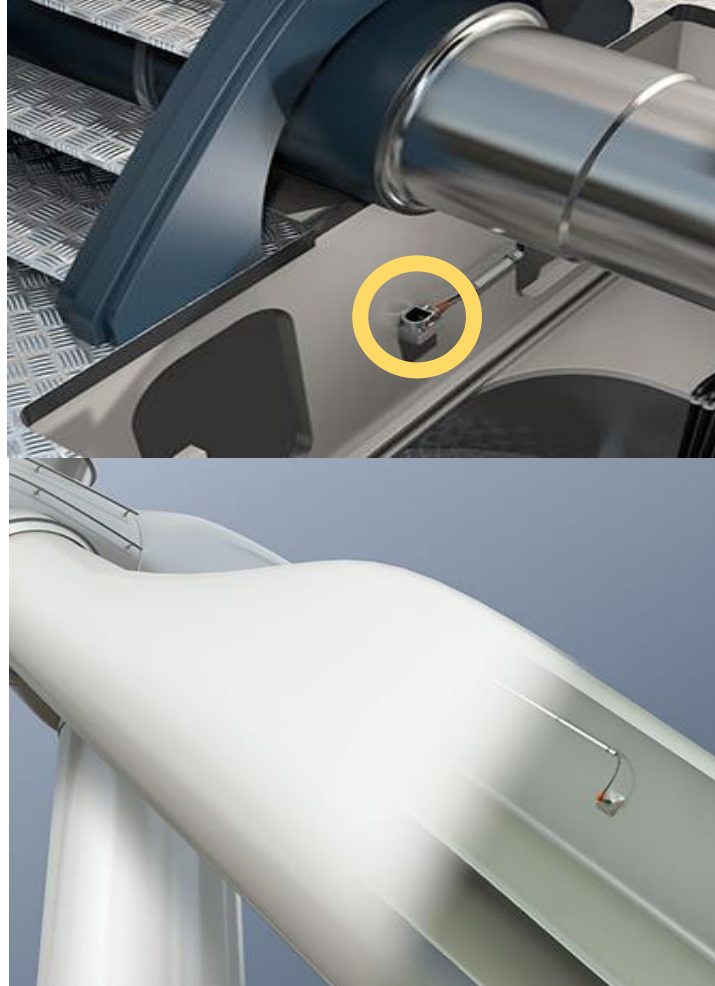
[http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat\\_060\\_020\\_100.html](http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat_060_020_100.html)

---

<sup>67</sup> [http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat\\_060\\_020\\_100.html](http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-by-industry/cat_060_020_100.html)

8.2.8 Vibraciones. En la torre se presentan vibraciones<sup>68</sup> por la acumulación de energía del viento y los movimientos de los elementos mecánicos como el rotor y la caja multiplicadora, para este control es necesario realizar un paro en la máquina enviando una señal al PLC, desde un sensor de inclinación de dos ejes; este es colocado en puntos críticos que son considerados en el momento de la instalación y funcionamiento como chasis, acoples de la torre o superficie, palas y otros. El elemento empleado para este caso es un JN2100 sensor de inclinación (véase anexo R).

Imagen 139. Sensor de vibraciones



<http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-byindustry/supervisi%C3%B3n-de-las-palas-del-rotor.html>

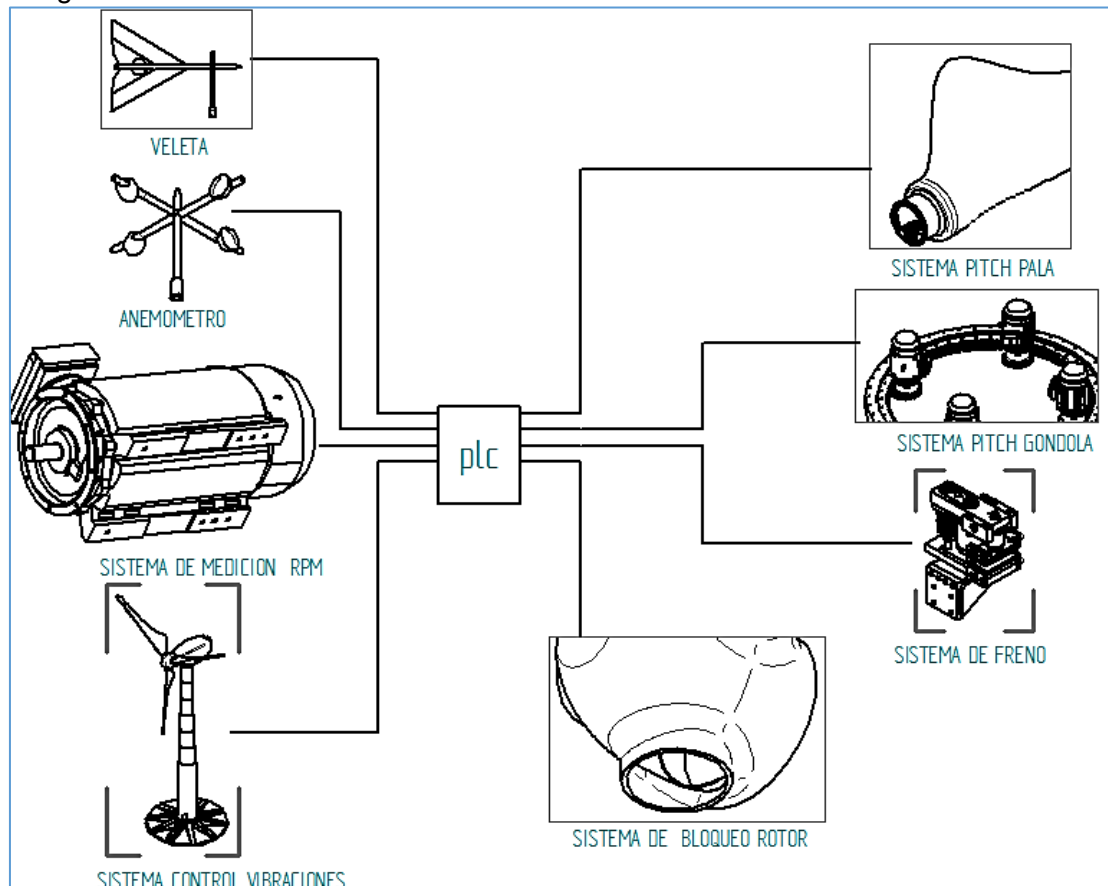
8.2.9 PLC. El controlador lógico programable es el encargado de procesar todo tipo de señales controlarlas y programar o emitir una acción respuesta al lugar que se desee como en motor pitch, este tendrá que ser programado de acuerdo a la

<sup>68</sup> <http://www.ifm.com/ifmes/web/apps-byindustry/supervisi%C3%B3n-de-las-palas-del-rotor.html>

necesidad del sistema, para ello se selecciona un PLC serie XC3 18E / 14S<sup>69</sup> con programación ladder,

A continuación, se muestra un esquema resumen de conexión de la lógica cableada, las entradas y salidas del PLC;

Imagen 140. Resumen conexión PLC



<sup>69</sup> <http://www.electricasbogota.com/catalogo/automatizacion-&-control/>

## 9. ANALISIS FINANCIERO

El tamaño de muchos de los proyectos en Colombia no son comercialmente activos, varios de ellos se realizan por encargo, como es un proyecto de grado se consultó con varias fuentes de mercado en las que no dieron respuesta a construcciones estructurales de la máquina, por este motivo los autores deciden hacer un análisis basado en la experiencia del mercado eólico en Colombia on información recopilada en la UPME (Unidad de Planeación Minero Energética).<sup>70</sup> Entidad encargada de financiar proyectos de este tipo, coordinar y recopilar información sobre el estado energético en Colombia. En esta entidad se obtiene el costo de instalación del parque Jepirachi y hoy en día se inició el proyecto wayuu de ISAGEN<sup>71</sup> el cual tiene una capacidad instalada de 20 MW socializando con integrantes del proyecto en una presentación del mismo se dio a conocer el valor promedio de esta construcción institución encargada Acuaire Ltda, quien brinda los siguiente valores.

Costo de instalación: 1.700US\$/kW instalado<sup>72</sup>

Costos anuales: 2% del total de la inversión

Y la producción energética de la instalación eólica Sumapaz es del 39% calculado en el capítulo 4 apartado 4.4.2 factor de utilización de la máquina, teniendo en cuenta que el valor arrojado por la UPME fue de 4%, este proyecto está muy cerca al rango establecido en la Guajira.

El proyecto es un proyecto de inversión netamente comercial que beneficiará a las personas del sector en generación energética, pero el proyecto deberá sostenerse, ya que es una inversión bastante alta, debe ser cobrado el consumo de energía en la región, como la maquina estará conectada al sistema interconectado nacional, ya que tiene periodos en los que no está en funcionamiento, la distribución de energía tendrá otra alternativa que garantice el cubrimiento de la demanda y esta es el sistema interconectado nacional. Para este estudio lo autores se remiten a ACOGEN (Asociación Colombiana de Generadores de Energía Eléctrica.), donde se toman datos del precio de bolsa ponderado del último mes para el presente año (véase anexo S), se realiza una tabulación para conocer el valor promedio del precio de la venta de energía de la planta.

---

<sup>70</sup>[http://www.upme.gov.co/Eventos/Foro\\_Normalizacion/Aplicacion%20Eolica%20EPM%202008.pdf](http://www.upme.gov.co/Eventos/Foro_Normalizacion/Aplicacion%20Eolica%20EPM%202008.pdf)

<sup>71</sup> [https://www.isagen.com.co/comunicados/Eolica\\_espanol\\_wayuu.pdf](https://www.isagen.com.co/comunicados/Eolica_espanol_wayuu.pdf)

<sup>72</sup> <http://www.dinero.com/pais/articulo/el-costo-energia-eolica/209799>

Cuadro 9. Precio actual de energía

FECHA	\$/kWh
01-mar	876,6
10-mar	872,07
20-mar	883,61
30-mar	840,9
01-abr	806,64
\$ promedio	855,96

En un comunicado entregado por la UMPE sobre proyección de demanda energética se comunica la inflación del precio de la energía y dicho valor tendrá un crecimiento del 3% promedio durante los siguientes años, el proyecto Jepirachi tiene una vida de proyecto de 15 años según el informe presentado a la UPME que se mencionó en los párrafos anteriores, pero con el avance tecnológico y experiencia que se ha tenido en el sector eólico se ha obtenido como resultado que en el día de hoy el periodo de vida de esta tecnología es de 20 años<sup>73</sup> esto a nivel internacional y nacional<sup>74</sup>.

El flujo de caja se realizará en periodos anuales, para ello es necesario tener claro cuáles son las horas de operación de la máquina que se dará por medio de la siguiente fórmula;

$$HOP = H_{año} * FU$$

Donde;

HOP = horas de operación

H año = horas año

FU = factor de utilización.

$$HOP = 8.760 * 0,39 = 3.416,4 \text{ horas}$$

Teniendo la hora de operación se obtiene el valor de la energía vendida por año teniendo en cuenta el valor promedio tabulado, el valor que se halla a continuación tendrá una inflación anual como se mencionó anteriormente, y será representado en el flujo de caja.

<sup>73</sup> <http://www.gamesacorp.com/recursos/doc/rsc/compromisos/clientes/certificaciones-ohsas-y-i/informe-analisis-ciclo-de-vida-g90.pdf> - pg 20

<sup>74</sup> <http://www.eleconomista.es/empresas-finanzas/noticias/3797990/03/12/Las-electricas-alargan-de-20-a-25-anos-la-vida-util-de-sus-parques-eolicos-.html>



$$\text{\$vEaño} = \text{HOP} * \left( \text{\$kWh} * \frac{\text{energia}}{h} \right)$$

Donde;

\\$vEaño = precio de la energía anual

$$\text{Ingresos} = 3.416,4 \frac{\text{horas}}{\text{año}} * \left( \frac{856\text{\$}}{\text{kWh}} * \frac{340\text{kWh}}{h} \right) = 994.267.239,3 \frac{\text{\$}}{\text{año}}$$

A continuación, se calculará el costo total de la máquina, que será la inversión total de este proyecto, ya que en proyectos energéticos se estima el estudio financiero por el costo de instalación en el lugar donde se realizara la tecnología.

*costo de instalacion = pot fabricante \* precio por kW intalado*

$$\text{costo de instalacion} = 870\text{kW} * \left( 1.700 \frac{\text{US\$}}{\text{kW}} * \frac{2.885,7\text{\$}}{\text{US\$}} \right) = 4'263.223.163\text{\$}$$

Para los costos de ingeniería se tomaron los siguientes aspectos, tabulados y calculados por Excel, donde se contempla el costo del desarrollo ingenieril por los autores<sup>75</sup> y agregado a esto el costo de licencias<sup>76</sup>, imprevistos, ensayos y pruebas.

Cuadro 10. Costos de ingeniería

ASUNTO	\\$/U ó \\$/P	PERIODO horas	CANTIDAD	TOTAL
Salarios	\\$ 10.833	2.808	2	\\$60.838.156
Solid edge	\\$ 988	8.760	1	\\$8.655.000
NX	\\$ 1.317	8.760	1	\\$11.540.000
pruebas practicas	\\$ 5.708	8.760	1	\\$50.000.000
Otros estimados	\\$ 30.000.000	1	1	\\$30.000.000
TOTAL				\\$161.033.156

Otros egresos que se tendrán en cuenta son de \$10.000.000 estos se destinarán para ensayos de inspección y desarrollo tecnológico de la planta, más el 2% del valor de la inversión estos tendrán una inflación del 3,59% en los periodos siguientes, valor extraído del comunicado realizado por el banco de Colombia para proyecciones de la inflación de la economía 2.016 véase anexo S.

<sup>75</sup> <http://noticias.universia.net.co/vida-universitaria/noticia/2012/06/22/945205/quienes-profesionales-mejores-salarios.html>

<sup>76</sup> <http://auxcad.com/index.php?/topic/4354-solid-edge-vs-nx-cad/>

Cuadro 11. Flujo de caja periodo 0-3

Flujo de caja				
año	2.016	2.017	2.018	2.019
periodo	0	1	2	3
ingresos		\$ 994.267.239	\$ 1.024.095.256	\$ 1.054.818.114
costos de ingeniería	\$ 161.033.156			
inversión	\$ 4.263.223.163			
com		\$ 85.264.463	\$ 88.325.457	\$ 91.496.341
cisp		\$ 10.000.000	\$ 10.359.000	\$ 10.730.888
egresos	\$ 4.424.256.319	\$ 95.264.463	\$ 98.684.457	\$ 102.227.230
flujo neto de efectivo	-\$ 4.424.256.319	\$ 899.002.776	\$ 925.410.799	\$ 952.590.885

Cuadro 12. Flujo de caja periodo 4-7

Flujo de caja				
año	2.020	2.021	2.022	2.023
periodo	4	5	6	7
ingresos	\$ 1.086.462.658	\$ 1.119.056.537	\$ 1.152.628.233	\$ 1.187.207.080
costos de ingeniería				
inversión				
com	\$ 94.781.060	\$ 98.183.700	\$ 101.708.495	\$ 105.359.830
cisp	\$ 11.116.127	\$ 11.515.196	\$ 11.928.591	\$ 12.356.828
egresos	\$ 105.897.187	\$ 109.698.896	\$ 113.637.086	\$ 117.716.658
flujo neto de efectivo	\$ 980.565.471	\$ 1.009.357.641	\$ 1.038.991.147	\$ 1.069.490.423

Cuadro 13. Flujo de caja periodo 8-11

Flujo de caja				
año	2.024	2.025	2.026	2.027
periodo	8	9	10	11
ingresos	\$ 1.222.823.293	\$ 1.259.507.992	\$ 1.297.293.231	\$ 1.336.212.028
costos de ingeniería				
inversión				
com	\$ 109.142.248	\$ 113.060.455	\$ 117.119.325	\$ 121.323.909
cisp	\$ 12.800.438	\$ 13.259.974	\$ 13.736.007	\$ 14.229.129
egresos	\$ 121.942.686	\$ 126.320.428	\$ 130.855.332	\$ 135.553.038
flujo neto de efectivo	\$ 1.100.880.607	\$ 1.133.187.563	\$ 1.166.437.900	\$ 1.200.658.990

Cuadro 14. Flujo de caja periodo 12-15

Flujo de caja				
año	2.028	2.029	2.030	2.031
periodo	12	13	14	15
ingresos	\$ 1.376.298.389	\$ 1.417.587.341	\$ 1.460.114.961	\$ 1.503.918.410
costos de ingenieria				
inversion				
com	\$ 125.679.437	\$ 130.191.329	\$ 134.865.197	\$ 139.706.858
cisp	\$ 14.739.955	\$ 15.269.120	\$ 15.817.281	\$ 16.385.121
egresos	\$ 140.419.392	\$ 145.460.448	\$ 150.682.478	\$ 156.091.979
flujo neto de efectivo	\$ 1.235.878.997	\$ 1.272.126.893	\$ 1.309.432.483	\$ 1.347.826.431

Cuadro 15. Flujo de caja periodo 16-18

Flujo de caja			
año	2.032	2.033	2.034
periodo	16	17	18
ingresos	\$ 1.549.035.962	\$ 1.595.507.041	\$ 1.643.372.252
costos de ingenieria			
inversion			
com	\$ 144.722.334	\$ 149.917.866	\$ 155.299.917
cisp	\$ 16.973.347	\$ 17.582.690	\$ 18.213.909
egresos	\$ 161.695.681	\$ 167.500.556	\$ 173.513.826
flujo neto de efectivo	\$ 1.387.340.281	\$ 1.428.006.485	\$ 1.469.858.426

Cuadro 16. Flujo de caja periodo 19-20

Flujo de caja		
año	2.035	2.036
periodo	19	20
ingresos	\$ 1.692.673.420	\$ 1.743.453.622
costos de ingenieria		
inversion		
com	\$ 160.875.184	\$ 166.650.604
cisp	\$ 18.867.788	\$ 19.545.142
egresos	\$ 179.742.973	\$ 186.195.745
flujo neto de efectivo	\$ 1.512.930.447	\$ 1.557.257.877

En los cuadros anteriores se presentó el flujo de caja neto, donde se puede ver todo el flujo de dinero en cada periodo, a continuación se presenta el resultado del VPN, TIR, periodo de recuperación y la relación beneficio costo

$$VPN = -inv + \left(\frac{c1}{1+i}\right) + \left(\frac{c2}{(1+i)^2}\right) \dots$$

Donde:

Inv = inversión

Cn = flujo neto en el periodo

i = tasa de descuento TIO =18,75%

$$\text{periodo de recuperacion} = n + \left( \frac{\text{inv} - \sum fcn}{fc(n+1)} \right)$$

Donde:

n = periodos aproximados antes de recuperación

fcn = flujo de caja de los periodos n

$$\text{beneficio} - \text{costo} = \frac{\text{beneficio}}{\text{costo}}$$

A continuación, se entregan los resultados tabulados

Cuadro 17. Resultados financieros

VPN	\$ 934.389.832
TIR	0,23
Periodo recuperación	4,56 años
Beneficio	\$ 5.946.121.555
Costo	\$ 5.011.731.723
Beneficio costo	1,19

Con estos resultados se tiene que el proyecto es viable, porque su VPN es mayor a 0 y tiene un beneficio realmente alto, el periodo de recuperación de la máquina relativamente es un periodo cercano y está en menos del 50 % del periodo total.

## 10. CONCLUSIONES

- ♣ Se concluye en este proyecto que los aerogeneradores tripala son más eficientes que los otros tipos por ello se aconseja el uso de ellos, para este tipo de generación.
- ♣ En comparación con la instalación del parque Jepirachi la eficiencia de vientos en comparación con la eficiencia en el Sumapaz es minuciosa, esto quiere decir que la viabilidad de instalación de esta tecnología en la región es viable.
- ♣ El funcionamiento un aerogenerador tiene una producción de agentes contaminantes casi nula, en cambio una central de generación no ecológica, en su funcionamiento siempre tendrá un gran impacto ambiental, sumándole el deterioro ambiental que trae consigo.
- ♣ De acuerdo con el desarrollo financiero del proyecto se puede afirmar que económicamente es un proyecto viable, ya que no produce pérdidas económicas.
- ♣ De acuerdo al estudio energético desarrollado en la zona, el aerogenerador cumple con los 667 KW-hr/año demandados por la región del Sumapaz, Cundinamarca.

## 11. RECOMENDACIONES

Normalmente en una turbina eólica el acceso a la góndola se hace por medio de escaleras metálicas pegadas a las estructuras. Una recomendación para este proyecto, es el desarrollo de un sistema de elevación más seguro y más rápido ( un elevador), que facilite el ingreso al cuarto de máquinas y otorgue mayor seguridad en el proceso de inspección.

El aerogenerador de este proyecto no cuenta con un sistema de accesibilidad adecuado es recomendable diseñar un sistema mecánico para su accesibilidad ya que su altura es de gran escala.

El diseño de esta máquina puede ser un elemento fundamental para el diseño de un parque eólico en la zona donde se requiere de un estudio de vientos, turbulencias y otros aspectos que afectan la funcionalidad de los aerogeneradores cuando se está hablando de varias unidades.

## BIBLIOGRAFÍA

ASKELAND, Donald R., *et al.* Ciencia e Ingeniería De Los Materiales. México: International Thomson, 1998. ISBN 9687529369

Atlas De Viento y Energía Eólica De Colombia. Colombia: Ministerio de Minas y Energía, 2006. ISBN 9588067170

BALABANIAN, Norman y LE PAGE, Wilbur R. Ingeniería Eléctrica. México: McGraw Hill, 1971.

CREUS SOLE, Antonio. Instrumentación Industrial. Santafé de Bogotá: Alfaomega, 1999. ISBN 9586821358

DISEÑO DE UN ALABE PARA UN ROTOR EÓLICO, DIANA García Martínez; Edgar Ernesto González; Esaú Vélez.

ESCUADERO LÓPEZ, José María. Manual De Energía Eólica: Investigación, Diseño, Promoción, Construcción y Explotación De Distinto Tipo De Instalaciones. Madrid: Mundi-Prensa, 2003.

FERNÁNDEZ SALGADO, José María. Guía Completa De La Energía Eólica. Madrid (España): A. Madrid Vicente Ediciones, 2011. ISBN 9788496709669

FITZGERALD, Robert W. Resistencia De Materiales. Bogotá: Fondo Educativo Interamericano, 1975.

GARCÍA FERNÁNDEZ, Luis Eduardo; MEJÍA, de Alba y GUTIÉRREZ ALMONACID, Mónica Andrea. Procedimiento De Cálculo De Turbinas Eólicas De Eje Vertical De Álabes Rectos.

JOYA RAMÍREZ, Nohora, *et al.* Guía Para La Elaboración De Trabajos Escritos. Bogotá D.C.: ICONTEC, 2014. ISBN 9789588585383

MOTT, Robert L.; CHACÓN PAZ, Miguel y CORDOVA JUST, Arturo. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Prentice-Hall, 1995. ISBN 9688805750

NORTON, Robert L.; CAGIGAS CASTELLO-TÁRREGA, Carlota de, las Mercedes y SÁNCHEZ GARCÍA, Gabriel. Diseño De Máquinas. México: Prentice Hall, 1999. ISBN 9701702573

INSTITUO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 2008, p.1

\_\_\_\_\_. Referencias bibliográficas, contenido, forma y estructura. NTC , 5613. Bogotá: El Instituto 2008. p.1 - 2

\_\_\_\_\_. Referencias documentales para fuentes de informaciones electrónicas. NTC 4490. Bogotá: EL Instituto, 1998, p.2

PERALES BENITOS, Tomás. Guía Del Instalador De Energías Renovables: Energía Fotovoltaica, Energía Térmica, Energía Eólica, Climatización. México: Limusa, 2006. ISBN 9681868528

PÉREZ JARAMILLO, Carlos Mario. Gerencia De Mantenimiento y Sistemas De Información. Santafé de Bogotá: Soporte, 1992. ISBN 9549802

PINILLA S.,Alvaro. Manual De Aplicación De La Energía Eólica. Bogotá: Ministerio de Minar y Energía, 1997. ISBN 9589612156

POLONI OYARZÚN, Rodrigo Alfonso. Proyecto Energía Eólica: Energías Alternativas. Buenos Aires, Argentina]: Monografías], 2007.

SCHICK, Kurt. Principios De Electricidad. Bogotá: McGraw-Hill, 1971. ISBN 9684511876

Seminario De Evaluación Financiera De Proyectos De Inversión. Bogotá, Febrero 9 - Marzo 18, 1982. Bogotá: Universidad de los Andes, Facultad de Administración, 1982.

SHIGLEY, Joseph Edward y PANIAGUA BOCANEGRA, Francisco. Diseño En Ingeniería Mecánica. México: McGraw-Hill, 1978. ISBN 9686046097

SLAMAKER, R. R. Diseño y Análisis De Elementos De Máquinas. México: Limusa, 1969.

TONY BURTON, David Sharpe. Wind Energy Handbook. 1st ed. England: JOHN WILEY & SONS, LTD, 2001 by John Wiley & Sons, Lt.

VILLARRUBIA LÓPEZ, Miguel. Ingeniería De La Energía Eólica. México Barcelona: Alfaomega : Marcombo, México Barcelona : Alfaomega : Marcombo, 2013.

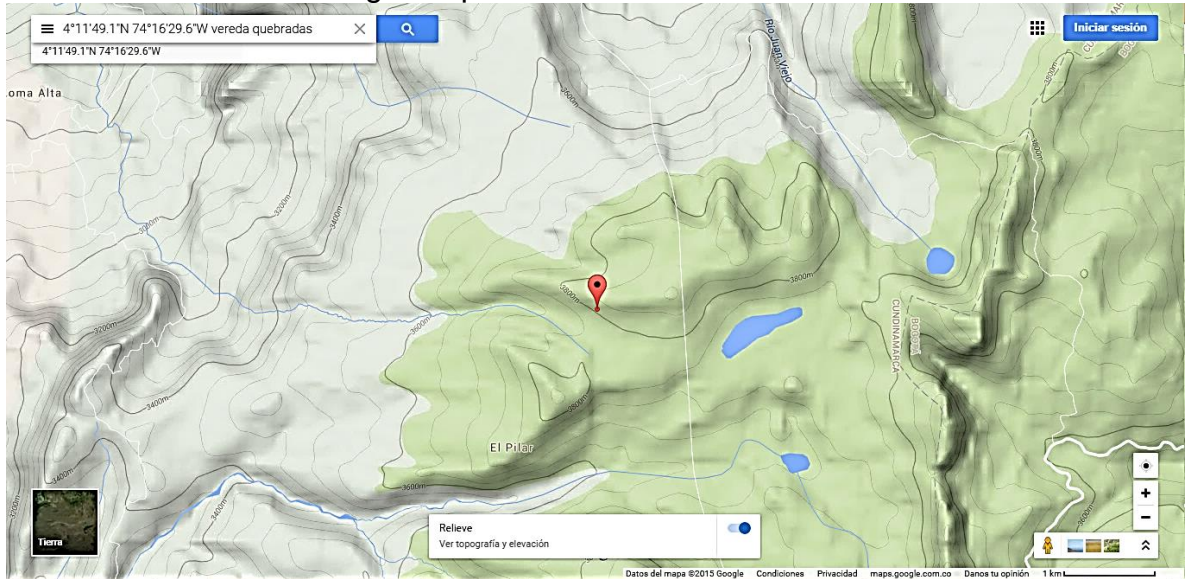


ANEXOS

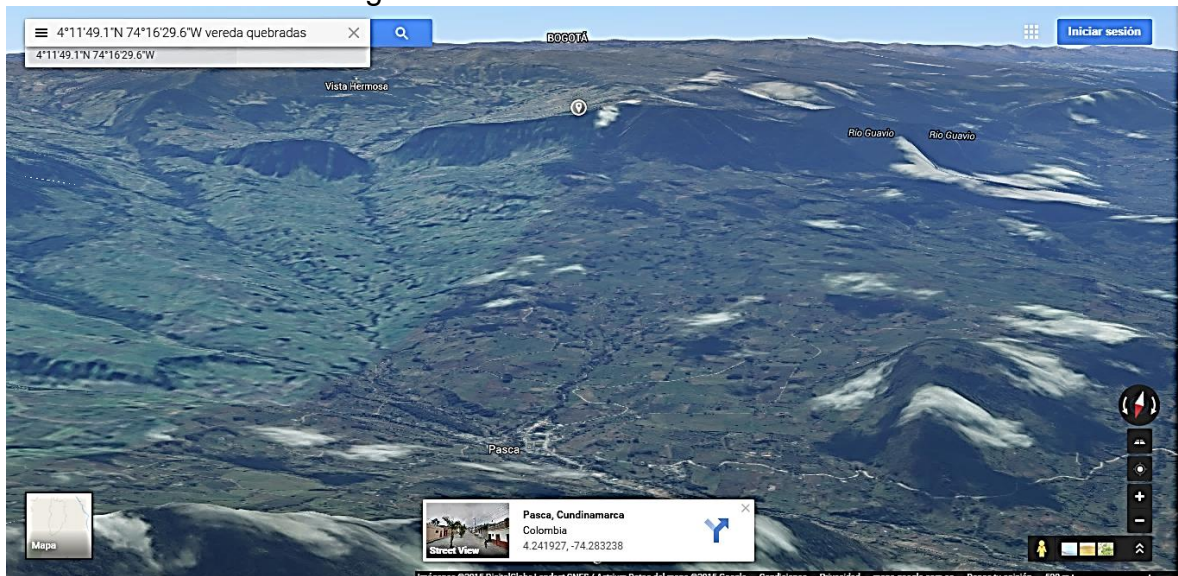
# Anexo A

## ALTURA Y UBICACIÓN

### Altura del terreno en Google Maps

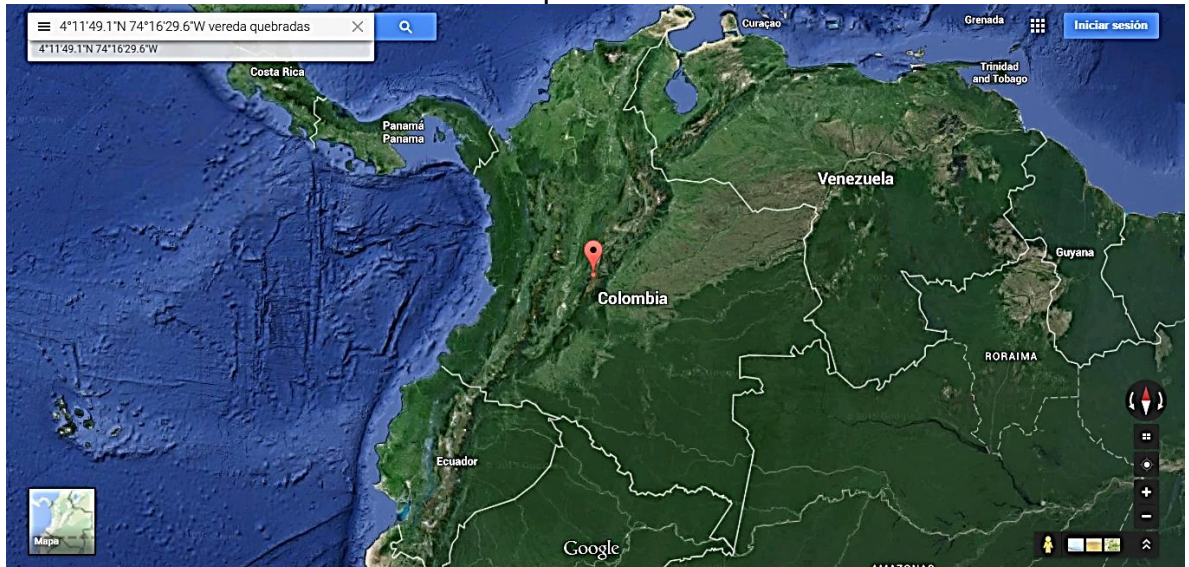


### Altura del terreno en Google earth





## Ubicación en Colombia en Google Maps



## Anexo B

# RESUMEN PLAN DE DESARROLLO MUNICIPAL

Plan de Desarrollo Municipal 2012-2015. El Gobierno del Pueblo.

## CONTENIDO

	Pág.
MARCO CONCEPTUAL	7
Marco normativo básico, políticas, planes y documentos de referencia	7
Definiciones	11
Generalidades Acerca de nuestro territorio.....	14
I. DIAGNÓSTICO INTEGRAL	46
<u>1er Momento de identificar</u>	
Paso1: Reconocimiento inicial del territorio.	
1. Dimensión Poblacional	46
1.1 Tamaño	
1.1.1 Urbano	47
1.1.2 Rural	
1.2 Crecimiento	48
1.2.1 Natalidad	
1.2.2 Mortalidad	
1.2.3 Inmigración	
1.2.4 Emigración	
1.3 Estructura	49
1.3.1 Edad y Sexo	
1.3.2 Grupos Específicos	50
1.3.3 Grupos étnicos	50
1.3.4 Grupos en condición de vulnerabilidad	50
1.3.4.1 Discapacitados	51
1.3.4.2 Población víctima de la violencia.	51
1.3.4.3 Población Unidos en el municipio.	51
1.4 Distribución: Edad, sexo, discapacidad.	53
1.4.1 Total Municipio.	53
1.4.2 Total Rural	54
1.4.3 Total urbano.	68
2. Dimensión Ambiente Natural	72
2.1 Medio Ambiente y recursos renovables	72
2.1.1 Control, preservación y defensa del medio ambiente.	72

Plan de Desarrollo Municipal 2012-2015. El Gobierno del Pueblo.

2.1.2	Medio ambiente..	73
2.1.3	Control y Vigilancia Ambiental.	
2.1.4	Descontaminación de corrientes y depósitos de agua	74
2.1.5	Entornos saludables y manejo del agua.	74
2.1.6	Residuos sólidos.	79
2.1.7	Áreas de conservación de recursos hídricos.	81
2.2	Gestión de riesgos de desastre	84
2.2.1	Prevención y atención de desastres.	84
2.2.2	Zonas de riesgo, asentamientos humanos y reubicación.	85
2.3	Ordenamiento Territorial	90
2.3.1	Usos del suelo en las áreas urbanas	90
2.3.2	Permisos y licencias urbanísticas de conformidad con el EOT	91
3.	<b>Dimensión Ambiente Construido</b>	93
3.1	Transporte y Movilidad.	93
3.1.1	Obras de Construcción y conservación.	93
3.1.2	Necesidades en Infraestructura Vial.	94
3.1.3	Servicio de Transporte y Movilidad.	99
3.1.4	Seguridad Vial.	99
3.2	Equipamientos sociales e institucionales	99
3.2.1	Alcaldía Municipal.	99
3.2.2	Plaza Pública.	92
3.2.3	Cementerio	92
3.2.4	Matadero Municipal.	92
3.2.5	Plaza de Mercado	92
3.2.6	Granja Municipal.	92
4.	<b>Dimensión Socio Cultural</b>	101
4.1	Servicio de Agua Potable y Saneamiento Básico	101
4.1.1	Provisión.	101
4.1.2	Prestación.	108
4.1.3	Subsidios.	109
4.1.4	Metas.	110
4.1.5	Recursos del Sistema General de Participaciones	110
4.1.6	Administración los recursos del SGP-APSB.	110
4.1.7	Viabilidad de servicios públicos.	110



**Plan de Desarrollo Municipal 2012-2015. El Gobierno del Pueblo.**

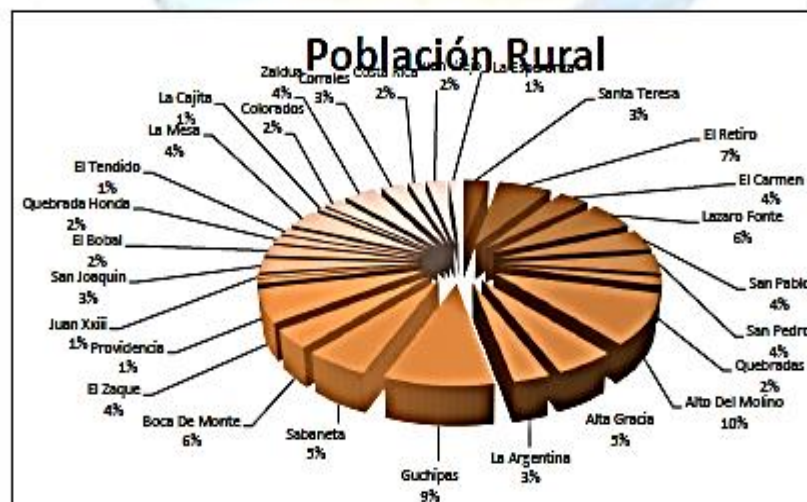
La mayor densidad de la población urbana se encuentra localizada en el barrio Flandes que representa un 32%.

**1.1.2 Rural.**

La población de la zona rural se encuentra distribuida en 28 veredas como se muestra en la siguiente tabla:

Vereda	Hab	Vereda	Hab
Santa Teresa	245	Providencia	74
El Retiro	524	Juan Xxiii	48
El Carmen	299	San Joaquin	231
Lazaro Fonte	459	El Bobal	181
San Pablo	341	Quebrada Honda	127
San Pedro	310	El Tendido	118
Quebradas	136	La Mesa	315
Alto Del Molino	800	La Cajita	66
Alta Gracia	408	Colorados	172
La Argentina	248	Zaldúa	311
Guchipas	745	Corrales	222
Sabaneta	437	Costa Rica	135
Boca De Monte	298	Juan Viejo	190
El Zaque	520	La Esperanza	97
			5770

La mayor densidad de la población rural se encuentra localizada en la vereda Alto del Molino con un 10%, seguida de la vereda Gúchipas con un 9%.





DIMENSION	1. DIMENSION POBLACIONAL
Competencia Sectorial	1.2 Crecimiento.

PASO 1. RECONOCIMIENTO DEL TERRITORIO

1.2.1 Natalidad

Los partos de las madres de Pasca en gran mayoría con atendidos en el Hospital San Rafael de Fusagasugá, durante los años 2008, 2009, 2010 y 2011 se reportan los siguientes nacimientos:

NACIDOS VIVOS			
2008	2009	2010	2011
78	115	119	104

1.2.2 Mortalidad.

Información de la Registraría Municipal sobre defunciones:

DEFUNCIONES				
	2008	2009	2010	2011
HOMBRES	13	7	7	4
MUJERES	8	3	6	3
TOTALES	21	10	13	7

1.2.3 Inmigración.

En cuanto a la dinámica de recepciones observamos que en la actualidad el municipio cuenta aproximadamente con 47 familias desplazadas por la violencia que se han venido ubicando en diferentes veredas y barrios del territorio municipal.

1.2.4 Emigración

En cuanto al desplazamiento que se registra de los habitantes hacia otras zonas del país en lo corrido del año 2012 según registros del SISBEN existen 141 solicitudes de traslado y en el año 2011 se registraron en total 423 solicitudes que obedecen a causas como cambio de domicilio, cambio de empleo o actividad económica o cambio de afiliación del régimen de salud.

DIMENSION	1. DIMENSION POBLACIONAL
Competencia Sectorial	1.3 Estructura.

PASO 1. RECONOCIMIENTO DEL TERRITORIO

1.3.1 Edad y Sexo.

En la distribución por rango de edad con intervalos de 5 años el grupo más numeroso es el de los niños de 0 a 4 años, seguido del grupo de niños de 5 a 9 años y en tercer lugar los jóvenes entre 15 y 19 años que equivalen a un 36% del total de la población. Los mayores de 60 años suman un total de 908 personas que representan el 8.5% del total de la población.

Edad (años)	Hombres	Mujeres	Total
0 a 4	758	738	1496
5 a 9	630	641	1271
10 a 14	485	455	940
15 a 19	590	540	1130
20 a 24	502	442	944
25 a 29	365	333	698
30 a 34	370	338	708
35 a 39	371	328	699
40 a 44	347	273	620
45 a 49	193	224	516
50 a 54	201	160	354
55 a 59	173	178	351
60 a 64	160	135	295
64 a 69	144	108	252
70 a 74	82	84	166
75 a 79	61	66	127
más de 80	37	31	68
<b>Total</b>	<b>5568</b>	<b>5067</b>	<b>10635</b>



**Plan de Desarrollo Municipal 2012-2015. El Gobierno del Pueblo.**

La estructura poblacional por edad del municipio es predominantemente joven como se ilustra el territorio cuenta con un potencial humano joven y económicamente productivo. De los 10635 habitantes 5.568 son hombres que representan el 52% de la población frente a un 48% de mujeres que suman 5.067, se observas que la distribución por sexo es casi proporcional.

**1.3.2 Grupos Específicos.**

La población de nuestro municipio se distribuye por grupo poblacional de la siguiente manera:

Población	Edad	Hombres	Mujeres	Total	Distribución
P Infancia	0 - 5	827	778	1605	15%
Infancia	6 a 11	825	851	1676	15%
Adolescentes	12 a 17	329	287	616	6%
Jóvenes	18 a 28	1246	1165	2411	22%
Adultos	29 a 59	1851	1563	3414	33%
A. Mayores	> 60	483	430	913	9%
<b>TOTAL</b>		<b>5561</b>	<b>5074</b>	<b>10635</b>	<b>100%</b>

**1.3.3 Grupos Étnicos.**

En el territorio no existen grupos o asentamientos representativos de personas afro descendientes, ni comunidades indígenas, ni poblaciones R-rom, gitanos. De manera aislada llegan estas personas a nuestro territorio y permanecen por algún tiempo, algunos se establecen y otros no se demoran

**1.3.4 Grupos en condición de vulnerabilidad.**

**1.3.4.1 Discapacitados**

La población discapacitada en el municipio representa el 2%, es decir de los 10.635 habitantes 188 tienen algún tipo de discapacidad, 114 son hombres y 74 mujeres, distribuidos por grupo específicos así: 16 niños, 4 adolescentes, 33 jóvenes, 80 adultos y 55 adultos mayores.

Población	N. Personas
P. Infancia	4
Niños	12
Adolescentes	4
Jóvenes	33
Adultos	80
Adultos Mayores	55
<b>TOTAL</b>	<b>188</b>



1.3.4.2 Población víctima de la violencia:

En cuanto a la dinámica de recepciones observamos que en la actualidad el municipio cuenta aproximadamente con 47 familias, 195 personas que se han venido ubicando en diferentes veredas y barrios del territorio municipal. De los cuales 95 son hombres, 47 adultos y 48 niños y 100 son mujeres, 62 adultas y 38 niñas.

1.3.4.3 Población Unidos en el municipio.

INDICADORES POBLACION UNIDOS.

Generalidades			
	Pasca	C/marca	Total Unidos
N. de Personas	1.594	222.282	5.063.867
N. familias	446	65.828	1.318.843
Promedio de Integrantes	3.6	3.4	3.8
Porcentaje de mujeres	47.4%	50.2%	50%
Porcentaje desplazados	4.2%	9.4%	18%
Promedio de edad	28	30	27.3%
Porcentaje de ruralidad	71.5%	42.7%	25%
Jefatura femenina	27%	43%	58%
Porcentaje menores de edad	42.3%	39.6%	43.5%

Indicadores de pobreza			
	Pasca	C/marca	Total Unidos
ICV	57.0	64	60.8
NBI	2.3	1.8	2.0

Distribución población por etnia	
Indígena	0%
ROM Gitano	0%
Raizal	0%
Afro	30%
Palenquero	0%
Ninguna etnia	70%

Indicadores de mercado laboral	
Tasa de desempleo	9%
Tasa Global de participación	51%
Informalidad	52%

Anexo C

RECIBOS DE LUZ

4125912-9  
Factura de servicios públicos  
No. 266413376-5  
1 de 1

PARA PAGO Y CONSULTAS  
SU NUMERO DE CUENTA ES:

**EE**  
EMPRESA DE ENERGIA DE COSTA RICA

**CLIENTE**  
ANTONIO AUSIQUE  
DIR. CA LA SIERRA VDA SABANET  
PASCA  
ALTAGRACIA

<b>TOTAL A PAGAR</b> \$ 31.380	<b>SUBSIDIO</b> (\$ 25.672)	<b>PAGO OPORTUNO</b> 30 ENE/2014
-----------------------------------	--------------------------------	-------------------------------------

**EVOLUCION DEL CONSUMO**

<b>PERIODO FACTURADO:</b> 22 NOV/2013 A 23 ENE/2014
<b>TIPO LIQUIDACION:</b> Bimestral
<b>TIPO DE LECTURA:</b> Real
<b>ANOMALIA:</b> Lectura Normal
<b>CONSUMO PROMEDIO ULTIMOS 6 MESES:</b> 100
<b>PROXIMA LECTURA:</b> 25 MAR/2014

**INFORMACION DEL CONSUMO**

TIPO MEDIDA	LEC. ACTUAL	LEC. ANTERIOR	DIFERENCIA	FACTOR	ENERGIA CONS.	ENERGIA FACT.
EAFP	3106	2971	135	1	135	135

FECHA DE EXPEDICION: 24 ENE/2014 TOTAL CONSUMO: 135

<b>CALIDAD DEL SERVICIO</b> TRIMESTRE: HORAS INTERRUMPIDAS	<b>INFORMACION DE INTERES</b> ESTIMADO CLIENTE: La Tarifa para el Consumo de Subsistencia (0 - 260 Kwh/
--	---

<p>GRUPO (C): 4 CRO: 0 CPT: 0</p> <p><small>CRO: Costo de racionamiento CPT: Consumo promedio del trimestre</small></p>	<p>G: 143.9928 T: 20.3535 D: 128.7836</p> <p>CV: 97.849 PR: 26.8017 R: 4.8543</p> <p>CU: 422.6349 CF: 0</p> <p>TARIFA MES DIC/2013 VALOR kWh P<sub>1</sub> om 422.6349</p>
---	--


**INFORMACION TECNICA**

RUTA LECTURA: 60005205060022	NIVEL DE TENSION: 1
RUTA REPARTO: 60005205060091	COD. FACTURACION: 506
ESTRATO: 2	GRUPO: 85807
CIRCUITO: 406221	MEDIDOR No: 85807
CARGA (KW): 7	MEDIDOR No:
SERVICIO: Residencial	

**DETALLE DE CUENTA**

<b>CONCEPTO:</b>	<b>SUBTOTAL</b>
<b>CONSUMO DE ENERGIA</b>	
422.6349 (Valor kWh) x 135 (Consumo en kWh)	\$ 57.056
RESIDENCIAL SUBSIDIO (44.99%)	(\$ 25.672)
<b>SUBTOTAL VALOR CONSUMO</b>	<b>\$ 31.384</b>
AJUSTE DECENA RES. CREG 108-97 (CR)	(\$ 4)
<b>ESTE MES LA ENERGIA QUE DISFRUSTASTE, TE COSTO \$ 506 DIARIOS</b>	
<b>SUBTOTAL VALOR OTROS</b>	<b>(\$ 4)</b>
<b>SUBTOTAL VALOR DESCUENTOS</b>	<b>\$ 0</b>
<b>SUBTOTAL CONCEPTOS ENERGIA</b>	<b>\$ 31.380</b>
<b>CONCEPTO:</b>	<b>SUBTOTAL</b>
<b>PORTAFOLIO DE PRODUCTOS Y BENEFICIOS</b>	
<b>SUBTOTAL PORTAFOLIO</b>	<b>\$ 0</b>

PUNTO DE PAGO



EMPRESA DE ENERGIA DE CUNDINAMARCA

**PARA PAGO Y CONSULTAS  
TU NÚMERO DE CUENTA ES:** 4125912-9

**CLIENTE:**  
**ANTONIO AUSIQUE**  
 DIR.FCA LA SIERRA VDA SABANET  
 - PASCA - ALTAGRACIA

**Nº: 270506878-0**


**TOTAL A PAGAR**  
26.190

**SUBSIDIO**  
(\$ 23.770)

**PAGO OPORTUNO**  
31 JUL/2015

**FECHA SUSPENSIÓN:**  
06 AGO/2015

**EVOLUCIÓN DEL CONSUMO**



MES	CONSUMO (kWh)
JUL	92
SEP	83
NOV	90
ENE	160
MAR	98
MAY	103
JUL	105

**PERIODO FACTURADO:** 25 MAY/2015 A 24 JUL/2015

**TIPO LIQUIDACIÓN:** Bimestral

**TIPO DE LECTURA:** Real

**ANOMALIA:** Lectura normal

**CONSUMO PROMEDIO ULTIMOS 6 MESES:** 120

**PROXIMA LECTURA:** 22 SEP/2015

**INFORMACIÓN DEL CONSUMO**

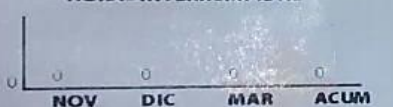
TIPO MEDIDA	LEC. ACTUAL	LEC. ANTERIOR	DIFERENCIA	FACTOR	ENERGÍA CONS.	ENERGÍA FACT.
EAFP	4010	3905	105	1	105	105

**FECHA DE EXPEDICIÓN:** 27 JUL/2015 **TOTAL CONSUMO:** (kWh) 105

**CALIDAD DEL SERVICIO**

**TRIMESTRE:**

**HORAS INTERRUMPIDAS**



**GRUPO (C):** 4 **CRO:** 0 **CPT:** 0

CRO: Costo de racionamiento  
CPT: Consumo promedio del trimestre

**INFORMACIÓN DE INTERÉS**

**ESTIMADO CLIENTE:**  
La Tarifa para el Consumo de Subsistencia (0 - 260 Kwh/

<b>G:</b> 168 0642	<b>T:</b> 23 0152	<b>D:</b> 144 3364
<b>CV:</b> 104 3923	<b>PR:</b> 30 9252	<b>R:</b> 5 0305
<b>CU:</b> 475 7642	<b>CF:</b> 0	

**TARIFA MES JUN/2015** **VALOR kWh Prom** \$ 475 7642

**INFORMACIÓN TÉCNICA**

<b>RUTA LECTURA:</b>	6000 5 20 506 0022	
<b>RUTA REPARTO:</b>	6000 5 20 506 0001	
<b>ESTRATO:</b>		2
<b>CIRCUITO-TRAFÓ:</b>	402126-	18730
<b>CARGA (KW):</b>		2
<b>SERVICIO:</b>		Residencial

<b>NIVEL DE TENSIÓN:</b>		1
<b>COD. FACTURACIÓN:</b>		
<b>GRUPO:</b>		506
<b>MEDIDOR No:</b>		85807
<b>MEDIDOR No:</b>		

**DETALLE DE CUENTA**

CONCEPTO:	SUBTOTAL
<b>CONSUMO DE ENERGIA</b>	
475.7642 (Valor kWh) x 105 (Consumo en kWh)	\$ 49.955
RESIDENCIAL SUBSIDIO (47.58%)	(\$ 23.770)
<b>SUBTOTAL VALOR CONSUMO</b>	<b>\$ 26.185</b>
AJUSTE DECENA RES. CREG 108-97 (DEB)	\$ 5
<b>ESTE MES LA ENERGIA QUE DISFRUTASTE,</b>	
<b>TE COSTO \$ 436 DIARIOS</b>	
<b>SUBTOTAL VALOR OTROS</b>	<b>\$ 5</b>
<b>SUBTOTAL VALOR DESCUENTOS</b>	<b>\$ 0</b>
<b>SUBTOTAL CONCEPTOS ENERGIA</b>	<b>\$ 26.190</b>
<b>CONCEPTO:</b>	
<b>PORTAFOLIO DE PRODUCTOS Y BENEFICIOS</b>	
<b>SUBTOTAL PORTAFOLIO</b>	<b>\$ 0</b>

No. 265969816-1  
1 de 1

**CLIENTE**  
ANTONIO AUSIQUE  
DIR. CA LA SIERRA VDA SA. NET  
PASCA  
ALTAGRACIA

<b>TOTAL A PAGAR</b> \$ 24.760	<b>SUBSIDIO</b> (\$ 18.919)	<b>PAGO OPORTUNO</b> 02 DIC/2013
-----------------------------------	--------------------------------	-------------------------------------

**EVOLUCION DEL CONSUMO**

PERIODO FACTURADO:	23 SEP/2013 A 22 NOV/2013
TIPO LIQUIDACION:	Bimestral
TIPO DE LECTURA:	Real
ANOMALIA:	Lectura Normal
CONSUMO PROMEDIO ULTIMOS 6 MESES:	98
PROXIMA LECTURA:	23 ENE/2014

**INFORMACION DEL CONSUMO**

TIPO MEDIDA	LEC. ACTUAL	LEC. ANTERIOR	DIFERENCIA	FACTOR	ENERGIA CONS.	ENERGIA FACT.
EAFP	2971	2865	106	1	106	106

FECHA DE EXPEDICION: 25 NOV/2013 TOTAL CONSUMO: 106

<p><b>CALIDAD DEL SERVICIO</b></p> <p>TRIMESTRE: HORAS INTERRUMPIDAS</p> <p>GRUPO (C): 4 CRO: 0 CPT: 0 CRO: Costo de racionamiento CPT: Consumo promedio del trimestre</p>	<p><b>INFORMACION DE INTERES</b></p> <p>ESTIMADO CLIENTE: La Tarifa para el Consumo de Subsistencia (0 - 260 Kw/h)</p> <p>G: 149.2792 T: 21.6174 D: 126.3237 CV: 98.288 PR: 26.199 R: 0.3724 CU: 412.0797 CF: 0</p> <p>TARIFA MES OCT/2013 VALOR kWh Prom 412.0797</p>
--	--

**INFORMACION TECNICA**

RUTA LECTURA:	6000 520 546 0022	NIVEL DE TENSION:	1
RUTA REPARTO:	6000 520 546 0101	COD. FACTURACION:	
ESTRATO:	2	GRUPO:	546
CIRCUITO:	406221	MEDIDOR No:	85807
CARGA (KW):	7	MEDIDOR No:	
SERVICIO:	Residencial		

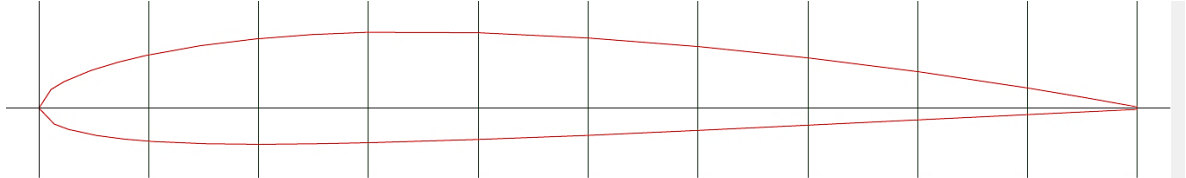
**DETALLE DE CUENTA**

CONCEPTO:	SUBTOTAL
<b>CONSUMO DE ENERGIA</b>	
412.0797 (Valor kWh) x 106 (Consumo en kWh)	\$ 43.680
RESIDENCIAL SUBSIDIO (43.31%)	(\$ 18.919)
<b>SUBTOTAL VALOR CONSUMO</b>	<b>\$ 24.761</b>
AJUSTE DECENA RES. CREG 108-97 (CR)	(\$ 1)
<b>ESTE MES LA ENERGIA QUE DISFRUTASTE, TE COSTO \$ 413 DIARIOS</b>	
<b>SUBTOTAL VALOR OTROS</b>	<b>(\$ 1)</b>
<b>SUBTOTAL VALOR DESCUENTOS</b>	<b>\$ 0</b>
<b>SUBTOTAL CONCEPTOS ENERGIA</b>	<b>\$ 24.760</b>
<b>CONCEPTO:</b>	<b>SUBTOTAL</b>
<b>PORTAFOLIO DE PRODUCTOS Y BENEFICIOS</b>	
<b>SUBTOTAL PORTAFOLIO</b>	<b>\$ 0</b>

## Anexo D

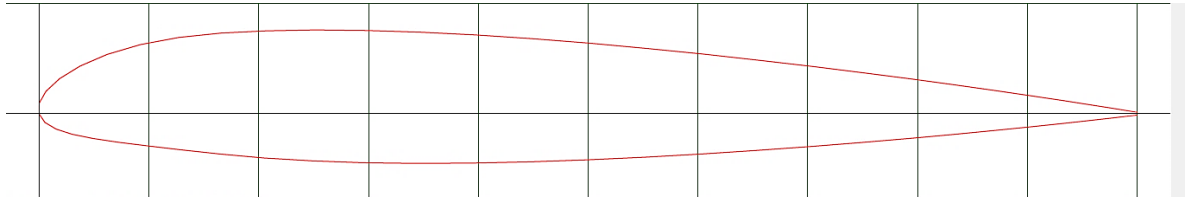
### PERFILES NACA

#### Perfil NACA 2410



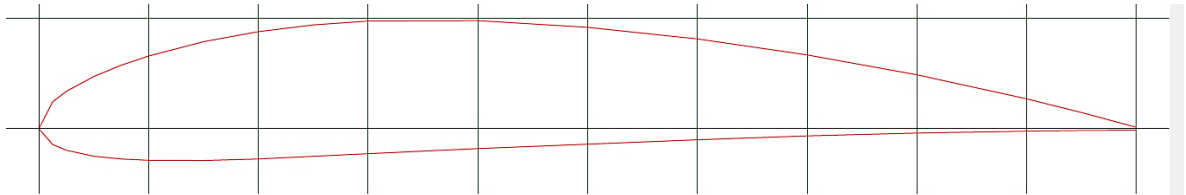
Name = NACA 2410  
Chord = 100mm Radius = 0mm Thickness = 100% Origin = 0% Pitch = 0°

#### Perfil NACA 23012



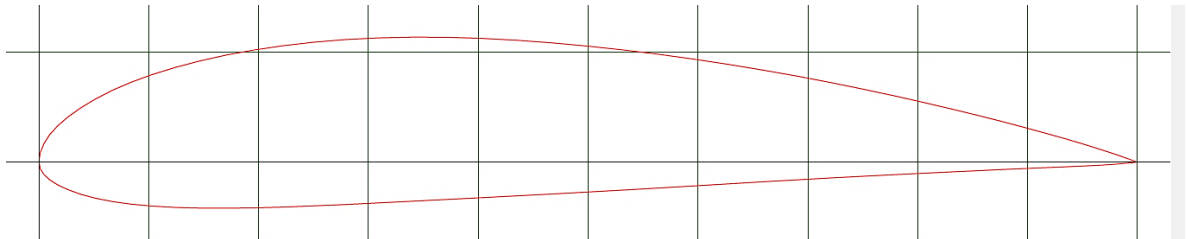
Name = NACA 23012 12%  
Chord = 100mm Radius = 0mm Thickness = 100% Origin = 0% Pitch = 0°

#### Perfil NACA 4412



Name = NACA 4412  
Chord = 100mm Radius = 0mm Thickness = 100% Origin = 0% Pitch = 0°

#### Perfil NACA 4415



Name = NACA 4415  
Chord = 100mm Radius = 0mm Thickness = 100% Origin = 0% Pitch = 0°



Anexo E

CATÁLOGO DE SELECCIÓN CORONA ISB



**CORONAS GIRATORIAS  
SLEWING BEARINGS**



**CATÁLOGO TÉCNICO GENERAL  
GENERAL TECHNICAL CATALOGUE  
01.07.12**



## TIPOLOGÍAS/SERIES OVERVIEW



**ZK**  
Dentada Interior / Int. toothed



**NK**  
No dentada / Untoothed



**EBL SERIES**  
Dentada exterior / Ext. toothed



EBL.20 S  
EBL.20 P  
EBL.30 S  
EBL.30 P

**ZBL SERIES**  
Dentada Interior / Int. toothed



ZBL.20 S  
ZBL.20 P  
ZBL.30 S  
ZBL.30 P

**NBL SERIES**  
No dentada / Untoothed



NBL.20 S  
NBL.20 P  
NBL.30 S  
NBL.30 P

**EB1 SERIES**  
Dentada exterior / Ext. toothed



EB1.20 S  
EB1.20 P  
EB1.25 S  
EB1.25 P  
EB1.25 R  
EB1.50 S  
EB1.STOCK

**ZB1 SERIES**  
Dentada Interior / Int. toothed



ZB1.20 S  
ZB1.20 P  
ZB1.25 S  
ZB1.25 P  
ZB1.25 R  
ZB1.50 S  
ZB1.STOCK

**NB1 SERIES**  
No dentada / Untoothed



NB1.20 S  
NB1.20 P  
NB1.25 S  
NB1.25 P  
NB1.STOCK

**EB2 SERIES**  
Dentada exterior / Ext. toothed



**ZB2 SERIES**  
Dentada Interior / Int. toothed



**ER1 SERIES**  
Dentada exterior / Ext. toothed



ER1.14 S  
ER1.14 PR  
ER1.16 S  
ER1.20/30  
ER1.36/50

**ZR1 SERIES**  
Dentada Interior / Int. toothed



ZR1.14 S  
ZR1.14 PR  
ZR1.16 S  
ZR1.20/25  
ZR1.30/50

**NR1 SERIES**  
No dentada / Untoothed



NR1.14 S  
NR1.14 PR  
NR1.16 S

**ER3 SERIES**  
Dentada exterior / Ext. toothed



ER3.20/25  
ER3.32/40

**ZR3 SERIES**  
Dentada Interior / Int. toothed



ZR3.20/25  
ZR3.32/40

**CRBH, RB, YRT**  
Rodamientos de precisión  
Precision bearings



RB, RE  
RU, CRBH  
CRBC, SX  
YRT, YRTS  
ZKLD

## TURBINAS EÓLICAS - WIND TURBINES

En este tipo de aplicación las coronas giratorias constituyen componentes funcionales fundamentales y su diseño varía en base a la función que cumple la torre eólica. El primer tipo de rodamiento se llama Blade Bearing "B" y está fijado en la base de cada pala y permite su orientación. El segundo tipo se llama Yaw Bearing "Y" y está fijado en la base de la unidad, permitiendo la orientación de toda la turbina. El tercer tipo se llama Main Bearing "M" y permite la transferencia del movimiento giratorio de la turbina al alternador.

*For this type of application the slew bearings are extremely important functional component and their design changes according to their position in the wind turbine. The first type is called Blade Bearing "B", it is fixed in the base of each blade allowing its orientation. The second type is the Yaw Bearing "Y", it is fixed on the base of the nacelle and it allows the orientation of the whole turbine. The third type is called Main Bearing "M" and it allows the motion transfer from the turbine to the generator.*



## INTRODUCCIÓN - INTRODUCTION

La elección del rodamiento para una determinada aplicación no puede prescindir, además de consideraciones de tipo general sobre la tipología y las características macro-geométricas, de las siguientes verificaciones:

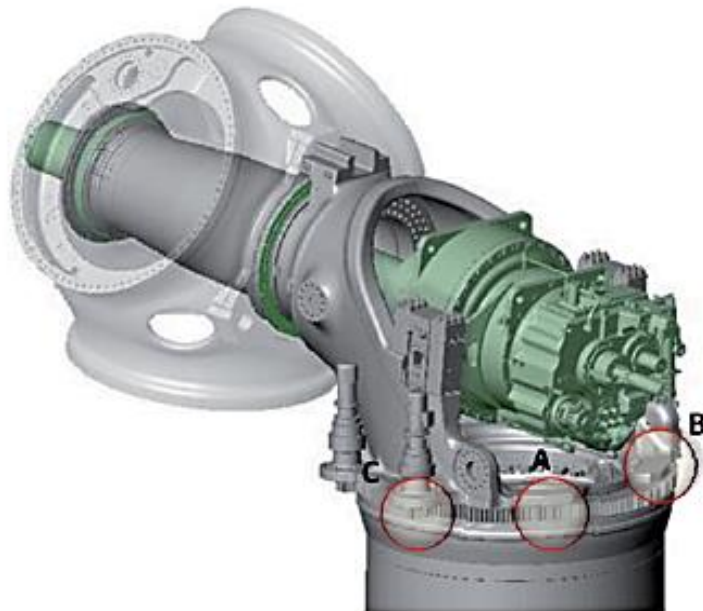
- capacidad estática y dinámica del sistema de rodadura (A)
- resistencia del sistema de fijación en la estructura (B)
- resistencia del acoplamiento con un eventual piñón (C)

El análisis de estas temáticas puede ser afrontado desde un punto de vista teórico sobre la base de las propiedades mecánicas del rodamiento y de los esfuerzos y deformaciones que se crean luego de la aplicación de las cargas.

*The choice of the bearing for each application depends not only on its macro-geometric specifications but also on the evaluation of the following elements:*

- *the static and dynamic capacity of the rolling system (A)*
- *the resistance of the fixing system to the structure (B)*
- *the resistance of the gear coupling with a pinion (C)*

*From a theoretical point of view these topics could be analyzed considering the mechanical features of the bearing and the stress and strain due to the application of loads.*

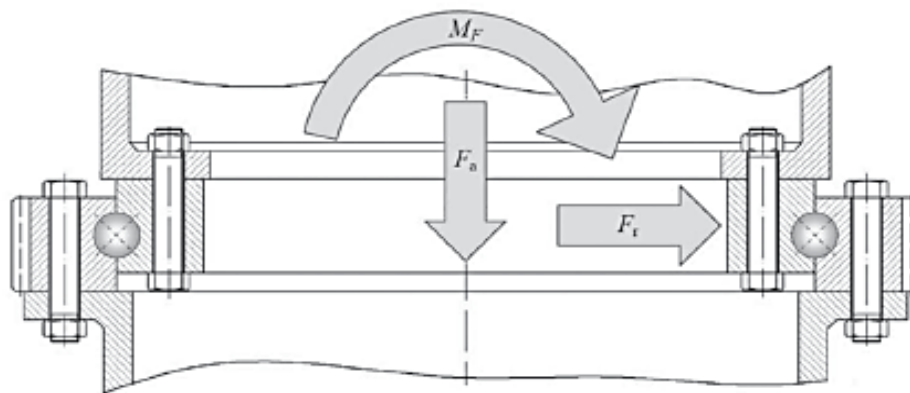


## CÁLCULO DE RESISTENCIA DE LOS BULONES DE FIJACIÓN

### FIXING BOLTS RESISTANCE CALCULATION

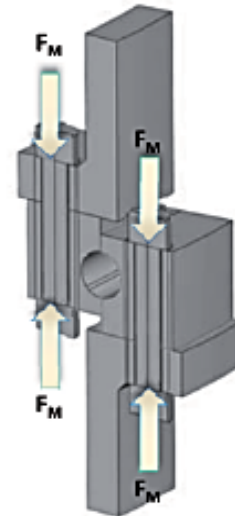
Ya que la función del rodamiento es la de permitir el movimiento de los elementos de la estructura en la cual está instalado y con la cual está conectado a través de una serie de elementos de fijación, la capacidad del sistema no puede prescindir de la verificación de la tornillería misma en las reales condiciones de trabajo.

*Since the function of the bearing is to permit the relative rotation of the elements of the structure on which it has been installed and to which is linked through fixing elements, the capacity of the system depends on the verification of the bolts in real working conditions.*



El control de los bulones se efectúa sobre la base de las especificaciones de la norma alemana VDI2230, la cual, en función del estado de carga del rodamiento y tomando en cuenta el comportamiento estático y dinámico de los bulones, define las cargas máximas de tracción sobre cada uno de los bulones. En particular se controla que la pre-carga del bulón resulte suficiente para garantizar la resistencia del sistema de fijación bajo carga y que el bulón mismo pueda soportar la carga total aplicada.

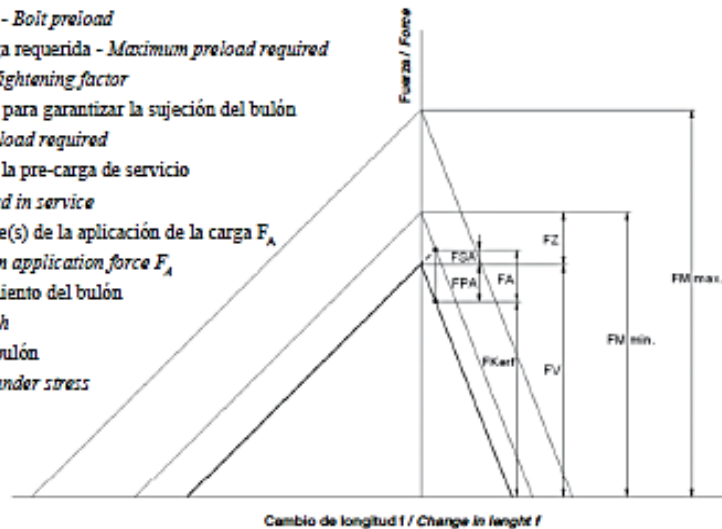
*The bolts verification is done according to the German standard VDI2230 which, in function of the load case of the bearing and considering the static and dynamic behavior of the bolts, leads to define the maximum tensile loads on the single bolt. In particular, it's verified that the preload on the single bolt is greater than the value required to ensure the integrity of the whole tightening system under loads, and it is also verified that the single bolt is able to resist to the total applied load.*



$$F_M > F_{100\%} = \alpha_M \cdot [F_{kerf} + F_{Fz} + F_Z]$$

$$F_M < 0.1 \cdot R_{PO.2} \cdot A_S$$

- $F_M$  = Pre-carga del bulón - *Boit preload*  
 $F_{Mmax}$  = Máxima pre-carga requerida - *Maximum preload required*  
 $\alpha_M$  = Factor de apriete - *Tightening factor*  
 $F_{kerf}$  = Mínima pre-carga para garantizar la sujeción del bulón  
*Minimum boit preload required*  
 $F_{FM} + F_Z$  = Reducción de la pre-carga de servicio  
*Loss of preload in service*  
 $F_{SA}$  = Fuerza(s) resultante(s) de la aplicación de la carga  $F_A$   
*Resulting load from application force  $F_A$*   
 $R_{PO.2}$  = Carga de alargamiento del bulón  
*Boit Yield strength*  
 $A_S$  = Área resistente del bulón  
*Cross section area under stress*



La pre-carga y el par de apriete del bulón se calculan del siguiente modo:

The preload and tightening torque of bolts are calculated as follows:

$$F_M = \sigma_M \cdot A_S$$

$$\sigma_M = \frac{v \cdot R_{PO.2}}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{4}{1 + d_1/d_2} \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1.155 \mu_G \right) \right]^2}}$$

$\sigma_M$  = Esfuerzo medio de tracción en el bulón  
*Mean tensile stress of the boit*

$v$  = Porcentaje de alargamiento de pre-carga  
*Degree of exploitation of the yield load during tightening*

$d_2$  = Diámetro primitivo del bulón  
*Pitch diameter of the boit*

$d_1$  = Diámetro del núcleo de la rosca  
*Minor diameter of boit thread*

$\mu_G$  = Coeficiente de fricción de la rosca  
*Coefficient of friction in thread*

$$M_A = F_M \left[ 0.16P + 0.58d_o \mu_G + \frac{D_{hs}}{2} \mu_k \right]$$

$$D_{hs}/2 = (d_o + d_h)/4$$

$M_A$  = Par de apriete

*Tightening torque*

$d_o$  = Diámetro exterior de contacto de la cabeza del bulón

*Outer diameter of the plane head bearing surface*

$d_h$  = Diámetro de perforación de los elementos embulnados

*Bore diameter of the clamped parts*

$\mu_k$  = Coeficiente de fricción de la cabeza del bulón - superficie de contacto

*Coefficient of friction for boit head - contact surface*

**Consultar la parte 4 "Instalación y Mantenimiento" para conocer los valores de par de apriete y las Instrucciones operativas de montaje.**

*Please check part 4 "Installation & Maintenance" for tightening torque values and Installation operative Instructions.*

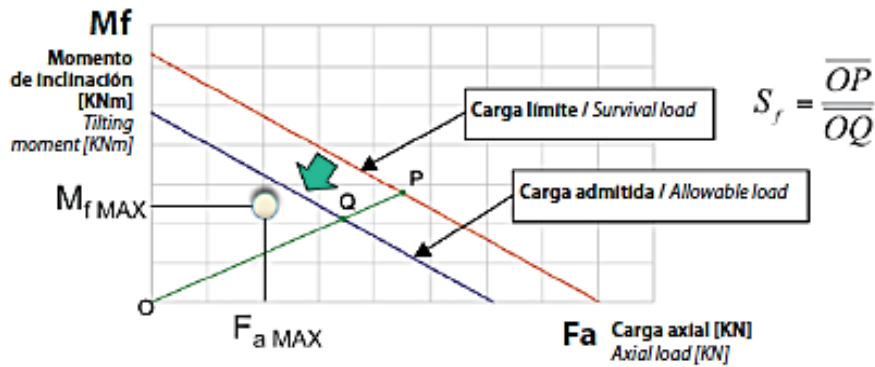
### UTILIZACIÓN DEL DIAGRAMA DE CARGA - USE OF LOAD DIAGRAM

Si no se considera la componente radial del estado de carga del rodamiento es posible representar en un diagrama cartesiano, en cuyo eje X se expone el valor de la carga axial  $F_a$  y en el eje Y el par de vuelco  $M_f$ , las condiciones límite de funcionamiento, expresadas por la curva límite del rodamiento.

La curva de carga máxima admisible para una específica aplicación se obtiene transfiriendo la curva límite de una cantidad proporcional a su relativo factor de seguridad  $S_f$  (pág. 43).

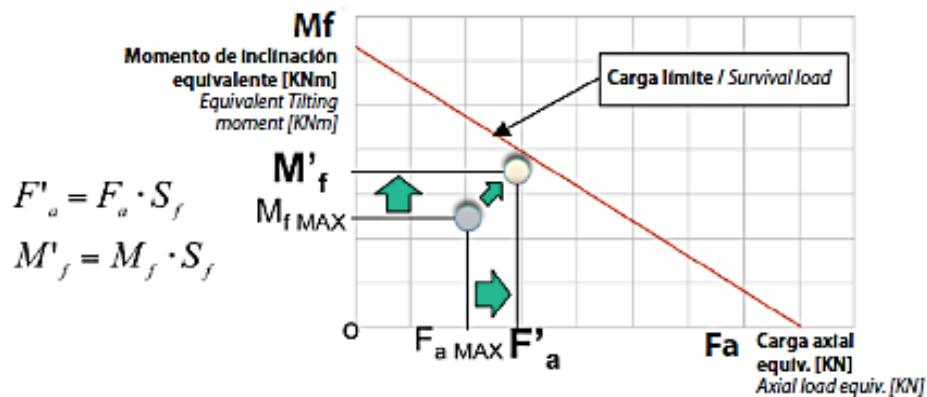
*According to the load equations, without considering the radial component of the load case of the bearing, it's possible to represent in a Cartesian diagram where X and Y axes represent respectively the axial load  $F_a$  and the tilting moment  $M_f$ , the working limit conditions, expressed by the survival curve.*

*The allowable load curve for a specific application is obtained from the translation of the survival load curve of a quantity proportional to its safety factor  $S_f$  (page 43).*



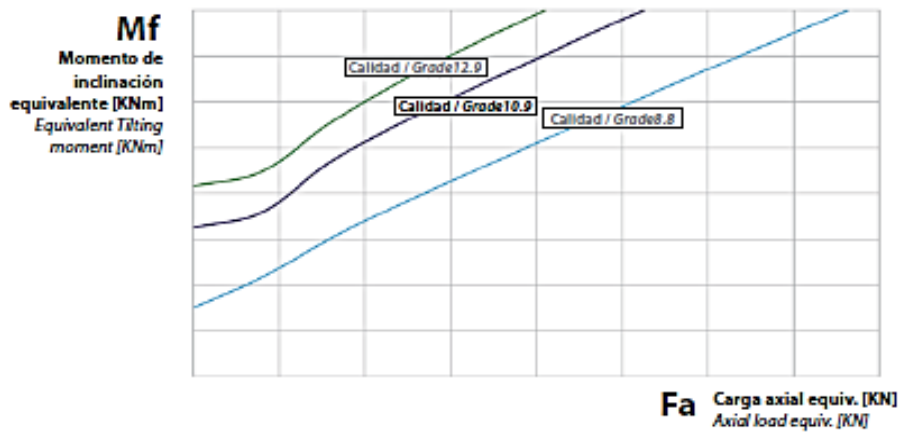
Lo dicho anteriormente equivale a considerar un incremento sobre las cargas incidentes sobre el rodamiento igual al **FACTOR DE SEGURIDAD  $S_f$** , en modo tal que resulte posible utilizar fácilmente los gráficos.

*This is equivalent to consider an increase of the loads exactly equal to **SAFETY FACTOR  $S_f$** , in order to simplify the use of load diagrams.*



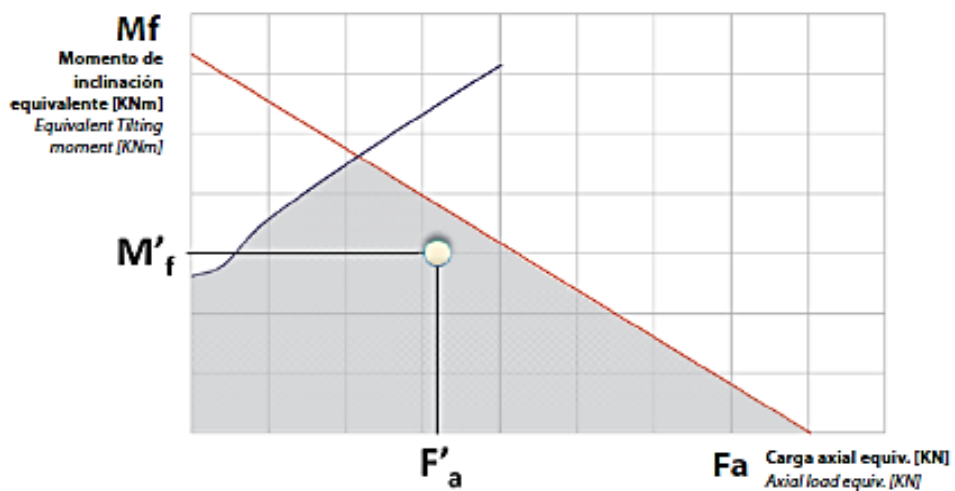
Resulta posible definir un gráfico análogo para la tornillería: también en este caso, volcando en el mismo diagrama cartesiano las condiciones límites de funcionamiento del sistema de fijación se obtiene una curva que tiene el siguiente desarrollo:  
**El diagrama tiene validez para fuerzas axiales  $F_a$  exclusivamente de compresión.**  
 Para otras condiciones de carga contactar nuestra oficina técnica.

*The same graph could be done for the bolts: also in this case, tracing the limit working conditions of the fixing system on the same Cartesian diagram, we obtain a curve similar to the following.*  
**The diagram has validity only for compressive axial forces  $F_a$ .**  
 For different load cases contact our technical office.



El área definida de las curvas límites representa la zona de funcionamiento del rodamiento.

*The area defined by the limit curves is the working area of the bearing.*

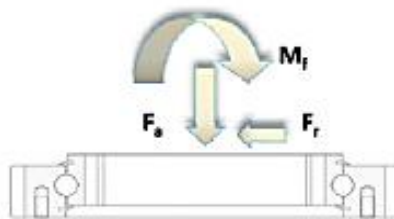




**VERIFICACIÓN EN PRESENCIA DE CARGA RADIAL**  
**VERIFICATION IN PRESENCE OF RADIAL LOAD**

En el caso que exista una carga radial  $F_r$ , es posible tenerla en cuenta aplicando las siguientes correcciones:

*It's also possible to consider a radial load  $F_r$  just applying the following corrections:*



Rodamientos de bolas / *Ball bearings:*

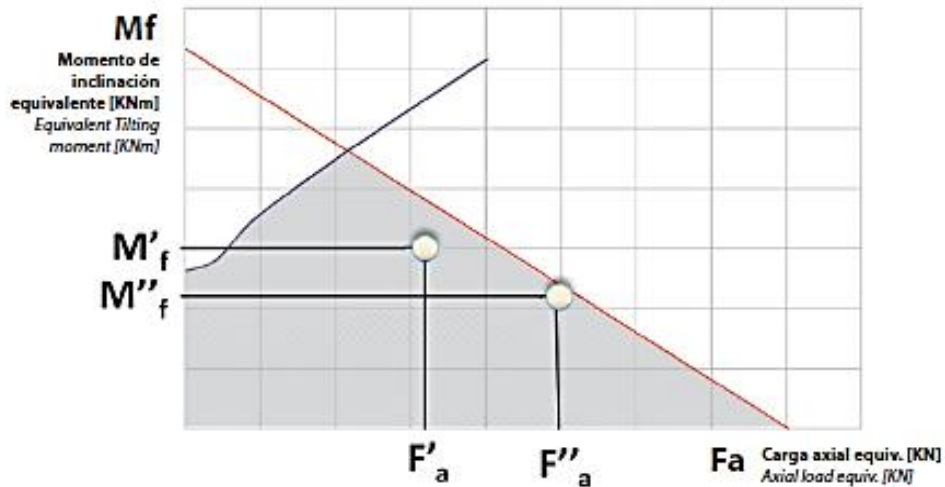
$$a \begin{cases} F'_a = (F_a + 5,046 \cdot F_r) \cdot S_f \\ M'_f = M_f \cdot S_f \end{cases}$$

$$b \begin{cases} F''_a = (1,225 \cdot F_a + 2,676 \cdot F_r) \cdot S_f \\ M''_f = 1,225 \cdot M_f \cdot S_f \end{cases}$$

Rodamientos de rodillos cruzados / *Cross roller bearings:*

$$a \begin{cases} F'_a = (F_a + 2,05 \cdot F_r) \cdot S_f \\ M'_f = M_f \cdot S_f \end{cases}$$

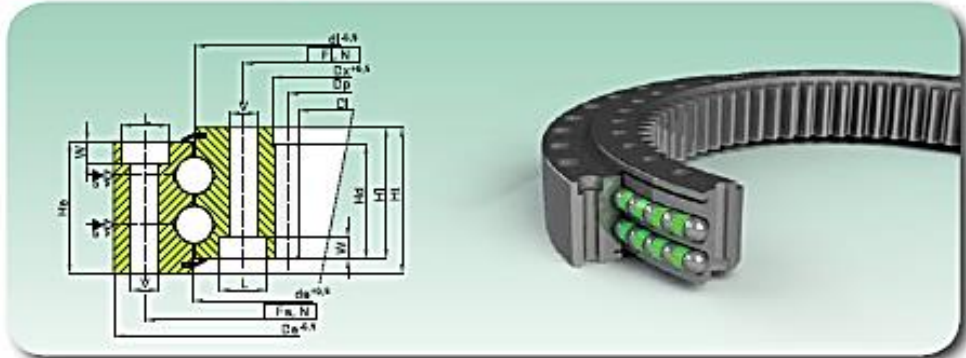
En el caso de rodamientos de bolas, por lo menos una de las dos condiciones de carga equivalente deberá resultar inferior a la curva límite.  
*For ball bearings, at least one of the two equivalent loads cases has to be under the limit curve.*



ZB2

SERIE ESTÁNDAR

STANDARD SERIES

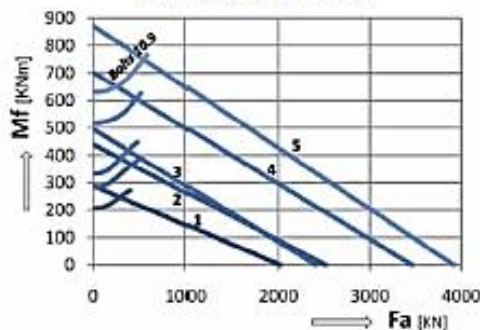


Código Code	Cura Curv	Dimensiones Dimensions										Orificios de fijación Filing Holes					Dentado Gear data					P. peso Weight		
		Da	da	d1	D1	Dc	Ha	H1	H2	Hd	Fa	F1	N	V	L	W	m	Z	zm	Dp	Et		Fz	mas
		(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
ZB2.22.0625.400-1SPPN	1	705	627	623	504	547	83	83	92	74	675	575	32	17	25	9	8	65	-	520	40,33	96,67	95	
ZB2.22.0763.400-1RPPN	2	850	765	761	641	-	83	83	92	83	820	705	36	17	25	17	8	81	-4	648	64,15	128,31	128	
ZB2.20.0897.200-1SPPN	3	973	899	895	786	820	88	88	97	80	944	850	36	17	25	11	8	100	-	800	45,33	90,67	141	
ZB2.22.0885.400-1SPPN	4	982	887	883	754	790	88	88	97	80	944	826	36	21	31	14	8	95	-4	760	61,84	123,67	170	
ZB2.25.0972.400-1SPPN	5	1074	974	970	820	-	100	96	114	96	1085	970	40	21	-	-	10	84	-	840	76	152	234	
ZB2.22.1088.200-1SPPN	6-a	1172	1090	1085	962	1010	88	88	97	80	1134	1040	36	17	25	11	10	98	-	980	56,67	113,33	193	
ZB2.22.1088.201-1SPPN	6-b	1172	1090	1085	962	1010	88	88	97	80	1134	1040	48	17	25	11	10	98	-	980	56,67	113,33	189	
ZB2.22.1088.400-1SPPN	6-a	1172	1090	1085	962	1010	88	88	97	80	1134	1040	36	17	25	11	10	97	-5	970	77,29	154,59	193	
ZB2.25.1103.200-1SPPN	7	1200	1105	1099	963	1010	96	96	110	88	1160	1040	36	21	31	12	10	98	-	980	62,33	124,67	239	

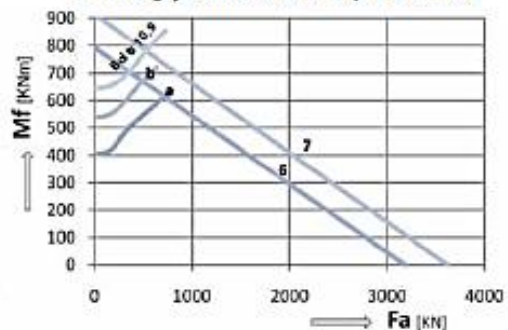
- Material: 400=42CrMo4 Q+T / 200=C45 Q+T  
 - Posibilidad de dentado templado (-1RPPN)  
 - Material: 400=42CrMo4 Q+T / 200=C45 Q+T  
 - Induction gear hardening available on request (-1RPPN)  
 ▷ P=tapón inserción bolas / filing plug ▷ G= n.2+2 engrasadores MEX1 / n.2+2 greasers MEX1.

DIAGRAMA DE CARGA ESTÁTICA PARA ESFUERZOS DE COMPRESIÓN  
 STATIC LOAD CHARTS VALID FOR COMPRESSIVE LOADS

CURVAS / CURVES 1-5



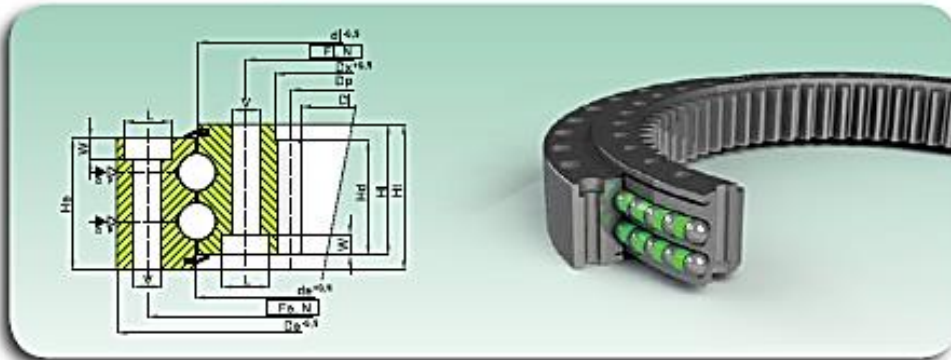
CURVAS Agujeros A o B / CURVES 6,7 (holes a or b)



Leer las instrucciones técnicas - parte 2 - para la utilización correcta del gráfico. - Please read technical instruction - part 2 - for correct use of load graph.

**ZB2**
**SERIE ESTÁNDAR**

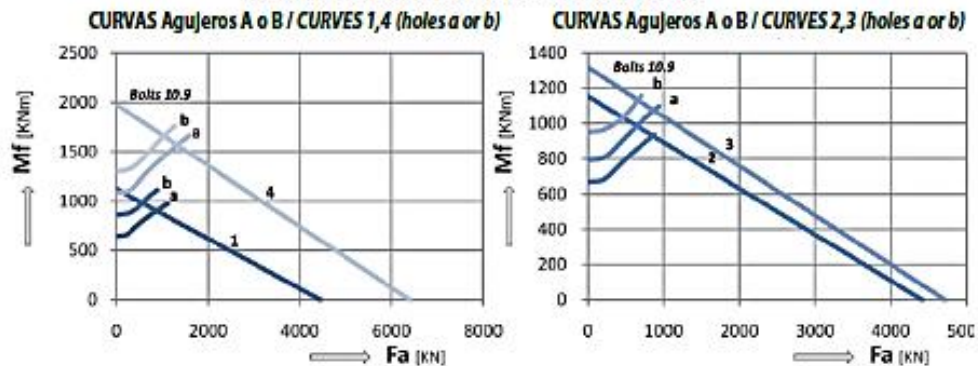
STANDARD SERIES



Código Code	# de Bolas	Dimensiones										Orificios de Montaje Flange Holes						Dentado Gear data				Peso Weight (kg)	
		Da	de	di	Di	Da	H <sub>a</sub>	H <sub>i</sub>	H <sub>t</sub>	H <sub>d</sub>	Fa	Fi	W	V	L	W	m	Z	am	Dp	Fz (N/mm)		Fz (N)
ZB2.25.1103.400-15PPN	1-a	1200	1105	1099	963	1010	96	96	110	88	1160	1040	36	21	31	12	10	98	-	980	73,33	146,67	239
ZB2.25.1103.401-15PPN	1-b	1200	1105	1099	963	1010	96	96	110	88	1160	1040	48	21	31	12	10	98	-	980	73,33	146,67	232
ZB2.30.1143.400-15PPN	2	1290	1147	1141	998	-	99,5	99,5	110	99,5	1208	1080	36	21	31	12	10	100	-8	1000	91,33	182,66	276
ZB2.28.1222.400-15PPN	3-a	1345	1225	1219	1061,6	1115	98	98	108	88	1290	1150	40	21	31	16	10	108	-	1080	73,33	146,67	331
ZB2.28.1222.401-15PPN	3-b	1345	1225	1219	1061,6	1115	98	98	108	88	1290	1150	48	21	31	16	10	108	-	1080	73,33	146,67	326
ZB2.30.1351.400-15PPN	4-a	1470	1354	1348	1183	1230	98	98	108	90	1425	1270	40	23	34	18	10	120	-	1200	71,25	142,5	371
ZB2.30.1351.401-15PPN	4-a	1470	1354	1348	1176	1230	98	98	108	90	1425	1270	40	23	34	18	12	100	-	1200	85,5	171	371
ZB2.30.1351.402-15PPN	4-b	1470	1354	1348	1176	1230	98	98	108	90	1425	1270	48	23	34	18	10	120	-	1200	71,25	142,5	365
ZB2.30.1351.403-15PPN	4-b	1470	1354	1348	1176	1230	98	98	108	90	1425	1270	48	23	34	18	12	100	-	1200	85,5	171	365

- Material: 42CrMo4 Q+T  
- Posibilidad de dentado templado (-1RPPN)  
▷ P= tapón inserción bolas / filling plug    ▷ G= n.2+2 engrasadores M8X1 / n.2+2 greasers M8X1.

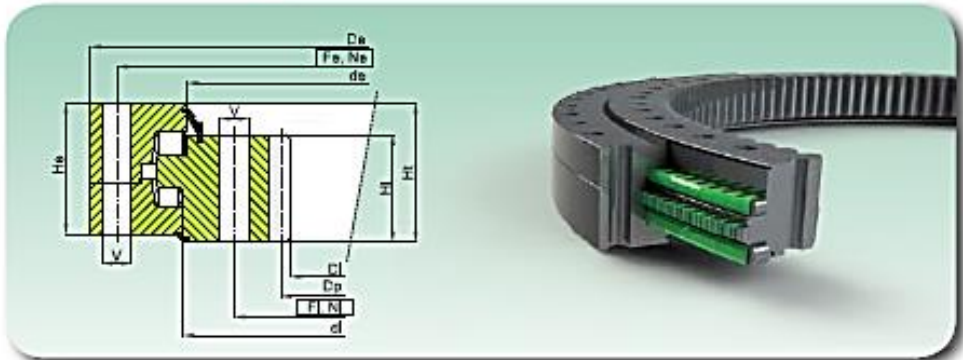
- Material: 42CrMo4 Q+T  
- Induction gear hardening available on request (-1RPPN)

 DIAGRAMA DE CARGA ESTÁTICA PARA ESFUERZOS DE COMPRESIÓN  
 STATIC LOAD CHARTS VALID FOR COMPRESSIVE LOADS


Leer las Instrucciones técnicas - parte 2 - para la utilización correcta del gráfico - Please read technical instruction - part 2 - for correct use of load graph.

# ZR3.20/25 SERIE ESTÁNDAR

## STANDARD SERIES

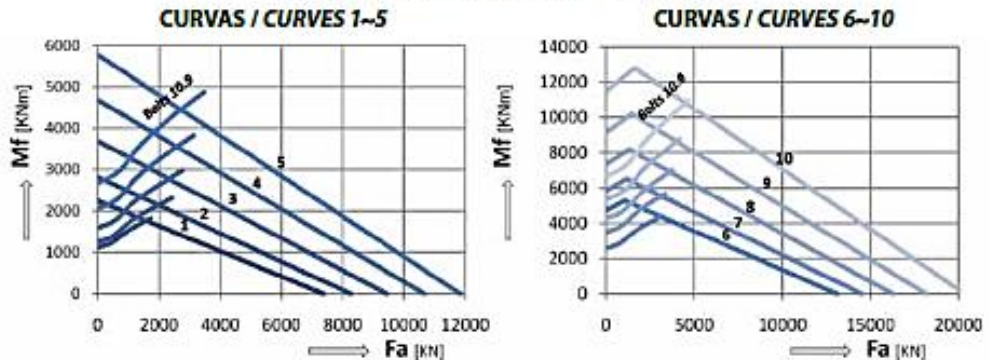


Código Code	g C C	Dimensiones Dimensiones							Orificios de fijación Fixing Holes				Dentado Gear data				Peso weight [kg]		
		Da [mm]	de [mm]	d [mm]	Di [mm]	Ha [mm]	H [mm]	Hr [mm]	Fe [mm]	Fi [mm]	N [mm]	V [mm]	m [mm]	Z [mm]	x [mm]	Dp [mm]		Fz nom [kN]	Fz max [kN]
ZR3.20.1250.400-1SPFN	1	1307	1219	1218	1032	123	106	132	1345	1145	36	26	12	87	-0,5	1044	117	214	530
ZR3.20.1400.400-1SPFN	2	1547	1369	1368	1162	123	106	132	1495	1295	36	26	14	84	-0,5	1176	146	269	630
ZR3.20.1600.400-1SPFN	3	1747	1569	1568	1372	123	106	132	1695	1495	40	26	14	99	-0,5	1386	146	269	705
ZR3.20.1800.400-1SPFN	4	1947	1769	1768	1552	123	106	132	1895	1695	46	26	16	98	-0,5	1568	175	319	820
ZR3.20.2000.400-1SPFN	5	2147	1969	1968	1760	123	106	132	2095	1895	54	26	16	111	-0,5	1776	175	319	902
ZR3.25.1800.400-1SPFN	6	1981	1763	1774	1520	138	117	147	1915	1675	36	33	16	96	-0,5	1536	185	342	1101
ZR3.25.2000.400-1SPFN	7	2181	1963	1974	1728	138	117	147	2115	1875	44	33	16	109	-0,5	1744	185	342	1202
ZR3.25.2240.400-1SPFN	8	2421	2203	2214	1944	138	117	147	2355	2115	48	33	18	109	-0,5	1962	217	394	1406
ZR3.25.2500.400-1SPFN	9	2681	2463	2474	2214	138	117	147	2615	2375	54	33	18	124	-0,5	2232	217	394	1545
ZR3.25.2800.400-1SPFN	10	2981	2763	2774	2500	138	117	147	2915	2675	60	33	20	126	-0,5	2520	248	440	1767

- Material: 42CrMo4 Q-T  
- Ensamblados con juego positivo  
- Llenos de grasa, protegidos por aceite y envueltos en resistente película plástica

- Material: 42CrMo4 Q-T  
- Assembled with positive clearances  
- Full of grease, protected by oil and wrapped in resistant plastic film

DIAGRAMA DE CARGA ESTÁTICA PARA ESFUERZOS DE COMPRESIÓN  
STATIC LOAD CHARTS VALID FOR COMPRESSIVE LOADS



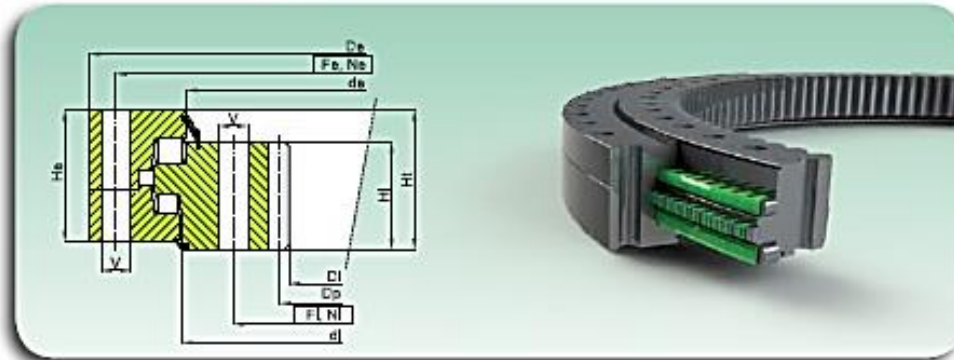
Leer las instrucciones técnicas - parte 2 - para la utilización correcta del gráfico - Please read technical instruction - part 2 - for correct use of load graph.



# ZR3.32/40

## SERIE ESTÁNDAR

STANDARD SERIES

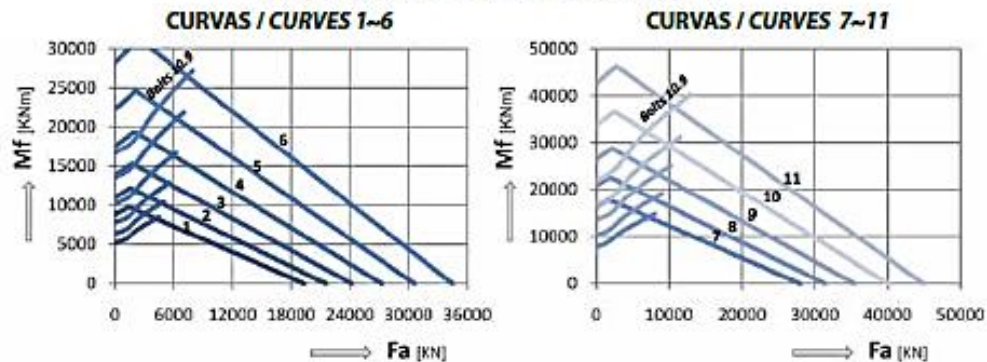


Código Code	Curve	Dimensiones Dimensions						Orificios de fijación Fixing Holes				Dentado Gear data			Peso Weight				
		Da (mm)	da (mm)	di (mm)	DI (mm)	He (mm)	HI (mm)	HT (mm)	Fe (mm)	Fl (mm)	N (mm)	V (mm)	m (mm)	Z (mm)		x (mm)	Dp (mm)	Iz (mm)	Iz (mm)
ZR3.32.2240.400-15PPN	1	2458	2199	2210	1908	172	130	181	2380	2085	40	39	18	107	-0,5	1926	240	446	2010
ZR3.32.2500.400-15PPN	2	2718	2459	2470	2178	172	130	181	2640	2345	44	39	18	122	-0,5	2196	240	446	2210
ZR3.32.2800.400-15PPN	3	3018	2759	2770	2460	172	130	181	2940	2645	48	39	20	124	-0,5	2480	278	508	2542
ZR3.32.3150.400-15PPN	4	3368	3109	3120	2820	172	130	181	3290	2995	56	39	20	142	-0,5	2840	278	508	2807
ZR3.32.3550.400-15PPN	5	3768	3509	3520	3190	172	130	181	3690	3395	66	39	22	146	-0,5	3212	305	559	3302
ZR3.32.4000.400-15PPN	6	4218	3959	3970	3652	172	130	181	4140	3845	72	39	22	167	-0,5	3674	305	559	3664
ZR3.40.2800.400-15PPN	7	3038	2759	2763	2460	170	210	220	2960	2635	48	39	20	124	-0,5	2480	314	577	3213
ZR3.40.3150.400-15PPN	8	3388	3109	3113	2794	170	210	220	3310	2985	56	39	22	128	-0,5	2816	357	658	3683
ZR3.40.3550.400-15PPN	9	3788	3509	3513	3190	170	210	220	3710	3385	66	39	22	146	-0,5	3212	357	658	4171
ZR3.40.4000.400-15PPN	10	4238	3959	3963	3624	170	210	220	4160	3835	72	39	24	152	-0,5	3648	398	740	4810
ZR3.40.4500.400-15PPN	11	4738	4450	4463	4128	170	210	220	4660	4335	84	39	24	173	-0,5	4152	398	740	5367

- Material: 42CrMo4 Q-T  
- Ensamblados con juego positivo  
- Llenos de grasa, protegidos por aceite y envueltos en resistente película plástica

- Material 42CrMo4 Q-T  
- Assembled with positive clearances  
- Full of grease, protected by oil and wrapped in resistant plastic film

DIAGRAMA DE CARGA ESTÁTICA PARA ESFUERZOS DE COMPRESIÓN  
STATIC LOAD CHARTS VALID FOR COMPRESSIVE LOADS



Leer las instrucciones técnicas - parte 2 - para la utilización correcta del gráfico - Please read technical instruction - part 2 - for correct use of load graph.

### CONTROL DE LA PLANEIDAD - FLATNESS CHECK

La corona giratoria, si bien proyectada para resistir a los máximos esfuerzos de compresión y flexión, conserva una elasticidad estructural intrínseca debida a su geometría, es decir por su reducida sección respecto a su gran diámetro. Esta elasticidad estructural, con la fijación mediante tornillería del rodamiento en la estructura de soporte, produce una "adaptación" del rodamiento giratorio mismo respecto a los errores de planaridad de la superficie, que si no permanece dentro de ciertos límites, puede provocar problemas en la rotación. A continuación se exponen las diferencias máximas respecto a la planaridad  $\partial_p$  e  $\partial_r$ , en dirección circunferencial y radial, para rodamientos con juegos estándares.

*The slewing ring, even though designed to resist to the maximum compressive and tilting loads, shows an intrinsic structural elasticity due to its own geometry, that is a reduced section compared to a large diameter. This structural elasticity, when the bearing is fixed by bolts to the companion structure, involves an "adaptation" of the bearing itself to the flatness deviation of the mounting surface. These deviations, if not contained into the limits, may generate rotational problems. Below, the permissible flatness deviations  $\partial_p$  e  $\partial_r$ , measured along the circumferential and radial directions, valid for standard clearance bearings.*

TIPO DE RODAMIENTO BEARING TYPE	DIÁMETRO DE RODADURA / RACEWAY DIAMETER										
	<500 (mm)	<750 (mm)	<1000 (mm)	<1250 (mm)	<1500 (mm)	<2000 (mm)	<2500 (mm)	<3000 (mm)	<3500 (mm)	<4000 (mm)	<4500 (mm)
BOLAS / BALL	0,10	0,12	0,15	0,17	0,19	0,22	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50
RODILLOS / ROLLER	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,23	0,25	0,30	0,35

Tabla de las discrepancias circunferenciales máximas  $\partial_{p \max}$  en función del diámetro de rodadura.  
Para rodamientos con juego reducido y precargados contactar nuestra Oficina Técnica.

*Table of values of maximum circumferential deviations  $\partial_{p \max}$  depending on raceway diameter.  
For reduced clearance or preloaded bearings please contact our Technical Office.*



$\partial_p (0 \div 180) < \partial_{p \max}$   
(sólo un pico permitido en un arco de  $0 \div 180^\circ$ )  
(only one permissible peak in a arc of  $0 \div 180^\circ$ )

$\partial_r < \partial_{r \max}$

Para el valor máximo de discrepancia  $\partial_r$  radial asumir el siguiente valor:  
*About the maximum radial deviation  $\partial_r$ , please refer to the following value:*

$\partial_{r \max} = 0,25 \times \partial_{p \max}$

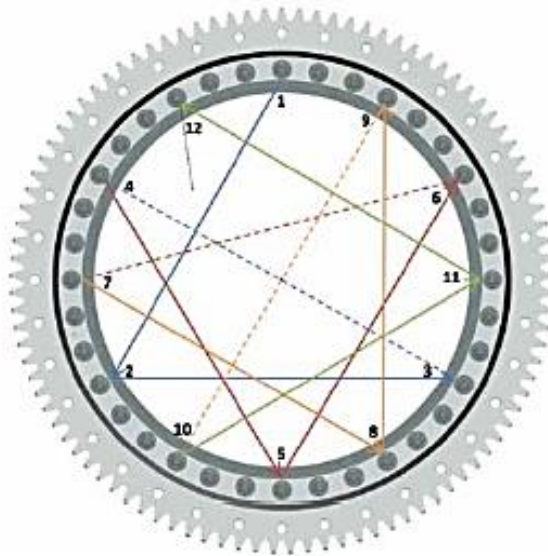
## APRIETE DE LA TORNILLERÍA - BOLTS TIGHTENING

### Respetar las siguientes reglas:

1. utilizar llaves dinamométricas o un tensionador hidráulico
2. utilizar siempre tornillos con vástago parcialmente roscado
3. utilizar tornillos, tuercas y arandelas planas clase 10.9, con las que se han calculado los gráficos de resistencia
4. no reutilizar la tornillería
5. controlar el apriete cada 600 horas de trabajo

### Strictly follow these rules:

1. use dynamometric wrench or a hydraulic preloading tool
2. use only bolts partial threaded bolts
3. use bolts, nuts and plane washers class 10.9, the same of resistance catalogue graph
4. do not reuse bolts, nuts and washers
5. check tightening every 600 working hours



### Secuencia de apriete:

se aconseja realizar el apriete en tres pasadas al 30-70-100% del valor de par de la tabla. Controlar la rotación durante el apriete.

### Tightening sequence:

we recommend to tight on three steps at 30-70-100% of below torque values. Check rotation during tightening.

ROSCADO THREAD	A <sub>s</sub> (mm <sup>2</sup> )	TENSIONADOR HIDRÁULICO HYDRAULIC W.		LLAVE DINAMOMÉTRICA MECHANICAL W.	
		F <sub>m</sub> (10.9) γ=90% F <sub>t</sub> =0.14	M <sub>3</sub> (10.9) F <sub>t</sub> =0.14	F <sub>m</sub> (10.9) γ=90% F <sub>t</sub> =0.14	M <sub>3</sub> (10.9) F <sub>t</sub> =0.14
M 10	58	38500	75	68	
M 12	84,3	56000	130	117	
M 14	115	77000	205	184	
M 16	157	106000	310	279	
M 18	192	129000	430	387	
M 20	245	166000	620	558	
M 22	303	208000	830	747	

ROSCADO THREAD	A <sub>s</sub> (mm <sup>2</sup> )	TENSIONADOR HIDRÁULICO HYDRAULIC W.		LLAVE DINAMOMÉTRICA MECHANICAL W.	
		F <sub>m</sub> (10.9) γ=90% F <sub>t</sub> =0.14	M <sub>3</sub> (10.9) F <sub>t</sub> =0.14	F <sub>m</sub> (10.9) γ=90% F <sub>t</sub> =0.14	M <sub>3</sub> (10.9) F <sub>t</sub> =0.14
M 24	353	239000	1060	954	
M 27	459	315000	1550	1395	
M 30	561	385000	2100	1890	
M 33	694	480000	2800	2520	
M 36	817	560000	3700	3330	
M 39	976	670000	4800	4320	

Valores de pre-carga (F<sub>m</sub>) y par de apriete (M<sub>3</sub>) para tornillería clase 10.9 (al 90% de la carga de deformación) con rosca levemente lubricada.

Pre-tensioning (F<sub>m</sub>) and fastening torque (M<sub>3</sub>) values for bolts class 10.9 (at 90% of yield stress) with lightly lubricated thread.

## MONTAJE - INSTALLATION

Las operaciones que siguen se refieren a la fijación del rodamiento en la estructura de acople. Tener en cuenta el ejemplo aplicativo expuesto a continuación.

- Para fijar el rodamiento en la estructura de acople es necesario en primis **colocar el respectivo soft spot** en la posición correcta: en el aro interior el mismo coincide con el tapón y por lo tanto se deberá orientar el aro con el tapón para formar un ángulo de aproximadamente  $90^\circ$  con la dirección de máximo esfuerzo operativo (flexión y compresión) en modo tal de forzar lo mínimo posible el camino de rodadura en este punto (gap de dureza).
- Antes de **apretar la tornillería** del aro interior controlar mediante rotaciones completas que el rodamiento no presentes puntos duros: luego fijar la tornillería del aro. Controlar nuevamente que el rodamiento gire uniformemente.

*Following operations concern the fastening of the bearing to the companion structure. Please refer to the image below.*

- In order to fasten the bearing to the companion structure it is firstly necessary to set the soft spot in the right position. On the inner ring the soft spot coincides with the filling plug, so the ring must be oriented with the filling plug at about  $90^\circ$  from the maximum operative load direction in order to minimize the stress in that raceway point (hardness gap).*
- Before fastening the bearing with bolts check the free rotation of the bearing: it must be without any tight spot. Then tight the bolts and finally check rotation again.*

Aro exterior / Outer ring

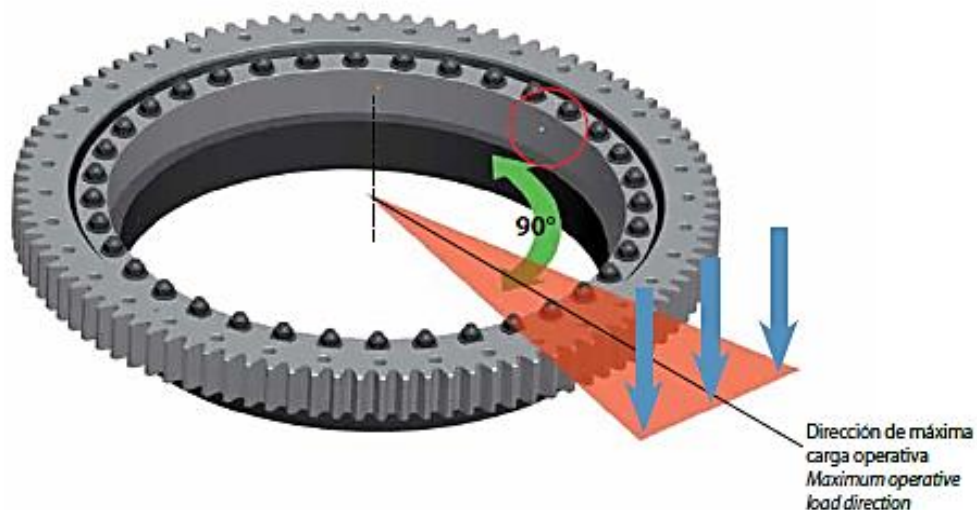


Marcado "S" / Stamped "S"

Aro interior / Inner ring



Soft spot del tapón / Filling plug's soft spot





## OPERACIONES PRELIMINARES - *PRELIMINARY OPERATIONS*

Las operaciones que preceden el posicionamiento del rodamiento en la respectiva estructura son las siguientes (respetar la secuencia):

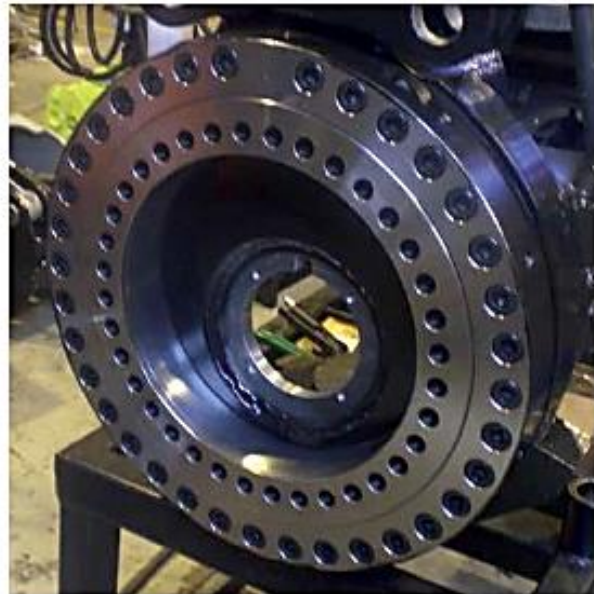
1. limpieza con solventes químicos y control visual de las superficies de acople de las estructuras. Las superficies no deberán presentar rebabas ni defectos de mecanizado, por ejemplo cerca de los orificios, ni residuos de soldadura o pintura.
2. control con comparador o con la utilización de medidores láser del máximo error de planaridad de las superficies de acople según los valores límites indicados en la página 140.
3. eliminación de la capa de aceite de protección de las superficies de la corona giratoria y del dentado utilizando solventes. Se aconseja evitar todo contacto del solvente con las obturaciones de labio del rodamiento en modo tal de impedir posibles alteraciones o infiltraciones.

*The preliminary operations to be performed before positioning the slew bearing on companion structures are (please follow the succession):*

1. clean with chemical solvents and perform a visual check of the mounting surfaces of companion structures. Surfaces must be free from burrs or machining defects, for example in proximity of holes, or else welding or painting residues.
2. check, with a gauge device or a laser measuring device, the flatness values of companion structures observing limit values listed on page 140.
3. remove the protective oil from the bearing surfaces and gear surfaces, using a chemical solvent. In order to avoid any sealing damages, do not put in contact the solvent with the sealing.

Antes de la operación de montaje **efectuar** el control y la preparación de las superficies.

*The checking and preparation of the mounting surfaces **must** come before the mounting operation.*



## LUBRICACIÓN DE LOS CAMINOS DE RODADURA - *RACEWAY LUBRICATION*

La lubricación de los caminos de rodadura se efectúa inmediatamente después del montaje o en fases intermedias, cuando la operación resulte más cómoda. Se deberá de todos modos efectuar siempre una re-lubricación del rodamiento antes de poner en función la máquina o después de un prolongado periodo de parada. Es conveniente que durante el funcionamiento exista siempre una película de grasa fresca en el borde de la obturación, que impida la contaminación con agentes externos.

La operación de reengrase se deberá efectuar:

- ✓ cada 100 horas de actividad de la máquina en la cual está montado (no sólo de rotación)
- ✓ con la corona giratoria en rotación
- ✓ utilizando todos los engrasadores

La condición ideal es cuando aparece una película de grasa fresca en todo el borde de las obturaciones.

El reengrase sirve también para evacuar los caminos de rodadura de eventual suciedad interna acumulada. Si no resulta posible girar la corona giratoria durante el reengrase es necesario prever un mayor número de engrasadores.

Véase la lista de grasas detallada a continuación, las cuales podrán también mezclarse siempre que resulten compatibles (atención al  $\Delta T$ ).

*The raceway lubrication may be conducted just after the installation of the bearing or in a intermediate phase. In any case an accurate re-greasing of the bearing must be performed before the machine start-up or before a long standstill time. It is an optimum condition that, during machine activity, the sealing shall be always protected by a layer of fresh grease coming out from the raceway, in order to avoid external contamination.*

*The re-greasing operation must be performed:*

- ✓ every 100 hours of machine activity (not only rotation time)
- ✓ with the bearing in continuous rotation
- ✓ using whole greases

*The operation is completed when a collar of fresh grease appears along the sealing of the bearing.*

*The re-greasing is also useful to evacuate the raceway from eventual internal moisture. If the bearing cannot rotate during this operation, the bearing design must include a major number of greasers. If necessary, lubricants can be mixed (check  $\Delta T$ ).*

FABRICANTE PRODUCER	NOMBRE DE LA GRASA ( $\Delta T$ ) GREASE NAME ( $\Delta T$ )	FABRICANTE PRODUCER	NOMBRE DE LA GRASA ( $\Delta T$ ) GREASE NAME ( $\Delta T$ )
	GRMU EP 2 -20° to +110 W		BEACON EP 2 -20° to +120°C
	ARALUB HLP 2 -20° to +130 °C		MOBILUX EP 2 -20° to +120°C
	ENERGREASE LS-EP 2 -20° to +130 °C		ALVANIA EP 2 -20° to +130 °C
	SPHEREOL EPL 2 -20°C to +120°C		MULTIS EP 2 -25° to +120 °C
	LAGERMEISTER EP 2 -20°C to +130°C		CENTOPLEX EP 2 -25° to +130 °C

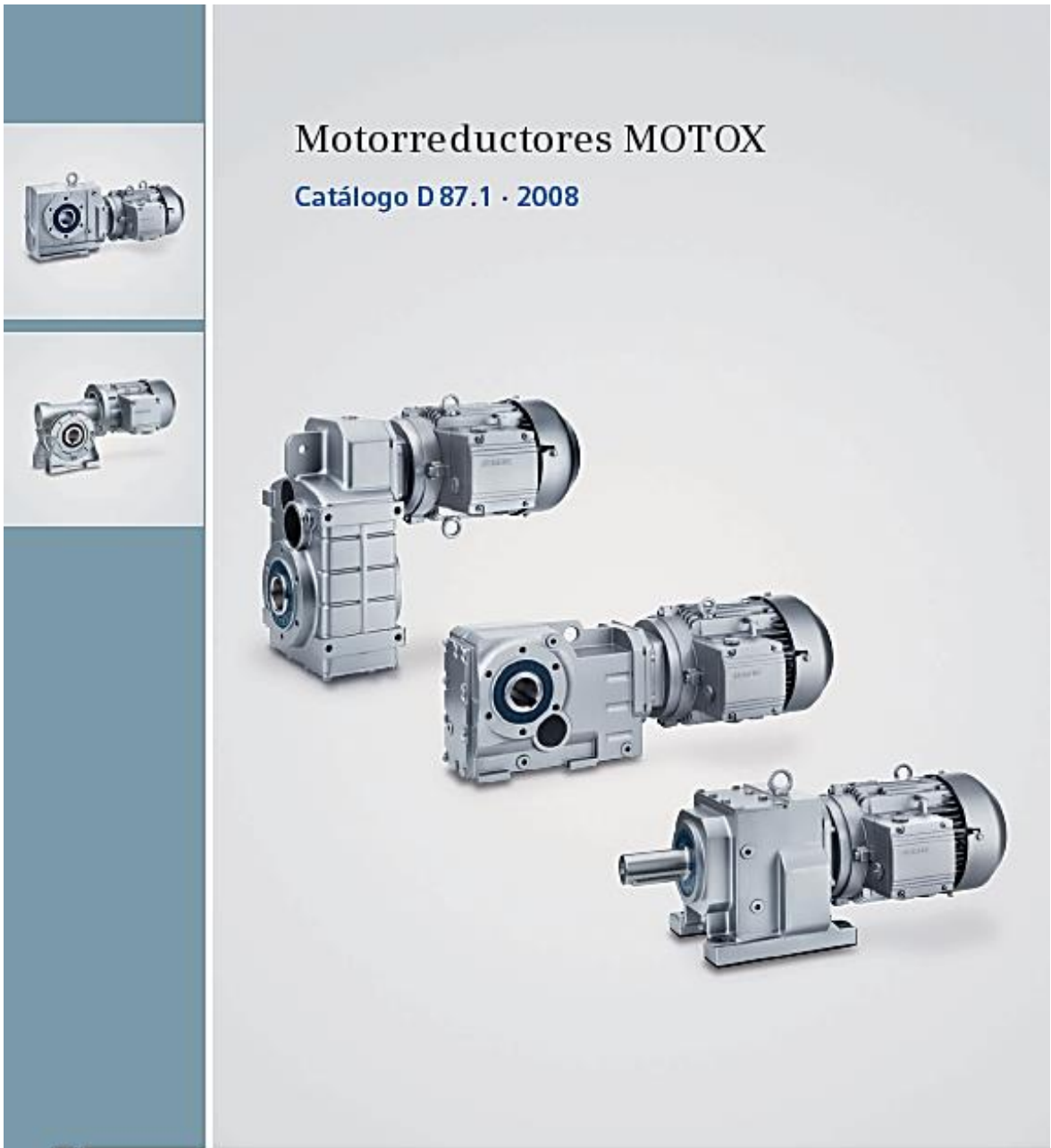
Lubricantes para los caminos de rodadura / *Lubricant for raceways*

Anexo F

CATALOGO PITCH

# Motorreductores MOTOX

Catálogo D 87.1 · 2008



# MOTOX

**SIEMENS**

# Motorreductores Introducción

Guía para la selección y  
el pedido de motorreductores

1

## Descripción de la gama de motorreductores (continuación)



Motorreductor de ejes coaxiales D/Z

### Motorreductores y reductores de ejes coaxiales

Par	20 000 Nm
Potencia (50 Hz)	200 kW
(60 Hz)	240 kW
Velocidad de salida (50 Hz)	0,05 ... 1 088 / min
(60 Hz)	0,05 ... 1 306 / min



Motorreductor de ejes paralelos

### Motorreductores y reductores de ejes paralelos

Par	20 000 Nm
Potencia (50 Hz)	200 kW
(60 Hz)	240 kW
Velocidad de salida (50 Hz)	0,05 ... 365 / min
(60 Hz)	0,05 ... 440 / min



Motorreductor cónico helicoidal

### Motorreductores y reductores cónicos helicoidales

Par	20 000 Nm
Potencia (50 Hz)	200 kW
(60 Hz)	240 kW
Velocidad de salida (50 Hz)	0,05 ... 306 / min
(60 Hz)	0,05 ... 367 / min



Motorreductor helicoidal sinfin-corona

### Motorreductores y reductores helicoidales sinfin-corona

Par	1 590 Nm
Potencia (50 Hz)	9,2 kW
(60 Hz)	11 kW
Velocidad de salida (50 Hz)	0,05 ... 148 / min
(60 Hz)	0,05 ... 178 / min



Motorreductor sinfin-corona

### Motorreductores y reductores sinfin-corona

Par	224 Nm
Potencia (50 Hz)	1,5 kW
(60 Hz)	1,8 kW
Velocidad de salida (50 Hz)	14 ... 201 / min
(60 Hz)	17 ... 241 / min

# Motorreductores

## Introducción

### Guía para la selección y el pedido de motorreductores

1

#### Guía para la selección de accionamientos

En pasos fácilmente comprensibles, esta "Guía para la selección de accionamientos" le ayudará a elegir el motorreductor adecuado.

1 <sup>er</sup> paso	Requisitos técnicos del motorreductor -> ver información para dimensionamiento y selección en este capítulo
Definir el perfil del producto; para ello se requiere:	Tipo de reductor
	Potencia
	Velocidad de salida
	Factor de servicio
	Fuerza radial
Temperatura ambiente	
2 <sup>o</sup> paso	Preseleccionar el motorreductor -> ver páginas siguientes
Determinación de la gama de motorreductores posibles	Tamaño del reductor y del motor según la potencia y la velocidad de salida
3 <sup>er</sup> paso	Seleccionar detalladamente el motorreductor -> ver el capítulo específico de cada tipo de reductor
Determinación de la referencia básica	Determinar la referencia según la potencia o el par y la velocidad de salida
	Completar la referencia según el modo de fijación, el eje y la forma constructiva del motorreductor
	Determinar el código de la forma constructiva/posición de montaje
4 <sup>o</sup> paso	Seleccionar las opciones del motor -> ver la parte de explicaciones técnicas y opciones de los motores
Completar la referencia	Completar la referencia según la tensión y la frecuencia
	Determinar los componentes adosables y los códigos correspondientes

#### Codificación de las referencias

Las referencias constan de una combinación de números y letras y, para una mayor claridad, están divididas en bloques separados mediante guiones.

P. ej.:

**2KJ1503-1CE13-1AE2-Z**  
**+D06+M55**

En el primer bloque (posiciones 1 a 7) se indica el tipo de reductor, en el segundo (posiciones 8 a 12) se definen el eje de salida y el tipo del motor, y en el tercero (posiciones 13 a 16) están codificadas otras características de la versión.

#### Datos para el pedido:

- Referencia completa con una **-Z** añadida y código(s) o texto explicativo.
- En caso de oferta, además de la referencia, se ha de indicar también el número de oferta.
- Si se trata del pedido de un repuesto para un motorreductor completo, además de la referencia se ha de indicar también el número de serie del motorreductor afectado.

Construcción de la referencia		Posición	1	2	3	4	5	6	7	-	8	9	10	11	12	-	13	14	15	16
<b>Motorreductores MOTOX</b>																				
Posición 1 a 5: Cifra, letra, letra, cifra, cifra	Reductores de ejes coaxiales E, una etapa	2	K	J	1	0														
	Reductores de ejes coaxiales Z, dos etapas	2	K	J	1	1														
	Reductores de ejes coaxiales D, tres etapas	2	K	J	1	2														
	Reductores de ejes paralelos FZ, dos etapas	2	K	J	1	3														
	Reductores de ejes paralelos FD, tres etapas	2	K	J	1	4														
	Reductores cónicos helicoidales B y K	2	K	J	1	5														
	Reductores helicoidales sinin- corona C	2	K	J	1	6														
	Reductores sinin-corona SC	2	K	J	1	7														
Posición 6 a 7: Cifra, cifra	Tamaño del reductor																			
Posición 8: Cifra	Eje de salida																			
Posición 9 a 10: Letra, letra	Tamaño del motor																			
Posición 11: Cifra	Sin motor																			0
	Motor estándar																			1
Posición 12: Cifra	Generación del motor																			3
Posición 13: Cifra	Frecuencia, tensión																			
Posición 14: Letra	Carcasa con patas																			A
	Carcasa con patas/brida																			B
	Brazo de reacción																			D
	Brida para extrusora																			E
	Carcasa con brida (tipo A)																			F
	Carcasa con contraja (tipo C)																			H
	Brida para mezclador																			M
Brida para agitador																			R	
Posición 15 a 16: Letra, cifra	Índice de reducción																			
	Versiones especiales:																			Z
	• Codificadas: es necesario indicar adicionalmente el código																			
	• No codificadas: es necesario indicar adicionalmente un texto explicativo																			



Anexo G

ACERO ESTRUCTURAL 4140

**ACERO GRADO MAQUINARIA**



**AISI 4140**

**Soluciones sólidas y duraderas...**



## ACERO AISI-SAE 4140 (UNS G41400)

**1. Descripción:** es un acero medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad y buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto. Este acero puede ser nitrurado para darle mayor resistencia a la abrasión. Es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico

**2. Normas involucradas:** ASTM 322

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 275 - 320 HB (29 - 34 HRC)  
Esfuerzo a la fluencia: 690 MPa (100 KSI)  
Esfuerzo máximo: 900 - 1050 MPa (130 - 152 KSI)  
Elongación mínima 12%  
Reducción de área mínima 50%

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.85 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.38 - 0.43% C  
0.75 - 1.00% Mn  
0.80 - 1.10% Cr  
0.15 - 0.25% Mo  
0.15 - 0.35% Si  
0.04% P máx  
0.05% S máx

**6. Usos:** se usa para piñones pequeños, tijeras, tornillo de alta resistencia, espárragos, guías, seguidores de leva, ejes reductores, cinceles.

**7. Tratamientos térmicos:** se austeniza a temperatura entre 830 - 850 °C y se da temple en aceite. El revenido se da por dos horas a 200°C para obtener dureza de 57 HRC y si se da a 315°C la dureza será de 50 HRC. Para recocido se calienta entre 680 - 720°C con dos horas de mantenimiento, luego se enfría a 15°C por hora hasta 600°C y se termina enfriando al aire tranquilo. Para el alivio de tensiones se calienta entre 450 - 650°C y se mantiene entre ½ y 2 horas. Se enfría en el horno hasta 450°C y luego se deja enfriar al aire tranquilo.

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espere cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

**ACERO MAQUINARIA - AISI 4140**

Anexo H

ACERO 4142

## ACERO GRADO MAQUINARIA



AISI 4142

**Soluciones sólidas y duraderas...**

## ACERO AISI-SAE 4142 (UNS G41420)

**1. Descripción:** es un acero medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad y buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto. Se suministra en platinas pre-endurecidas y pre-maquinadas, en estado bonificado a una dureza promedio de 262/311 BHN ( 26/33 HRc). Mediante temple se puede alcanzar elevar la dureza hasta 52 HRc. Este acero puede ser nitrurado para darle mayor resistencia a la abrasión.

**2. Normas involucradas:** ASTM 322

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 262 - 311 HB (26 – 33 HRc)  
Esfuerzo a la fluencia: 690 MPa (100 KSI)  
Esfuerzo máximo: 900 - 1050 MPa (130 - 152 KSI)  
Elongación mínima 12%  
Reducción de área mínima 50%

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.85 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.42 % C  
0.85 % Mn  
1.00 % Cr  
0.20 % Mo  
0.25 % Si  
0.030 % V  
0.035 % P máx  
0.040% S máx

**6. Usos:** se usa para piñones pequeños, tijeras, tornillo de alta resistencia, espárragos, guías, seguidores de leva, ejes reductores, cinceles.

**7. Tratamientos térmicos:** se austeniza a temperatura entre 830 - 850 °C y se da temple en aceite. El revenido se da por dos horas a 200°C para obtener dureza de 57 HRc y si se da a 315°C la dureza será de 50 HRc. Para recocido se calienta entre 680 – 720°C con dos horas de mantenimiento, luego se enfría a 15°C por hora hasta 600°C y se termina enfriando al aire tranquilo. Para el alivio de tensiones se calienta entre 450 – 650°C y se mantiene entre ½ y 2 horas. Se enfría en el horno hasta 450°C y luego se deja enfriar al aire tranquilo.

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espere cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

## ACERO MAQUINARIA -AISI 4142

## Anexo I

### SISTEMA DE TRANSMISIÓN

#### Fundamento para cálculo de engranes planetarios

$$n_{23} = n_2 - n_3$$

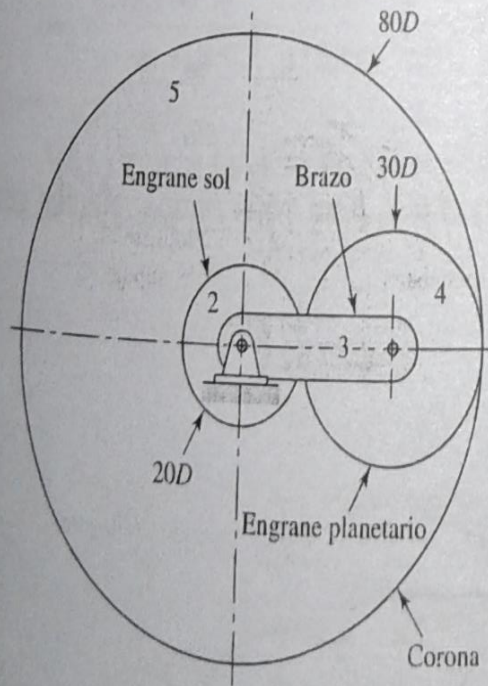
Asimismo, la velocidad del engrane 5 relativa al brazo está dada por

$$n_{53} = n_5 - n_3$$

Dividiendo la ecuación (c) entre la (b), se obtiene

$$\frac{n_{53}}{n_{23}} = \frac{n_5 - n_3}{n_2 - n_3}$$

La ecuación (d) expresa la relación del engrane 5 al engrane 2 y ambas velocidades se toman relativas al brazo. Ahora dicha relación es proporcional a los números de dientes,



Grafica para valores de  $K_t$  (Sensibilidad de la muesca)

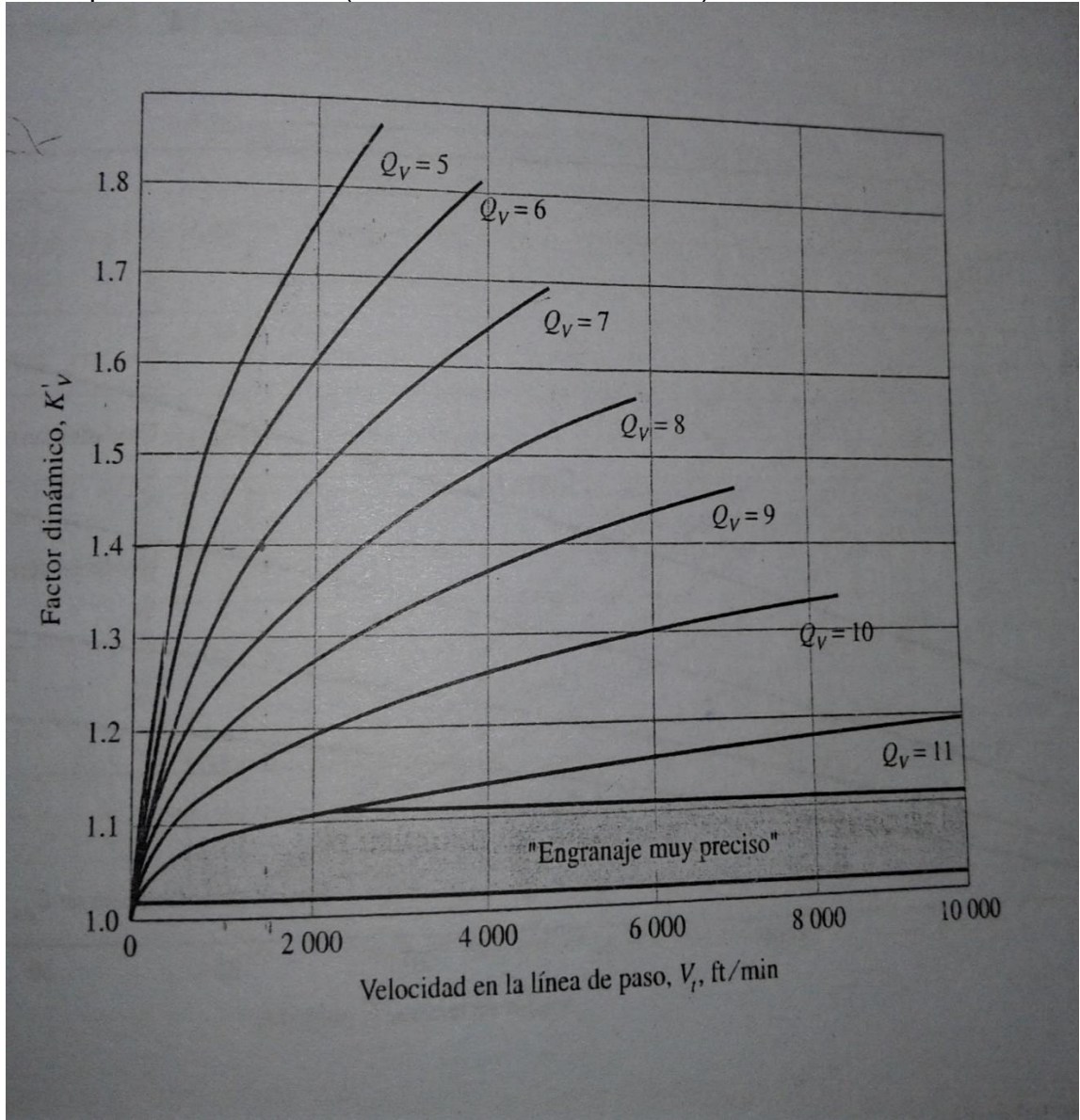


Tabla de Confiabilidad  $K_r$  y  $Y_z$

Confiabilidad	$K_r, Y_z$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

## Factores de temperatura $K_t$ y $Y_\theta$ y Factor de espesor $K_B$

### 14-15 Factores de temperatura $K_T$ y $Y_\theta$

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250°F (120°C), se emplea  $K_T = Y_\theta = 1.0$ . Para temperaturas mayores, estos factores deben ser mayores que la unidad. Se pueden utilizar cambiadores de calor para asegurar que las temperaturas de operación sean considerablemente menores que este valor, puesto que lo anterior es deseable para el lubricante.

### 14-16 Factor de espesor del aro $K_B$

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo para la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión, puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En esos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo  $K_B$  o ( $t_R$ ). Dicho factor, el *factor del espesor del aro*  $K_B$ , ajusta el esfuerzo flexionante estimado para un engrane con aro delgado. Es una función de la relación de apoyo  $m_B$ ,

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (14-39)$$

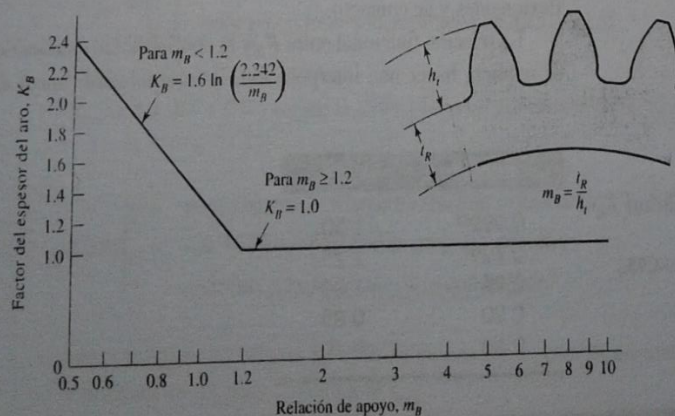
donde  $t_R$  = espesor del aro debajo del diente, pulg  
 $h_t$  = profundidad total

La geometría se representa en la figura 14-16. El factor del espesor del aro  $K_B$  está dada por

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (14-40)$$

14-16

Factor del espesor del aro  $K_B$ .  
 (AGMA 2001-C95.)



## CATÁLOGO DEL LUBRICANTE USADO EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

## Información del Producto

UN PRODUCTO DE VALVOLINE, UNA DIVISIÓN DE ASHLAND INC.



### Valvoline Heavy Duty Synthetic Gear Lubricant

Valvoline **Heavy Duty Synthetic Gear Lubricant** está especialmente formulado para transmisiones manuales, diferenciales y cajas de transferencia de equipos pesados que operen en situaciones severas (temperaturas extremas, intervalos de cambio extendidos, etc) y que requieran un lubricante de extrema presión para engranajes con la especificación API GL-5. Este producto está diseñado con aceites bases sintéticos de alta calidad y un paquete de aditivos especiales para este tipo de aplicaciones con el fin de brindar una mayor protección contra el desgaste, herrumbre y corrosión, altas temperaturas y oxidación. Este lubricante cumple con una amplia gama de especificaciones/ requerimientos de los OEM, incluyendo la nueva especificación DANA SHAES 256 Rev C.

**Las ventajas del Valvoline Heavy Duty Synthetic Gear Lubricant incluyen:**

- Una mejorada protección contra el desgaste de los engranajes para lograr así una mayor vida útil de sus componentes.
- Una mejorada capacidad de flujo en los climas fríos permite lubricar los componentes con mayor rapidez y esto a su vez provee de un mejor manejo de las transmisiones manuales.
- Una mayor vida útil del sellado debido a una menor formación de depósitos, mejor compatibilidad de sellos y una mejorada estabilidad térmica.
- Beneficios operacionales, tales como ahorro de combustible y reducción de tiempos muertos por mantenimiento.
- Capacidad para drenajes extendidos, mientras preserva la vida útil del equipo.

Aprobaciones/Niveles de Desempeño	Grado de Viscosidad	
API GL-5	75W-90	80W-140
API MT-1	75W-90	80W-140
API PG-2	75W-90	80W-140
Meritor 0-76 E&N, 0-76-B & O-80	75W-90	80W-140
Eaton Axle Div. PS-037/163/109	75W-90	80W-140
Garantía Extendida Eaton	75W-90	80W-140
Mack GO-H/S, GO-J Plus	75W-90	80W-140*
GE D50E9C	75W-90	80W-140
MIL PRF-2105E	75W-90	80W-140
DANA SHAES-256 Rev C	75W-90	
DANA SHAES-429 Rev A		80W-140
International TMS 6816	75W-90	80W-140
Test	75W-90	75W-140
Gravedad API	25.2	23.6
Viscosidad @ 100°C (cSt)	16.60	30.60
Viscosidad @ 40°C (cSt)	122.0	184.0
Viscosidad @ -26°C (cP)		75.000
Viscosidad @ -40°C (cP)	125.000	184.0
Índice de Viscosidad	147	146
Punto de Escurrimiento (°C)	<-45	<-40
Punto de Inflamación COC (°C)	204	200
Test Espuma (ASTM D-892)	Pasa	Pasa
Corrosión lámina de cobre (ASTM D-130)	Pasa	Pasa
FZG, Pasos por Etapas	12	12
Carga Timken OK, lbs	50	85
Test térmico de Calor Rockwell 076E	Pasa	Pasa

\*80W-140 está aprobado para GO-J. El 75W-90 está aprobado para GO-J Plus

Esta información solo aplica a los productos elaborados en los siguientes lugares: USA, Canadá

Fecha de Revisión:  
10/07/2013

Fecha de Expiración:  
N/A

Reemplaza:  
25/05/2012

Author:  
JRT

Código  
PI 0909

Anexo K

MATERIAL EVALUADO EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

## ACERO GRADO MAQUINARIA



AISI 1045

**Soluciones sólidas y duraderas...**



## ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

**1. Descripción:** es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

**2. Normas involucradas:** ASTM A108

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 163 HB (84 HRb)  
Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)  
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)  
Elongación 16% (en 50 mm)  
Reducción de área (40%)  
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)  
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.43 – 0.50 % C  
0.60 – 0.90 % Mn  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

**7. Tratamientos térmicos:** se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C

**NOTA:**

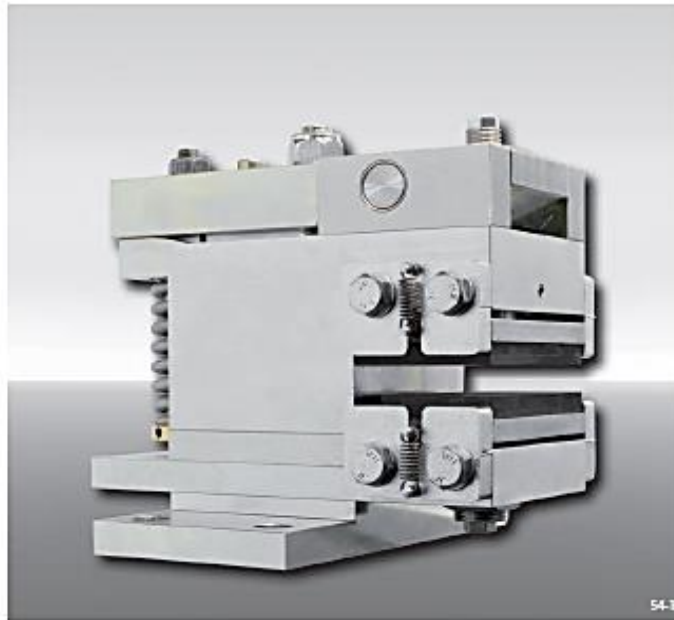
Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espere cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

## ACERO MAQUINARIA -AISI 1045

CATÁLOGO DEL FRENO

Brake Calipers EV 038 FEM and EH 038 FEM

spring activated – electromagnetically released



Features	Code
Brake Caliper with electromagnet	E
Mounting to the machine parallel or at right angles to the brake disc	V H
Frame size 038	038
Spring activated	F
Electromagnetically released	E
Manual adjustment to accommodate friction block wear	M
Supply voltage 380/400/415 VAC, supply frequency 50 Hz or 60 Hz adjustable	400
Electromagnet mounted in central position	M
Thickness of brake disc 12,5 ... 20 mm or 22 ... 30 mm	12 25

**Example for ordering**

Brake Caliper EV 038 FEM, supply voltage 400 VAC, electromagnet mounted in central position, thickness of brake disc 25 mm:

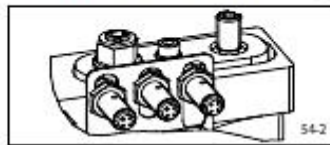
EV 038 FEM - 400 M - 25

**Advantages**

The brake caliper EV 038 FEM or EH 038 FEM is a very compact and high efficient disc brake with very low power consumption. Its floating bearing compensates small misalignments of the brake disc. The attached electronic reduces automatically the power consumption in open position to 30 W.

**Options**

- Inductive proximity switch: "Brake released", "Brake closed"-status and/or "Friction block wear adjustment necessary"



**Technical Data**

Brake Calipers EV 038 FEM and EH 038 FEM with supply voltage 380/400/415 VAC	
Brake disc diameter	Braking torque
mm	Nm
430	2830
520	3550
630	4430
710	5070
800	5790
900	6590
Clamping force	20000 N
Clamping force or braking torque adjustable	60 - 100%
Power consumption in open position	30 W (100% duty factor)
Fuse rating	16A, time-lag
Switching frequency	240/h permanent activations at 20° C ambient temperature
Switching time*	at least 10 seconds
Weight	50 kg

The braking torques shown in the table are based on a theoretical friction coefficient of 0,4.

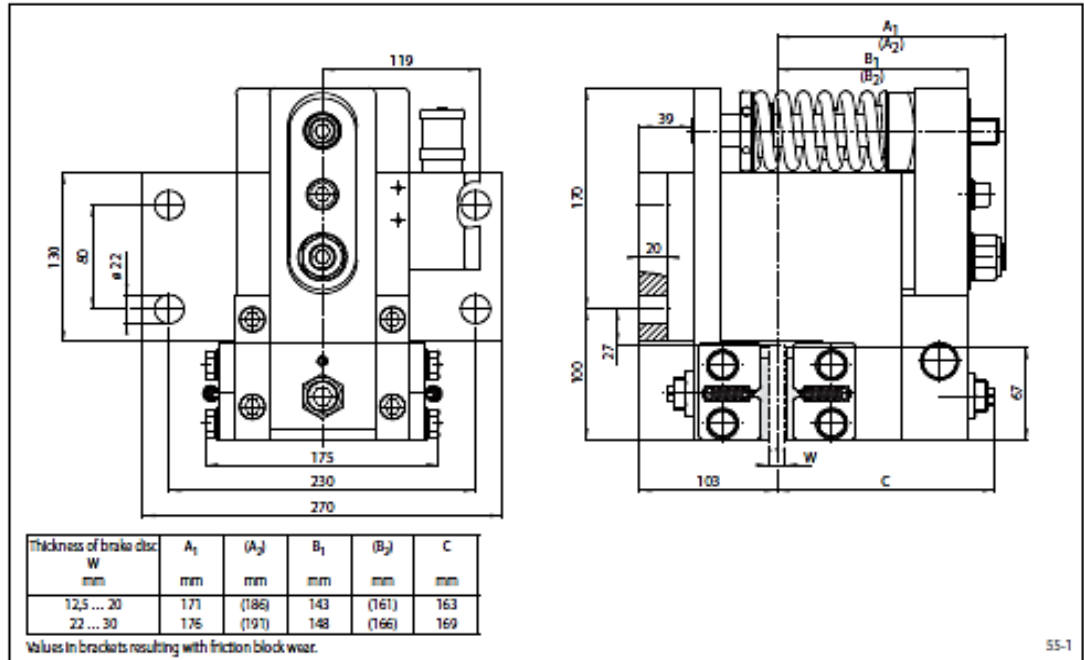
\* shorter switching time on request

## Brake Calipers EV 038 FEM and EH 038 FEM

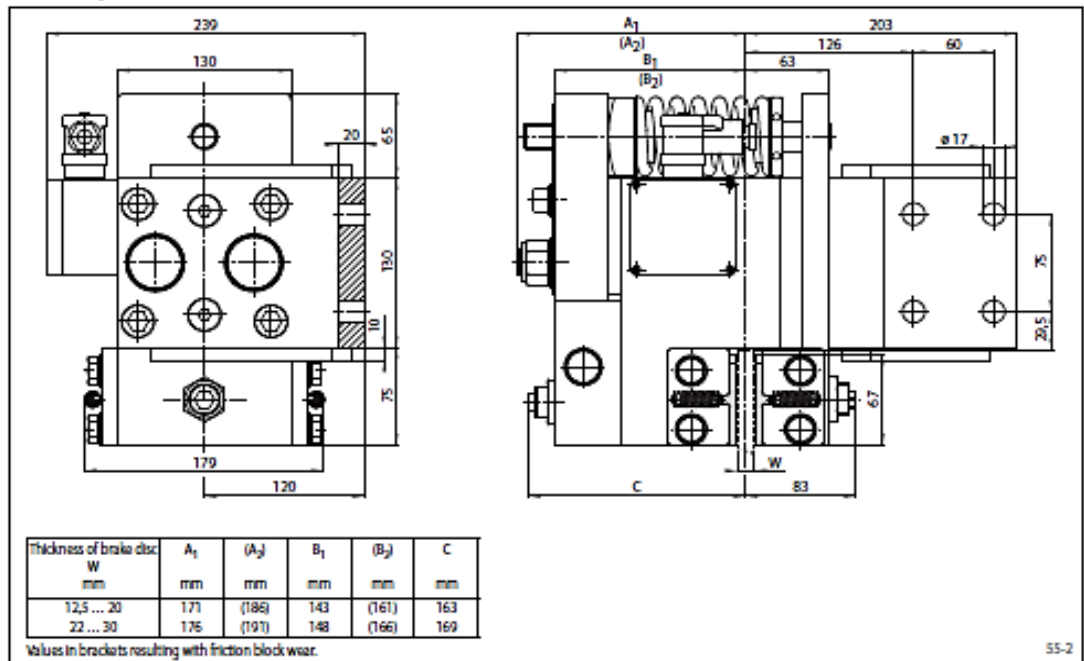
**RINGSPANN®**

spring activated – electromagnetically released

### Brake Caliper EV 038 FEM



### Brake Caliper EH 038 FEM

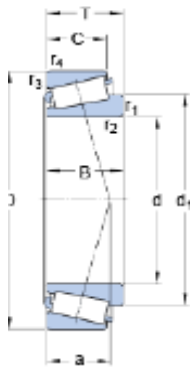


CATÁLOGOS DE RODAMIENTOS



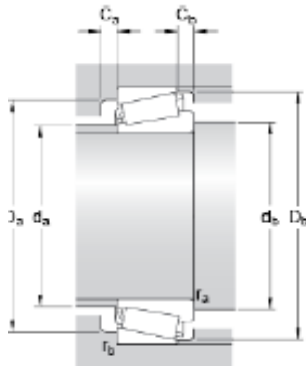
**32052 X**

**Dimensiones**



d	260	mm
D	400	mm
T	87	mm
d <sub>1</sub>	328.95	mm
B	87	mm
C	65	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 5	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 4	mm
a	84	mm

**Dimensiones de los resaltes**



d <sub>a</sub>	max. 287	mm
d <sub>b</sub>	min. 278	mm
D <sub>a</sub>	min. 352	mm
D <sub>a</sub>	max. 382	mm
D <sub>b</sub>	min. 383	mm
C <sub>a</sub>	min. 14	mm
C <sub>b</sub>	min. 22	mm
r <sub>a</sub>	max. 5	mm
r <sub>b</sub>	max. 4	mm

**Datos del cálculo**

Capacidad de carga dinámica básica	C	1170	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	2200	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	190	kN
Velocidad de referencia		1100	r/min

Velocidad límite		1400	r/min
Factor de cálculo	e	0.43	
Factor de cálculo	Y	1.4	
Factor de cálculo	$Y_0$	0.8	

### Masa

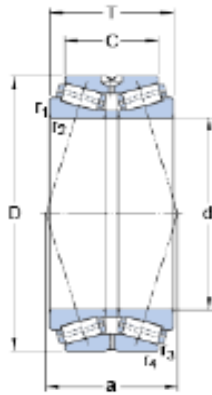
---

Rodamiento de masa		38.181	kg
--------------------	--	--------	----

---

## BT2B 332447

### Dimensiones



d	571.5	mm
D	812.8	mm
T	333.375	mm
C	263.525	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 6.4	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5	mm
a	310	mm

### Diseño

Versión/catacterística de diseño

TDO.1/DC

### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	6440	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	16000	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	1080	kN
Capacidad de carga radial comparativa	C <sub>F</sub>	1600	kN
Capacidad de carga axial comparativa	C <sub>Fa</sub>	528	kN
Factor axial	K	1.76	
Factor de cálculo	e	0.33	
Factor de cálculo	Y <sub>1</sub>	2	
Factor de cálculo	Y <sub>2</sub>	3	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	2	

### Masa

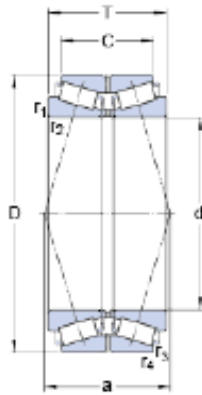
Rodamiento de masa

520

kg

## BT2B 328383/HA1

### Dimensiones



d	300	mm
D	500	mm
T	203	mm
C	152	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 5	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5	mm
a	205	mm

### Diseño

Versión/característica de diseño

TDO/D2

### Datos del cálculo

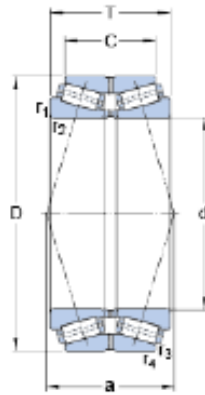
Capacidad de carga dinámica básica	C	2810	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	5100	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	430	kN
Capacidad de carga radial comparativa	C <sub>F</sub>	695	kN
Capacidad de carga axial comparativa	C <sub>Fa</sub>	280	kN
Factor axial	K	1.43	
Factor de cálculo	e	0.4	
Factor de cálculo	Y <sub>1</sub>	1.7	
Factor de cálculo	Y <sub>2</sub>	2.5	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	1.6	

### Masa

Rodamiento de masa	140	kg
--------------------	-----	----

## BT2B 328304/HA4

### Dimensiones



d	939.8	mm
D	1270	mm
T	457.2	mm
C	317.5	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 12.7	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 3.3	mm
a	865	mm

### Diseño

Versión/catacterística de diseño

TDO.1/D3

### Datos del cálculo

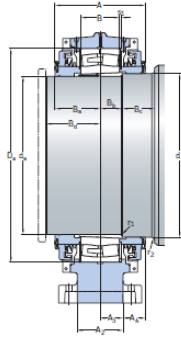
Capacidad de carga dinámica básica	C	9680	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	29000	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	1700	kN
Capacidad de carga radial comparativa	C <sub>F</sub>	2400	kN
Capacidad de carga axial comparativa	C <sub>Fa</sub>	2050	kN
Factor axial	K	0.67	
Factor de cálculo	e	0.88	
Factor de cálculo	Y <sub>1</sub>	0.77	
Factor de cálculo	Y <sub>2</sub>	1.15	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.8	

### Masa

Rodamiento de masa	1540	kg
--------------------	------	----

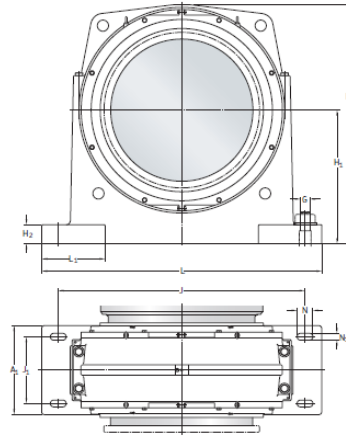


15.1 FSDR...K grinding mill housings  
 $d_s$  825 – 1460 mm



Shaft diameter $d_s$	Housing designation	Appropriate parts Bearing	Unthreaded sleeve	V-ring seal	Dimensions Housing				
					A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>
mm	—	—	—	—	mm				
825	FSDR 39/850 K	229/850 CAK/W33	KDH 39/850	940 VM6 R <sup>1)</sup>	510	450	235	117.5	137.5
1 030	FSDR 39/1040 K	229/1040 CAK/W33	KDH 39/1040	1 180 VM6 R <sup>1)</sup>	545	540	265	132.5	140
1 150	FSDR 39/1180 K	229/1180 CAK/W33	KDH 39/1180	1 280 VM6 R <sup>1)</sup>	432	540	285	142.5	173.5
1 280	FSDR 49/1320 K	249/1320 CAK30F/W33	236696-2	1425 VM6 R <sup>1)</sup>	830	800	440	220	185
1 460	FSDR 48/1500 K	248/1500 CAK30F/W20	236558	1575 VM6 R <sup>1)</sup>	585	800	360	180	112.5

<sup>1)</sup> Two seals are required for each housing.  
<sup>2)</sup> Four seals are required for each housing.

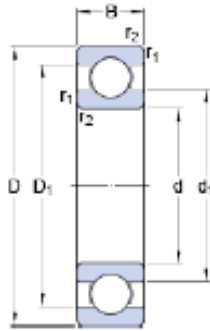


Shaft diameter $d_s$	Dimensions Housing										Dimensions Shaft adjustment and fillet				Mass piece kg																																																																																																		
	D <sub>s</sub>	B	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	J	J <sub>1</sub>	L	L <sub>1</sub>	N	N <sub>1</sub>	t <sub>1</sub>	G	d <sub>1</sub>		B <sub>1</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>3</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>4</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>5</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>6</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>7</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>8</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>9</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>10</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>11</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>12</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>13</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>14</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>15</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>16</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>17</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>18</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>19</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>20</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>21</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>22</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>23</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>24</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>25</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>26</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>27</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>28</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>29</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>30</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>31</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>32</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>33</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>34</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>35</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>36</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>37</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>38</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>39</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>40</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>41</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>42</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>43</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>44</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>45</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>46</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>47</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>48</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>49</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>50</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>51</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>52</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>53</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>54</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>55</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>56</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>57</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>58</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>59</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>60</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>61</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>62</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>63</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>64</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>65</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>66</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>67</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>68</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>69</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>70</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>71</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>72</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>73</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>74</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>75</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>76</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>77</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>78</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>79</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>80</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>81</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>82</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>83</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>84</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>85</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>86</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>87</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>88</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>89</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>90</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>91</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>92</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>93</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>94</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>95</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>96</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>97</sub> <sup>1)</sup>	B <sub>98</sub> <sup>1)</sup>
mm	mm																				mm										kg																																																																																		
825	1120	200	1420	700	300	1500	290	1735	430	525	55	10	48	860	255	118	252	310	10	20	2300																																																																																												
1 030	1400	250	1700	870	320	1850	370	2105	520	532	62	10	52	1070	272.5	147	213	360	12	15	3400																																																																																												
1 150	1540	272	1830	950	310	2000	370	2250	500	542	62	10	52	1190	316	155	245	380	12	20	3500																																																																																												
1 280	1720	400	2150	1200	370	2220	600	2520	570	542	62	10	52	1320	405	217	283	500	12	20	4590																																																																																												
1 460	1820	315	2225	1200	370	2320	600	2620	620	542	62	10	52	1500	292.5	173	182	355	8	25	6650																																																																																												

<sup>1)</sup> Dimension varies depending on the drive-up of the bearing onto the sleeve.

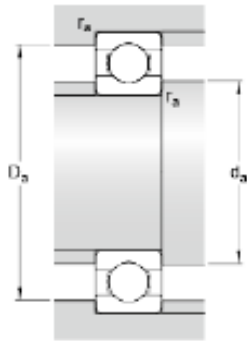
## 619/750 MA

### Dimensiones



d	750	mm
D	1000	mm
B	112	mm
d <sub>1</sub>	835	mm
D <sub>1</sub>	918.08	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 6	mm

### Dimensiones de los resaltes



d <sub>a</sub>	min. 773	mm
D <sub>a</sub>	max. 977	mm
r <sub>a</sub>	max. 5	mm

### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	761	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	1800	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	25.5	kN
Velocidad de referencia		1000	r/min
Velocidad límite		850	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.02	
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	17	

### Masa

Rodamiento de masa	255	kg
--------------------	-----	----

Anexo N

MATERIAL PALA

$E_{11}$ (GPa)	$E_{22}$ (GPa)	$E_{33}$ (GPa)	$G_{12}$ (GPa)	$G_{13}$ (GPa)	$G_{23}$ (GPa)	$\nu_{12}$	$\nu_{13}$	$\nu_{23}$
23	7	7	5.5	5.5	5	0.1	0.2	0.2

X (MPa)	X' (MPa)	Y (MPa)	Y' (MPa)	Z (MPa)	Z' (MPa)	$S_{12}$ (MPa)	$S_{13}$ (MPa)	$S_{23}$ (MPa)
460	-380	300	-250	200	-150	330	150	100

**Tabla 2 – Propiedades mecánicas del composite fibra de vidrio-resina epoxi 3D-braiding (0° 50%, ±45° 50%).**

Una pasta adhesiva bi-componente de epoxy ha sido la seleccionada para desarrollar la simulación de la unión: Araldite 2015 (AV 5308/HV 5309-1), la elección de este adhesivo fue indicada por Sicomp:

Módulo de tensión(GPa)	Módulo a cortadura
2	0.25 (at 25°C)

**Tabla 3 – Propiedades de ARALDITE 2015**

La siguiente figura indica el máximo valor permitido para la fuerza a cortadura en el

## Anexo O

### MATERIAL TORRE



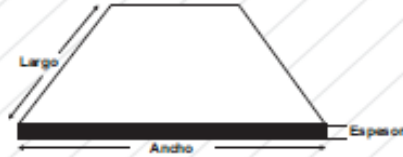
### LÁMINAS HOT ROLLED

#### Especificaciones Técnicas

CALIDADES MAS COMUNES		COMPOSICION QUIMICA						PROPIEDADES MECANICAS				APLICACIONES MAS FRECUENTES		
ASTM	DIN	L	C	MN	P	S	SI	CU	LIMITE ELASTICO	RESISTENCIA A LA TRACCION			% ALARGO	
		(x1000)	(x1000)	(x1000)	(x1000)	(x1000)	(x1000)	(x1000)						
A-36	ST 33 - 1.2	Min.	-	80	-	-	1.5	-	23Kg/mm <sup>2</sup>	-	41 Kg/mm <sup>2</sup>	400 MPa	20	Estructuras metálicas en general.
		Máx.	25	120	4	4	3.0	20	25Kg/mm <sup>2</sup>	250MPa	56 Kg/mm <sup>2</sup>	550 MPa	23	
A-283 GR C	601 27 - 1.2	Min.	-	50	-	-	7	-	-	-	30 Kg/mm <sup>2</sup>	380 MPa	20	Tanques de almacenamiento.
		Máx.	18	90	3.5	3.5	3.5	30	21Kg/mm <sup>2</sup>	205MPa	46 Kg/mm <sup>2</sup>	450 MPa	23	
A-285 GR C		Min.	-	-	-	-	-	-	-	-	38 Kg/mm <sup>2</sup>	380 MPa	23	Recipientes a presión de baja e intermedia resistencia a la tracción.
		Máx.	28	90	3.5	3.5	-	-	21Kg/mm <sup>2</sup>	205MPa	45 Kg/mm <sup>2</sup>	515 MPa	27	
A-131 GRA	601 24 - 1.2	Min.	-	53	-	-	-	-	-	-	41 Kg/mm <sup>2</sup>	400 MPa	21	Construcción naval en general.
		Máx.	21	-	4	4	5.0	4	23Kg/mm <sup>2</sup>	235MPa	50 Kg/mm <sup>2</sup>	490 MPa	24	
A-516 GR 70		Min.	27	85	-	-	1.5	-	-	-	49 Kg/mm <sup>2</sup>	485 MPa	17	Recipientes a presión temperatura media-baja.
		Máx.	31	120	4	3.5	4.0	-	27Kg/mm <sup>2</sup>	260MPa	63 Kg/mm <sup>2</sup>	620 MPa	21	
A-514 GRA	HQ T 601	Min.	-	-	-	1.5	-	-	-	-	71 Kg/mm <sup>2</sup>	690 MPa	-	Resistencia a la abrasión.
		Máx.	20	150	3.5	4	5.0	-	66Kg/mm <sup>2</sup>	600MPa	87 Kg/mm <sup>2</sup>	850 MPa	19	

#### Dimensiones y Pesos de láminas comerciales

CALIBRE	ESPESOR		1.0 x 2.0 Mts.		1.22 x 2.44 Mts.		1.83 x 6.09 Mts.		2.0 x 6.0 Mts.		2.44 x 6.09 Mts.	
	PULGADA	MILMETRO	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	
16		1.50	11.78	23.56	35.01	70.01	131.00	161.00	175.00			
14		1.90	14.92	29.85	44.36	88.72	166.00	179.00	222.00			
		2.50	19.63	39.27	58.36	116.73	219.00	236.00	296.00			
12		2.86	20.89	41.78	62.69	125.38	233.00	251.00	311.00			
11		3.00	23.56	47.12	70.69	141.37	263.00	283.00	350.00			
	1/8"	3.17	24.90	49.79	74.69	149.37	278.00	299.00	370.00			
		4.00	31.42	62.83	94.25	188.50	364.00	397.00	487.00			
		4.80	38.34	76.69	115.04	230.08	454.00	494.00	625.00			
3/16"		4.76	37.38	74.77	111.11	222.22	441.00	480.00	596.00			
		5.00	39.27	78.54	117.81	235.62	471.00	510.00	638.00			
		6.00	47.12	94.25	141.37	282.74	565.00	610.00	763.00			
1/4"		6.35	49.87	99.75	149.62	299.24	598.00	645.00	811.00			
		7.94	62.36	124.72	187.08	374.16	748.00	805.00	1011.00			
5/16"		8.00	62.83	125.66	188.50	377.00	754.00	810.00	1020.00			
		9.00	70.69	141.37	212.07	424.14	848.00	910.00	1135.00			
3/8"		9.53	74.85	149.70	222.44	444.88	889.00	955.00	1193.00			
		10.00	78.54	157.08	234.11	468.22	936.00	1005.00	1256.00			
1/2"		12.00	94.25	188.50	282.74	565.48	1131.00	1210.00	1513.00			
		12.70	98.75	197.49	296.24	592.48	1185.00	1265.00	1581.00			
5/8"		13.00	102.10	204.20	308.44	616.88	1234.00	1315.00	1644.00			
		15.00	117.81	235.62	353.42	706.84	1414.00	1505.00	1881.00			
3/4"		15.88	124.72	249.44	374.16	748.32	1497.00	1595.00	1994.00			
		16.00	125.66	251.33	377.00	754.00	1508.00	1610.00	2013.00			
		19.00	149.23	298.45	447.80	895.60	1791.00	1900.00	2375.00			
		19.05	149.62	299.24	448.48	896.96	1794.00	1905.00	2384.00			



## LÁMINAS HOT ROLLED

### Especificaciones Técnicas

CALIDADES MAS COMUNES		COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS			APLICACIONES MAS FRECUENTES		
ASTM	DIN	L	C	MN	P	S	SI	CU	LIMITE ELASTICO	RESISTENCIA A LA TRACCION	% ALARGO			
A-36	ST 37 - 12	Min.	-	80	-	-	15	-	23Kg/mm2	-	41 Kg/mm2	40MPa	20	Estructuras metálicas en genéral.
		Máx.	25	120	4	4	30	2.0	25Kg/mm2	250MPa	58 Kg/mm2	550MPa	23	
A-283 GRC	RST 37 - 12	Min.	-	50	-	-	7	-	-	-	39 Kg/mm2	380MPa	20	Tanques de almacenamiento.
		Máx.	18	90	3.5	3.5	35	3.0	21Kg/mm2	205MPa	48 Kg/mm2	450MPa	23	
A-285 GRC		Min.	-	-	-	-	-	-	-	-	38 Kg/mm2	380MPa	23	Recipientes a presión de baja e intermedia resistencia a la tracción.
		Máx.	28	90	3.5	3.5	-	-	21Kg/mm2	205MPa	45 Kg/mm2	515MPa	27	
A-131 GRA	RST 34 - 12	Min.	-	53	-	-	-	-	-	-	41 Kg/mm2	400MPa	21	Construcción naval en genéral.
		Máx.	21	-	4	4	50.4	-	23Kg/mm2	235MPa	50 Kg/mm2	490MPa	24	
A516 GR 70		Min.	27	85	-	-	15	-	-	-	49 Kg/mm2	485MPa	17	Recipientes a presión temperatura media-alta.
		Máx.	31	120	4	3.5	40	-	27Kg/mm2	280MPa	63 Kg/mm2	620MPa	21	
A514 GRA	RQT601	Min.	-	-	-	1.5	-	-	-	-	71 Kg/mm2	690MPa	-	Resistencia a la tracción.
		Máx.	20	150	3.5	4	50	-	64Kg/mm2	600MPa	87 Kg/mm2	850MPa	19	

### Dimensiones y Pesos de láminas comerciales

CALIBRE	ESPESOR		1.0 x 2.0 Mts.		1.22 x 2.44 Mts.		1.83 x 6.09 Mts.		2.0 x 6.0 Mts.		2.44 x 6.09 Mts.	
	PULGADA	MILMETRO	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	
		22.00	172.79	345.58	513.51	1,026.00	2,073.00	2,968.00				
	7/8"	22.23	174.99	349.99	518.98	1,037.96	2,095.92	2,991.84				
		25.00	196.35	392.70	583.54	1,167.08	2,334.16	3,306.24				
	1"	25.40	199.49	398.98	592.87	1,185.74	2,371.48	3,362.64				
	1 1/4"	31.75	249.36	498.73	748.09	1,496.18	2,992.36	4,209.50				
		32.00	251.33	502.65	746.93	1,493.86	2,987.72	4,198.88				
		38.00	298.45	596.90	895.35	1,790.70	3,581.40	5,071.68				
	1 1/2"	38.10	299.24	598.47	897.70	1,795.40	3,590.80	5,088.00				
		50.00	392.70	785.40	1,167.07	2,334.14	4,668.28	6,412.56				
	2"	50.80	398.98	797.96	1,185.74	2,371.48	4,742.96	6,498.24				
		62.00	486.95	973.89	1,447.17	2,894.34	5,788.68	7,991.04				
	2 1/2"	63.50	498.73	997.46	1,492.18	2,984.36	5,968.72	8,191.68				
		75.00	589.05	1,178.10	1,767.15	3,534.30	7,068.60	9,758.40				
	3"	76.20	598.47	1,196.95	1,790.92	3,581.64	7,163.28	9,884.64				
		100.00	785.40	1,570.80	2,356.20	4,712.40	9,424.80	12,899.52				
	4"	101.60	797.96	1,595.93	2,393.89	4,787.78	9,575.56	13,167.76				

Anexo P

MATERIAL CHASIS



CONSORCIO METALURGICO NACIONAL LTDA

**PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR**  
Negro y Galvanizado  
ASTM A 500 (NTC 4526)



ACERO EN EVOLUCIÓN



Pórticos - Cerchas - Columnas - Vigas - Viguetas - Correas

## PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR COLMENA

Los Perfiles Estructurales Tubulares marca COLMENA, en geometría redonda, cuadrada o rectangular, son una alternativa industrial, diseñada para construir Sistemas Estructurales Metálicos de alta resistencia, de una manera práctica, rápida y sencilla. Se pueden emplear como columnas, vigas, viguetas simples, en combinación con otros elementos de nuestra línea estructural y/o en conjunto con cualquier otra alternativa del mercado.

### ACABADO

Los Perfiles se entregan en acero negro; en caso de que se requieran galvanizados se debe consultar con el distribuidor.

### IDENTIFICACIÓN

Los Perfiles tubulares se identifican con el logotipo de COLMENA estampado o marcado con estencil y la leyenda "COLMENA COLOMBIA ASTM A-500 C Esp. \_\_\_\_mm.

### DIMENSIONES Y TOLERANCIAS

Los Perfiles tubulares se fabrican de acuerdo a la norma ASTM A-500 con las dimensiones reales indicadas en las tablas, y se comercializan según las dimensiones nominales de común manejo. La longitud normal de fabricación es 6.00m, en caso de requerirse otras longitudes se debe consultar con el distribuidor.

<b>TOLERANCIA EN LONGITUD:</b>	
Perfil 6.7m y menores:	+12.7mm -6.4mm
Perfil de 6.7m hasta 13.5m:	+19mm -6.4
<b>TOLERANCIA EN DIÁMETRO:</b>	
Perfiles redondos 0<1.900" (48.3mm):	+/-0.5%
0>2.000" (50.8mm):	+/-0.75%
Tolerancia en espesor de material: +/-10%	
Cuadratura en cuadrados y rectangulares: +/-2°	
Radio en esquinas: 2 veces el espesor e.	
Rectitud para tubulares medido al centro: 2.08mm/m	

VARIACIONES PERMISIBLES EN LAS DIMENSIONES PLANAS SEGÚN ASTM A-500 (cuadrados y rectangulares)		
DIMENSIÓN PLANA ESPECIFICADA		VARIACIÓN PERMISIBLE
	pulg. (mm)	pulg. (mm)
2 1/4	(63.5) o inferior	0.020 (0.51)
2 1/2 - 3 1/4	(63.5-88.9)	0.025 (0.64)
3 1/2 - 5 1/4	(88.9-138.7)	0.030 (0.76)
Mayor de 5 1/4 (138.7)		0.01 Veces dimensión medida.

### PRUEBAS

TORSIÓN:	Según Norma ASTM A-500. NTC 4526.
APLASTAMIENTO:	Según Norma ASTM A-500.
ABOCARDADO:	Según Norma NTC-103
ESPESOR DE CAPA:	Según Norma ASTM A-53 (Para tubos galvanizados)



### IDENTIFICACIÓN

Los perfiles se fabrican con acero laminado en caliente (H.R.) de bajo contenido de carbono, alta soldabilidad y ductilidad, según normas AISI/SAE 1015, AISI 3132 SPHT 4, o cualquier otro acero equivalente con los siguientes contenidos máximos en su composición química:

CARBONO:	0.27% máximo
MANGANESO:	1.40% máximo
FÓSFORO:	0.045% máximo
AZUFRE:	0.045% máximo

PROPIEDADES MECÁNICAS REQUERIDAS POR ASTM A-500 GRADO C		
Esfuerzos	Redondos	Cuadrados y Rectangulares
Fluencia Fy	3,241 kg/cm <sup>2</sup>	3,522 kg/cm <sup>2</sup>
Último Fu	4,368 kg/cm <sup>2</sup>	4,368 kg/cm <sup>2</sup>
Elongación en 2"	21%	21%

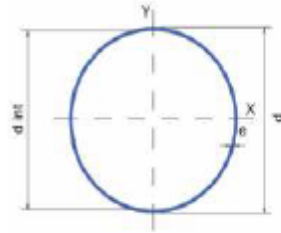
El esfuerzo mínimo de fluencia del acero es de 3.241 kg/cm<sup>2</sup> (46.000 psi). La relación entre esfuerzo último y esfuerzo de fluencia está entre 1.25 y 1.3 satisfaciendo la relación mínima recomendada para formado en frío de 1.2.



## PROCESO DE PRODUCCIÓN



Los perfiles estructurales se fabrican partiendo de bandas de acero laminado en caliente, que al pasar por una serie de rodillos sufren un proceso de formado en frío dando la geometría de cada perfil, el cerrado se hace mediante soldadura por inducción con alta frecuencia (Electrofusión ERW).



CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN						PROPIEDADES ESTÁTICAS						UNIDADES DE EMPAQUE
Nominal Estándar	DIÁMETRO		Espesor pared e	PESO		FLEXIÓN			TORSIÓN			
	Ext. mm	Int. mm		kg/m	lb/ft	Momento Inercia I cm <sup>4</sup>	Módulo Sección S cm <sup>3</sup>	Radio de Giro r cm	Módulo Plástico Z cm <sup>3</sup>	Momento Inercia I in <sup>4</sup>	Módulo Plástico Z in <sup>3</sup>	
1/2"	1.31	1.11	1.52	0.25	0.76	0.89	3.40	0.42	0.67	3.54	0.12	5.71
	2.07	1.67	2.00	0.94	0.90	1.17	0.52	0.50	0.66	0.70	1.04	1.00
	2.87	1.67	2.90	1.12	1.17	1.43	0.60	0.58	0.69	0.83	1.21	1.17
3/4"	2.38	2.28	1.50	0.90	0.98	1.15	0.85	0.68	0.86	0.89	1.20	1.32
	3.61	2.71	2.00	1.20	1.27	1.53	1.11	0.80	0.89	1.17	2.22	2.30
	3.61	2.11	2.50	1.45	1.51	1.85	1.31	1.00	0.94	1.40	2.51	2.00
1"	3.29	2.99	1.50	1.11	1.25	1.48	1.83	1.11	1.11	1.48	3.06	3.23
	3.29	2.99	2.00	1.35	1.46	1.65	2.08	1.22	1.15	1.61	4.06	2.85
	3.29	2.71	2.50	1.67	1.82	2.33	2.78	1.63	1.68	2.71	5.56	3.33
1 1/4"	3.29	2.68	3.00	2.25	2.30	2.82	3.18	1.94	1.96	2.58	6.07	3.87
	4.22	3.00	1.50	1.48	1.60	1.50	3.99	2.89	1.44	2.49	7.98	1.70
	4.22	3.60	2.00	2.02	2.14	2.54	5.11	2.42	1.42	3.73	15.23	4.80
1 1/2"	4.22	3.72	2.50	2.44	2.55	3.12	6.17	2.50	1.42	3.26	12.33	5.85
	4.22	3.62	3.00	2.89	2.96	3.72	7.18	3.39	1.39	4.61	15.42	6.38
	4.82	4.52	1.50	1.71	1.86	2.20	6.03	2.30	1.65	3.28	12.36	5.90
2"	4.82	4.43	2.00	2.32	2.46	3.00	7.81	3.23	1.64	4.29	15.82	8.47
	4.82	4.39	2.50	2.79	2.91	3.54	9.20	3.89	1.65	5.15	18.41	7.69
	4.82	4.23	3.00	3.28	3.41	4.17	10.67	4.53	1.62	6.11	21.94	9.29
2 1/2"	5.99	5.69	1.50	2.14	2.31	2.75	11.76	4.99	2.07	5.12	24.61	7.85
	5.99	5.58	2.00	2.90	3.07	3.64	15.20	5.11	2.05	6.72	30.39	10.21
	5.99	5.48	2.50	3.34	3.69	4.53	18.64	6.22	2.03	8.05	37.26	12.44
3"	5.99	5.59	3.00	4.14	4.30	5.38	21.70	7.27	2.02	9.72	43.53	14.53
	6.32	5.72	4.00	5.30	5.56	7.06	28.22	9.10	1.99	12.80	56.25	18.62
	7.24	6.64	2.00	3.52	3.75	4.42	27.41	7.57	2.48	9.21	54.85	15.15
3 1/2"	7.24	6.74	2.50	4.29	4.49	5.49	33.95	9.77	2.47	12.22	67.22	19.54
	7.24	6.64	3.00	5.04	5.24	6.54	38.44	10.20	2.46	14.40	78.87	21.73
	7.24	6.44	4.00	6.22	6.52	8.59	50.42	13.91	2.42	18.71	100.81	27.86
4"	8.62	8.42	2.00	4.52	4.67	5.42	50.40	11.42	2.66	14.80	100.80	27.86
	8.62	8.32	2.50	5.28	5.51	6.73	65.83	14.02	3.03	18.40	125.87	36.07
	8.62	8.22	3.00	6.14	6.44	8.09	83.25	16.36	3.02	23.81	156.11	39.12
4 1/2"	8.62	8.02	4.00	8.18	8.52	10.59	98.11	21.30	2.98	28.41	198.73	43.66
	8.89	7.79	5.50	11.25	-	18.41	125.84	28.31	2.96	38.31	251.67	56.62
	11.35	10.95	2.00	5.28	5.51	7.00	138.00	18.10	3.04	24.80	217.75	38.92
6"	11.35	10.86	2.50	6.40	7.14	8.72	144.83	21.47	3.99	30.80	268.60	61.34
	11.35	10.75	3.00	8.03	8.75	10.41	159.03	23.02	3.95	35.93	318.05	59.05
	11.35	10.55	4.00	10.76	11.28	13.78	206.45	28.46	3.87	47.87	414.81	75.77
8"	11.43	10.29	6.00	16.07	-	20.41	300.21	32.53	3.83	70.40	600.42	129.08
	13.97	13.26	3.00	11.35	-	34.98	338.93	34.43	5.82	68.26	676.99	96.86
	15.30	14.14	4.00	14.43	-	57.85	397.85	37.20	5.84	94.45	1,195.71	142.18
10"	15.82	15.01	4.00	15.21	-	20.53	695.82	40.74	5.80	107.67	1,305.64	185.47
	15.82	14.52	6.00	21.27	-	32.57	1,056.90	44.82	5.74	151.83	2,011.54	239.94
	15.82	13.40	7.11	18.70	-	35.99	1,165.21	45.59	5.70	184.47	2,329.42	278.18
12"	15.82	14.87	5.00	21.27	-	29.84	1,523.23	58.42	6.67	178.28	2,643.94	272.61
	21.91	20.91	5.00	26.40	-	44.50	1,928.04	70.00	7.67	226.25	3,064.08	351.99
	21.91	20.27	6.14	32.96	-	54.20	2,078.20	77.52	7.48	304.00	4,036.40	511.04
14"	21.91	20.45	6.17	36.41	-	76.82	3,489.62	99.99	9.53	405.27	5,479.21	679.98
	32.99	30.41	30.41	79.46	-	205.96	12,604.00	275.50	11.09	1,024.91	18,886.20	1,544.06
	35	32.10	22.30	-	-	257.28	20,465.73	1,490.20	13.93	1,069.18	20,321.45	2,098.00
20"	30.80	44.26	12.25	108.12	-	397.82	60,838.26	2,387.57	17.52	3,115.27	121,728.50	4,724.75
	60.96	66.42	12.25	107.06	-	298.70	136,112.33	3,481.47	21.71	4,529.58	212,324.30	8,963.35

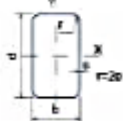
PERFIL ESTRUCTURAL CIRCULAR

LOS PERFILES TUBULARES COLMENA CUMPLEN CON LA NORMA ASTM A 500 GRADO C, ESFUERZO DE FLUENCIA  $F_y = 3,220 \text{ Kg/cm}^2$  (46,000 PSI) (322MPa) LOS TUBO EN ESPESOR DE 1.5 mm SE SUMINISTRAN EN GRADO B ESFUERZO DE FLUENCIA  $F_y = 2,953 \text{ kg/cm}^2$  (42,000 PSI) (295MPa)



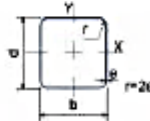


CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN										PROPIEDADES ESTÁTICAS						UNIDADES DE EMPAQUE
TAMAJO PERFIL		Espesor pared		PESO		ÁREA		FLEXIÓN			TORSIÓN					
TAMAJO NOMINAL	REAL	e	e	Kg/m	Kg/cm	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	Módulo de Inercia I <sub>x</sub>	Módulo de Inercia I <sub>y</sub>	Radio de Giro r <sub>x</sub>	Módulo de Torsión J <sub>t</sub>	Módulo de Torsión I <sub>p</sub>	Módulo de Torsión I <sub>p</sub>			
PULGADAS	MILIMÉTRICAS	d	b	mm	mm	Kg/m	Kg/cm	I <sub>x</sub> = I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>x</sub> = I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	r <sub>x</sub> = r <sub>y</sub> cm	J <sub>t</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>p</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>p</sub> cm <sup>4</sup>			
1X1	25 X 25	25.30	25.00	3.50	3.15	1.21	1.42	1.22	0.57	3.31	3.15	3.31	1.46			
		25.30	25.00	2.20	3.38	1.90	3.40	1.48	1.18	3.40	3.37	3.40	1.43			
		25.30	25.00	2.20	2.80	1.90	3.20	1.68	1.15	3.30	3.27	3.30	1.41			
1 1/2 X 1 1/2	40 X 40	40.30	40.00	3.50	3.71	1.90	3.20	5.49	3.75	3.58	3.20	8.77	4.10			
		40.30	40.00	2.20	2.43	2.54	3.46	6.94	3.47	3.51	4.11	15.36	5.21			
		40.30	40.00	2.20	2.81	2.98	3.28	8.20	4.11	3.52	4.97	18.79	6.25			
2X2	50 X 50	50.30	50.00	3.20	3.78	2.71	3.71	11.07	4.45	3.92	5.17	19.47	6.66			
		50.30	50.00	2.20	3.28	3.52	3.81	15.15	3.86	3.91	6.88	22.71	8.55			
		50.30	50.00	2.20	3.75	3.97	4.79	18.94	4.79	3.86	8.01	23.75	10.30			
2 1/2 X 2 1/2	60 X 60	60.30	60.00	3.20	4.38	4.62	5.70	19.87	7.79	3.85	8.99	30.51	11.80			
		60.30	60.00	2.20	3.63	3.86	4.61	25.14	6.28	3.93	9.79	36.81	13.61			
		60.30	60.00	2.20	4.91	5.64	6.50	33.54	7.01	3.94	10.95	48.91	16.36			
3X3	75 X 75	75.30	75.00	3.20	5.18	-	6.51	35.13	11.41	3.81	13.80	57.57	21.73			
		75.30	75.00	2.20	3.20	3.54	4.28	41.46	8.99	3.78	16.36	68.89	23.20			
		75.30	75.00	2.20	4.82	5.60	6.50	49.85	10.72	3.74	18.54	78.75	25.17			
4X4	100 X 100	100.30	100.00	3.20	6.14	6.52	7.80	57.53	16.44	3.70	18.43	93.96	32.82			
		100.30	100.00	2.20	4.91	5.62	6.50	67.82	18.41	3.67	21.46	107.47	35.87			
		100.30	100.00	2.20	6.81	7.33	8.60	78.97	20.12	3.64	24.50	122.50	39.47			
5X5	125 X 125	125.30	125.00	3.20	7.37	-	9.01	87.92	23.62	3.57	27.49	139.11	43.18			
		125.30	125.00	2.20	5.62	6.25	7.30	100.80	26.18	3.54	31.46	154.81	46.48			
		125.30	125.00	2.20	7.92	8.50	9.70	115.30	28.93	3.51	34.49	171.51	49.81			
6X6	150 X 150	150.30	150.00	3.20	8.50	9.00	10.50	124.49	32.12	3.48	37.46	189.65	53.68			
		150.30	150.00	2.20	6.51	7.14	8.50	139.29	34.94	3.45	41.49	214.50	57.00			
		150.30	150.00	2.20	9.01	9.59	11.00	154.81	37.91	3.42	44.52	240.00	60.33			
8X8	200 X 200	200.30	200.00	3.20	10.71	-	12.50	180.86	46.12	3.39	50.43	270.64	67.17			
		200.30	200.00	2.20	8.50	9.10	10.50	207.51	50.12	3.36	54.46	306.00	70.50			
		200.30	200.00	2.20	11.41	12.00	13.50	234.20	54.12	3.33	58.49	342.00	73.83			
10X10	250 X 250	250.30	250.00	3.20	12.50	-	14.50	242.50	60.12	3.30	64.46	402.00	81.18			
		250.30	250.00	2.20	10.00	10.70	12.00	279.20	65.12	3.27	68.49	447.00	84.51			
		250.30	250.00	2.20	13.41	14.00	15.50	315.90	70.12	3.24	72.52	492.00	87.84			
12X12	300 X 300	300.30	300.00	3.20	14.50	-	16.50	324.20	76.12	3.21	78.49	552.00	95.19			
		300.30	300.00	2.20	12.00	12.70	14.00	370.90	81.12	3.18	82.52	607.00	98.52			
		300.30	300.00	2.20	15.41	16.00	17.50	417.60	86.12	3.15	86.55	662.00	101.85			



Los perfiles tubulares Colmena cumplen con la norma ASTM A-500 grado C. Esfuerzo de Fluencia Fy = 3.500 kg/cm<sup>2</sup> (50.000 psi) (350 MPa).

\* Los tubos en espesor de 1.5mm se suministran en grado B esfuerzo de fluencia fy = 3.220 kg/cm<sup>2</sup> (46.000 psi) (322 MPa)



PERFIL CUADRADO

No. Control CC - 820 - 010 - Edición No. 5-12-05-18. Revisión A. 12-05-18

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN										PROPIEDADES ESTÁTICAS						UNIDADES DE EMPAQUE
Tamaño Nominal		Espesor pared		PESO		ÁREA		FLEXIÓN			TORSIÓN					
Tamaño Nominal	REAL	e	e	Kg/m	Kg/cm	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	Módulo de Inercia I <sub>x</sub>	Módulo de Inercia I <sub>y</sub>	Radio de Giro r <sub>x</sub>	Módulo de Torsión J <sub>t</sub>	Módulo de Torsión I <sub>p</sub>	Módulo de Torsión I <sub>p</sub>			
PULGADAS	MILIMÉTRICAS	d	b	mm	mm	Kg/m	Kg/cm	I <sub>x</sub> = I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>x</sub> = I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	r <sub>x</sub> = r <sub>y</sub> cm	J <sub>t</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>p</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>p</sub> cm <sup>4</sup>			
2X1 1/2	50 X 40	50.30	49.00	3.50	3.15	1.90	3.20	5.49	3.75	3.58	3.20	8.77	4.10			
		50.30	49.00	2.20	2.43	2.54	3.46	6.94	3.47	3.51	4.11	15.36	5.21			
		50.30	49.00	2.20	2.81	2.98	3.28	8.20	4.11	3.52	4.97	18.79	6.25			
3X1 1/2	75 X 50	75.30	74.00	3.20	3.78	2.71	3.71	11.07	4.45	3.92	5.17	19.47	6.66			
		75.30	74.00	2.20	3.28	3.52	3.81	15.15	3.86	3.91	6.88	22.71	8.55			
		75.30	74.00	2.20	3.75	3.97	4.79	18.94	4.79	3.86	8.01	23.75	10.30			
4X1 1/2	100 X 50	100.30	99.00	3.20	4.38	4.62	5.70	19.87	7.79	3.85	8.99	30.51	11.80			
		100.30	99.00	2.20	3.63	3.86	4.61	25.14	6.28	3.93	9.79	36.81	13.61			
		100.30	99.00	2.20	4.91	5.64	6.50	33.54	7.01	3.94	10.95	48.91	16.36			
5X1 1/2	125 X 50	125.30	124.00	3.20	5.18	-	6.51	35.13	11.41	3.81	13.80	57.57	21.73			
		125.30	124.00	2.20	3.20	3.54	4.28	41.46	8.99	3.78	16.36	68.89	23.20			
		125.30	124.00	2.20	4.82	5.60	6.50	49.85	10.72	3.74	18.54	78.75	25.17			
6X1 1/2	150 X 50	150.30	149.00	3.20	6.14	6.52	7.80	57.53	16.44	3.70	18.43	93.96	32.82			
		150.30	149.00	2.20	4.91	5.62	6.50	67.82	18.41	3.67	21.46	107.47	35.87			
		150.30	149.00	2.20	6.81	7.33	8.60	78.97	20.12	3.64	24.50	122.50	39.47			
8X1 1/2	200 X 50	200.30	199.00	3.20	7.37	-	9.01	87.92	23.62	3.57	27.49	139.11	43.18			
		200.30	199.00	2.20	5.62	6.25	7.30	100.80	26.18	3.54	31.46	154.81	46.48			
		200.30	199.00	2.20	7.92	8.50	9.70	115.30	28.93	3.51	34.49	171.51	49.81			
10X1 1/2	250 X 50	250.30	249.00	3.20	8.50	9.00	10.50	124.49	32.12	3.48	37.46	189.65	53.68			
		250.30	249.00	2.20	6.51	7.14	8.50	139.29	34.94	3.45	41.49	214.50	57.00			
		250.30	249.00	2.20	9.01	9.59	11.00	154.81	37.91	3.42	44.52	240.00	60.33			
12X1 1/2	300 X 50	300.30	299.00	3.20	9.71	-	11.50	154.20	40.12	3.39	47.46	259.64	63.18			
		300.30	299.00	2.20	7.51	8.10	9.50	170.90	43.12	3.36	51.49	285.00	66.51			
		300.30	299.00	2.20	10.41	11.00	12.50	187.60	46.12	3.33	55.52	310.00	69.84			

PERFIL RECTANGULAR



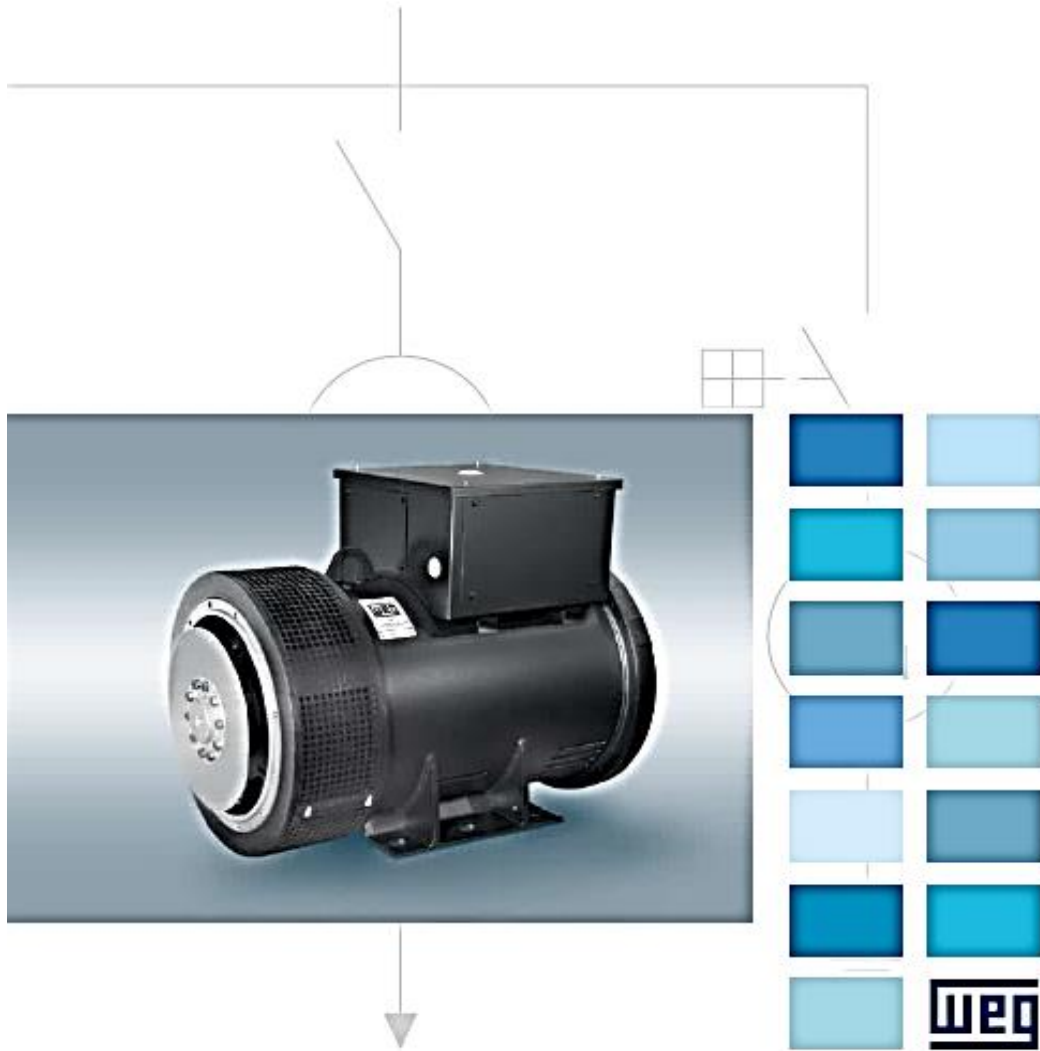
Dirección: Transversal 60 N° 45A-85 Sur - Sevilla.  
 Tels: (1) 7280211 - 724 46 55. Fax: (1) 7240171. Bogotá, D.C.  
 www.tubocolmena.com

CATALOGO GENERADOR ELÉCTRICO

Motores | Energía | Automatización | Pinturas

## Generadores Sincrónicos

Línea G Plus



480V (60Hz)  
400V (50Hz)  
Cosφ 0.8 / Aislamiento clase H

Baja tensión / 6 cables / 4 polos

MODELO	ΔT	60Hz					50Hz				
		480V - Y					400V - Y				
		80°C	105°C	125°C	150°C	163°C	80°C	105°C	125°C	150°C	163°C
GTA351EIV	WA	628	726	812	861	898	508	587	667	662	690
	KW	502	581	650	689	718	406	470	526	530	552
GTA351EITE	WA	707	816	913	923	1000	584	674	754	758	791
	KW	566	663	730	738	800	467	539	603	606	633
GTA352EIV	WA	741	855	957	1000	1065	610	704	788	793	827
	KW	593	684	766	800	844	488	563	630	634	662
GTA352EIVZ	WA	774	894	1000	1046	1098	639	737	825	863	900
	KW	619	715	800	837	878	511	590	660	690	720
GTA352EIVS	WA	813	939	1050	1098	1145	668	760	850	883	920
	KW	660	751	840	878	916	526	608	680	706	736
GTA352EIVS	WA	883	1019	1140	1200	1260	729	842	942	949	989
	KW	706	815	912	960	1008	583	674	754	759	791
GTA352EIVS	WA	968	1118	1250	1265	1319	787	909	1017	1024	1068
	KW	774	894	1000	1012	1055	630	727	814	819	854
GTA402EIVR	WA	1068	1234	1380	1450	1515	848	979	1095	1100	1150
	KW	854	987	1104	1160	1212	678	783	876	880	920
GTA402EIVS	WA	1165	1346	1505	1575	1656	937	1082	1210	1219	1271
	KW	932	1077	1204	1260	1325	750	866	968	975	1017
GTA403EIVD	WA	1231	1422	1590	1675	1735	1018	1176	1315	1324	1380
	KW	985	1138	1272	1340	1388	814	941	1052	1069	1104
GTA403EIVJ	WA	1332	1538	1720	1850	1941	1105	1276	1427	1478	1551
	KW	1066	1230	1376	1480	1553	884	1021	1142	1182	1241
GTA403EIVD	WA	1433	1654	1850	1951	2040	1232	1422	1591	1720	1800
	KW	1146	1323	1480	1561	1632	906	1138	1273	1376	1440
GTA451EIVG	WA	1597	1845	2063	2188	2308	1346	1554	1738	1840	1932
	KW	1278	1476	1650	1750	1846	1077	1243	1390	1472	1546
GTA451EIVS	WA	1704	1967	2200	2313	2440	1394	1609	1800	1850	1943
	KW	1363	1574	1760	1850	1952	1115	1287	1440	1480	1554
GTA501EIVJ	WA	1874	2164	2420	2500	2638	1549	1788	2000	2100	2205
	KW	1499	1731	1936	2000	2110	1239	1430	1600	1680	1764
GTA501EIV	WA	2130	2459	2750	2875	3000	1746	2016	2255	2360	2460
	KW	1704	1967	2200	2300	2400	1397	1613	1804	1888	1968
GTA501EIVB	WA	2395	2766	3093	3238	3375	1994	2303	2575	2690	2800
	KW	1916	2213	2474	2590	2700	1595	1842	2060	2152	2240
GTA561EIVH	WA	2664	3076	3440	3595	3750	2215	2558	2860	2990	3120
	KW	2131	2461	2752	2876	3000	1772	2046	2288	2392	2496
GTA561EIV	WA	2982	3443	3850	4025	4200	2470	2853	3190	3335	3480
	KW	2386	2754	3080	3220	3360	1976	2282	2552	2668	2784

- ΔT = 163°C, temperatura ambiente = 27°C. Para otros ΔT, temperatura ambiente = 40°C.  
- Altitud 1000m (para todos los regímenes).  
- Para otras versiones, consultar la fábrica.  
- Conforme Normas: IEC 60034 - NBR 5117 - NEMA MG1 - VDE530 - ISO8528 - CBA.  
- Valores sujetos a alteraciones sin previo aviso.

# Anexo R

## DISTRIBUCIÓN SISTEMA INTERCONECTADO NACIONAL UPME

### SISTEMA DE TRANSMISIÓN NACIONAL - VISIÓN 2028



CATALOGO TRANSFORMADOR

**Transformadores**



Febrero 2009



**Tipo EP**  
encapsulado monofásico

Los transformadores tipo EP para propósitos generales, son unidades monofásicas cuyo diseño encapsulado en resina los hace adecuados para uso interior y exterior. Por su gabinete totalmente cerrado no ventilado son ideales para ambientes con alto contenido de polvo, humedad o vapores corrosivos. Están disponibles en capacidades de hasta 25kVA y 4160 V en el primario. Estas unidades pueden ser instaladas en cualquier posición cuando se usan en interiores, y en posición vertical cuando se usan en exteriores.



**Tipo EPT**  
encapsulado trifásico

Los transformadores tipo EPT trifásicos encapsulados en resina, están disponibles en capacidades desde 3 hasta 75 kVA, y hasta 4160 V en el primario. Su gabinete totalmente cerrado no ventilado los hace ideales para usarse tanto en exteriores como en interiores. Estos transformadores tienen un sistema de aislamiento de 185 °C. Los transformadores tipo EPT de 3 a 15 kVA tienen una conexión tipo T-T. Estas unidades cuando se instalan en exteriores deben estar en posición vertical.



**Tipo DS-3**  
ventilado monofásico

Los transformadores tipo DS-3 para propósitos generales, son monofásicos ventilados diseñados principalmente para usarse en interiores. Los de clase 600 V también pueden ser utilizados en exteriores con la adición de tolvas protectoras. Los transformadores tipo DS-3 están construidos con un sistema de aislamiento de 220°C y su elevación máxima de temperatura es de 150°C. Están disponibles en capacidades desde 15 hasta 167 kVA y una tensión de hasta 4160 V en el primario.



**Tipo DT-3**  
ventilado trifásico

Los transformadores tipo seco, ventilados trifásicos, DT-3, están disponibles en capacidades desde 15 hasta 1000 kVA, y una tensión de hasta 4160 V en el primario. Su sistema de aislamiento de 220°C esta construido con materiales autoextinguibles. Su elevación máxima de temperatura es de 150°C. El gabinete de los transformadores DT-3 esta diseñado para uso interior. Los de clase 600 V pueden usarse en exteriores con la adición de tolvas protectoras.

**Información General**

**Estándares Industriales**

Todos los transformadores tipo seco de distribución y control de Eaton Corporation, están construidos y probados de conformidad con las normas ANSI y NEMA aplicables, así como los estándares de la IEEE. Adicionalmente todos los transformadores clase 600 V cuentan con aprobación UL, a menos de que se especifique lo contrario.

**Aprobados para zonas sísmicas**

La familia de transformadores de distribución tipo seco de Eaton ha sido probada y calificada contra sismos, y excede los requerimientos establecidos en el Código Uniforme de Construcción de los Estados Unidos (UBC), así como el Código de California Título 24.

**Frecuencia**

Los transformadores de distribución tipo seco estándar de Eaton están diseñados para operar a 60 Hz. Cualquier transformador que requiera trabajar a otra frecuencia, tendrán que ser diseñados específicamente.

**Capacidad de sobrecarga**

Los transformadores están diseñados con capacidad de sobrecarga por periodos cortos de tiempo, tal y como lo especifican las normas ANSI. Básicamente, los transformadores de distribución tipo seco pueden proveer un 200% de su capacidad nominal por media hora, 150% de carga por una hora y 125% de carga por cuatro horas sin que sufran algún daño, previendo que un 50% de carga proceda y siga el periodo de sobrecarga. Ver la norma ANSI C57.96-01.250 para conocer limitaciones adicionales.

La capacidad de sobrecarga continua no está deliberadamente contemplada en el diseño del transformador por que el objetivo del diseño es estar dentro del rango de temperatura permitido de los devanados a la carga nominal

**Terminales de los devanados**

Los devanados primarios y secundarios terminan en el comportamiento de terminales. Las unidades encapsuladas tienen cables o barras terminales de cobre para su conexión. Los transformadores ventilados tienen terminales perforadas de aluminio en los cuales se pueden instalar conectores tipo barril de Cu/Al.

**Los conectores tipo barril no se suministran con los transformadores.**

Eaton recomienda que los cables de conexión sean conductores para trabajar a da 90°C para transformadores encapsulados (dimensionados para no sobrepasar 75°C), y 75°C para ventilados

**Sistema de aislamiento y temperatura de operación**  
Los estándares industriales clasifican los sistemas de aislamiento y las de temperatura de la siguiente manera:

Clasificación del sistema de aislamiento			
Temp. Ambiente	elevación max. de temperatura	+puntos calientes	-clases de sistema
40°C	55°C	10°C	105°C
40°C	80°C	30°C	150°C
40°C	115°C	30°C	185°C
40°C	150°C	30°C	220°C

La vida esperada para transformadores que tienen diferente sistema de aislamiento es la misma. Los sistemas de menor temperatura están diseñados para proveer la misma vida que un sistema de mayor temperatura.

**Gabinetes**

Los transformadores ventilados marca Eaton, tipos DS-3, DT-3, MD y KT utilizan gabinete NEMA 2 (a prueba de goteo) como estándar y se convierten en NEMA3R agregando las tolvas. Los transformadores Encapsulados marca Eaton (tipos EP, EPT, EPZ, EPTZ) son totalmente cerrados. Los Transformadores No Ventilados (tipo DS-3, DT-3) utilizan un gabinete NEMA 3R.

**Niveles de sonido**

Todos los transformadores de distribución tipo seco para propósitos generales, clase 600 V están diseñados para cumplir los niveles establecidos en la norma NEMA ST-20 que se describe en esta tabla.

KVA	Promedios NEMA de Nivel de sonido a db <sup>A</sup> @
0-9	40
10-50	45
51-150	50
151-300	55
301-500	60
501-700	62
701-1000	64
1001-1500	65

**Devanados de serie-múltiple**

Los devanados de serie múltiple consiste en dos bobinas similares en cada devanado, las cuales pueden ser conectadas en serie o en paralelo (conexión múltiple). Los transformadores con devanados de serie-múltiple están designados con una "X" o un "P" entre las graduaciones de voltaje, tales como voltajes de "120/240" o "240 x 480". Si el devanado de serie-múltiple están designados por una "X", las bobinas pueden ser conectadas en serie o paralelo. Con la designación "P" se obtiene un punto intermedio en adición a la conexión en serie o paralelo. Como por ejemplo, un devanado tipo 120 x 240 pueden ser conectados ya sea para 120 V (paralelo) o 240 V (en serie), pero un devanado tipo 120/240 puede ser conectado para 120 V (paralelo), o 240 V (en serie), o 240 con un punto intermedio de 120.

© Solo aplica a transformadores de propósitos generales

## Como seleccionar unidades trifásicas

- Determine el voltaje primario (de la fuente) F p – el voltaje realmente disponible.
- Determine el voltaje secundario (de la p p p p carga) – el voltaje requerido por la carga
- Determine los kVA de la carga:
  - Si la carga está definida en kVA, se p p p puede seleccionar el transformador de los datos - tabulados.

- Si la carga está dada en amperes, determine los kVA de la carga de la siguiente manera. Para determinar los kVA cuando los voltios y los amperes se conocen, usar la tabla de abajo o la siguiente formula:

$$kVA = \frac{\text{Voltios} \times \text{Amperios} \times 1.732}{1000}$$

Amperes a plena carga						
Cables de fuerza	208V	230V	380V	460V	575V	Mínimo kVA del transformador ①
1/2	2.2	2.0	1.2	1.0	0.8	0.9
3/4	3.1	2.8	1.7	1.4	1.1	1.2
1	4.0	3.6	2.2	1.8	1.4	1.5
1-1/2	5.7	5.2	3.1	2.6	2.1	2.1
2	7.5	6.8	4.1	3.4	2.7	2.7
3	10.7	9.6	5.8	4.8	3.9	3.8
5	16.7	15.2	9.2	7.6	6.1	6.3
7-1/2	24	22	14	11	9	9.2
10	31	28	17	14	11	11.2
15	46	42	26	21	17	16.6
20	59	54	33	27	22	21.6
25	75	68	41	34	27	26.6
30	88	80	48	40	32	32.4
40	114	104	63	52	41	43.2
50	143	130	79	65	52	52
60	170	154	93	77	62	64
75	211	192	116	96	77	80
100	273	248	150	124	99	103
125	342	312	189	156	125	130
150	396	360	218	180	144	150
200	528	480	291	240	192	200

- Si la carga es un motor de corriente alterna, determine los kVA mínimos, con la tabla de la derecha.
  - Seleccionar un transformador con capacidad igual o mayor que los kVA de la carga.
- Definir el arreglo de derivaciones necesario.
  - Definir la temperatura de operación

Utilizando el procedimiento anterior, seleccionar el transformador de los listados del presente catálogo.

### Corriente en amperios - Circuito trifásicos

kVA a plena carga	208V	240V	380V	460V	600V	2400V	4160V
3	8.3	7.2	4.6	3.6	2.9	.72	.42
6	16.6	14.4	9.1	7.2	5.8	1.4	.83
9	25	21.6	13.7	10.8	8.6	2.2	1.2
15	41.7	36.1	22.8	18.0	14.4	3.6	2.1
22.5	62.4	54.1	34.2	27.1	21.6	5.4	3.1
30	83.4	72.3	45.6	36.1	28.9	7.2	4.2
37.5	104	90.3	57.0	45.2	36.1	9.0	5.2
45	124	108	68.4	54.2	43.4	10.8	6.3
50	139	120	76	60.1	48.1	12.0	6.9
75	208	180	114	90	72	18.0	10.4
112.5	312	270	171	135	108	27.1	15.6
150	416	360	228	180	144	36.1	20.8
225	624	541	342	270	216	54.2	31.3
300	832	721	456	360	288	72.2	41.6
500	1378	1202	760	601	481	120	69.4
750	2064	1806	1140	903	723	180	104
1000	2779	2408	1519	1204	963	241	139

① Cuando el factor de servicio del motor es mayor que 1, incrementar los amperes de plena carga proporcionalmente. Ejemplo: si el factor de servicio es 1.15, aumentar los amperes de la tabla superior en un 15%.  
 ② Si los motores tienen más de arranque por hora, incrementar los requerimientos mínimos de kVA en un 20%.

Febrero 2009

Para propósitos generales, de alta eficiencia, mini-centros de potencia, con protección electrostática, para cargas no lineales, reductores-elevadores

Código	1ro y 2do dígitos		2da letra		3ro y 4to dígitos		3ra letra		5to y 6to dígito		Modelo
	Voltaje Primario	Código	Derivaciones	Código	Voltaje Secundario	Código	Fases	Código	KVA	Código	
S	110 x 220	13	+2-2.5%, -2-2.5%	D	12/24	04	Monofásicos	S	.05	81	A_Z
	120	12	+1.5%, -1.5%	E	16/32	06			.075	85	CU
Y	120 x 240	10	-1-10%	F	24/48	08	Trifásicos	T	.10	82	SS
	208	29	-2-5%	G	110/220	14			.15	83	ZZ
T	200	72	-4-2.5%	J	120	12	Con protección Electroestática	E	.25	26	NV
	220	25	-1-10%*-2-5%	K	120 x 240	10			.50	51	X
V	230	23	-2-5%*-4-2.5%	L	120/240	11			.75	76	LS_
	240	24	+2-2.5%, -4-2.5%	M	127/254	54	Reductor-Elevador	A	1	01	
P	240 x 480	20	NINGUNA	N	190Y/110	19			1.5	16	
	277	27	+1.5%, -2-5%	R	208Y/120	28	Con elevación De 115°C	F	2	02	
	380	38	+1-5%, -2-5%*X	P	208	29			3	03	
	400	39			220 Delta	25			5	05	
H	416	43	+1-4.2%, -1-4.2%	T	220Y/127	31	Con elevación De 80°C	B	6	06	
B	440	44	+1-2.5%-3-2.5%	U	220Δ/110	26			7.5	07	
N	450	45	+1-3.5%; -1-3.5%	W	240Δ/120	22			9	09	
G	480	48	+2-3.1%, -2-3.1%	X	240Y/139	64			10	10	
J	575	57			240 Delta	24			15	15	
A	600	60			240x480	20			22.5	21	
	2400	42			240/480	21			25	25	
K	4160	46			277	27			30	30	
	4800	49			380 Delta	38			37.5	37	
	Exportación	40			380Y/220	37			45	45	
					400Y/231	34			50	50	
					416Y/240	51			75	75	
					440Y/254	35			100	99	
					460Y/266	62			112.5	12	
					480Y/277	47			150	49	
					480 Delta	48			167	67	
					600 Delta	60			225	22	
					600Y/346	61			250	52	
					2400	42			300	33	
				4160Y/2400	41			333	54		
				4160	46			500	55		
				4800	49			600	60		
								750	77		
								1000	11		
								1500	14		

Ejemplo: S20N11S05A



- ©Carcasas de cobre.
- ©Gabinetes de acero inoxidable (El uso de acero inoxidable grado 316 no significa que sea gabinete NEMA 4X)
- ©Tipo abierto, Ensamblado Núcleo-Robinado
- ©Totalmente cerrados no ventilados DS-3 o DT-3
- ©50/60 Hz
- ©Unidades con un nivel de ruido menor que el estándar
- ©Con derivación en la fase "B" para iluminación

**Nota:** Para combinaciones de voltaje que no están incluidas en la tabla, favor de dirigirse a la oficina de ventas de Eaton. Use esta tabla solo para interpretar los números de catálogo.

Para propósitos generales, de alta eficiencia, mini-centros de potencia, con protección electrostática, para cargas no lineales, reductores-elevadores

1ro y 2do letras		1ro y 2do y 3er dígitos		3ra letra	3ro, 4to y 5to dígitos			Sufixos		
Tipo	Código	KVA	Código	Derivaciones	Código	Voltaje Primario	Voltaje Secundario	Código	Opciones	Código
DT-3	MD	7.5	075	+1-5%, -1-5%	E	230 Delta	208Y/120	82	Encapsulado (Tipo EPT)	Y
		11	11			208 Delta	208Y/120	83		
KT-4	HD	14	14			240 Delta	480 Delta	84	Con protección Electroestática	ES
		20	20			208 Delta	230Y/133	85		
KT-13	ND	27	27			208 Delta	480Y/266	86	Devanados de cobre	CU
		34	34			208 Delta	480 Delta	87		
		40	40			230 Delta	230Y/133	88		
		51	51			230 Delta	480Y/266	89	Con temperatura de Operación de 115°C	F
		63	63			230 Delta	575Y/332	90		
		75	75			460 Delta	230Y/133	91		
		93	93			460 Delta	480Y/266	92	Con temperatura de Operación de 80°C	B
		118	118			460 Delta	575Y/332	93		
		145	145			575 Delta	230Y/133	94		
		175	175			575 Delta	480Y/266	95	50/60 Hz	X
		220	220			575 Delta	575Y/332	96		
		275	275			575 Delta	480 Delta	97		
		330	330			600 Delta	480 Delta	98		
440	440									
560	560									
660	660									
770	770									

Nota: Para combinaciones de voltaje que no están incluidas en la tabla, favor de dirigirse a la oficina de ventas de Eaton. Use esta tabla solo para interpretar los números de catálogo.   
 OPara diferentes combinaciones de tapas consulte a su oficina de ventas de Eaton

Información para selección de transformadores monofásicos - tipo EP, DS-3, 60 Hz

kVA	Núm de Catálogo	Derivaciones con Placa capacidad		Elevación mix. de temp. Tipo °C	Altura	Ancho	Prof.	Peso Lb.	Dimensiones mm		Peso kg.	Número de diagrama de gabinete	Número de catálogo de alambrado	Número de catálogo de Tolba	
		PCSN	PCBN						altura	ancho					
<b>240 x 480 V a 120/240V</b>															
0.05	S20N11S81N	-	-	EP 115	6 1/2	3 7/8	3 1/2	7	165	98	89	3	52	3A	Interiores y exteriores
0.075	S20N11S85N	-	-	EP 115	6 1/2	3 7/8	3 1/2	7	165	98	89	3	53	3A	
0.1	S20N11S82N	-	-	EP 115	6 1/2	3 7/8	3 1/2	7	165	98	89	3	54	3A	
0.15	S20N11S83N	-	-	EP 115	6 1/2	3 7/8	3 1/2	8	165	98	89	4	55	3A	
0.25	S20N11S26N	-	-	EP 115	6 1/2	4 7/8	3 7/8	12	165	124	96	5	56	3A	
0.5	S20N11S51N	-	-	EP 115	6 1/2	4 7/8	4 5/8	13	165	124	117	6	57	3A	Interiores y exteriores
0.75	S20N11S76N	-	-	EP 115	8 3/8	6	5 3/4	21	213	152	146	10	58A	3A	
1	S20N11S01N	-	-	EP 115	8 3/8	6	5 3/4	31	213	152	146	14	59A	3A	
1.5	S20N11S16N	-	-	EP 115	10 3/4	6 3/16	6 1/8	40	273	157	156	18	67	3A	
2	S20N11S02N	-	-	EP 115	10 3/4	6 3/16	6 1/8	40	273	157	156	18	68	3A	
3	S20N11S03N	-	-	EP 115	14 1/8	7 3/4	8	65	359	195	203	29	176	3A	
3	S20K11S03N	①	②	EP 115	14 1/8	7 3/4	8	65	359	195	203	29	176	9A	
5	S20N11S05N	-	-	EP 115	16	10 3/8	9 7/8	113	406	263	251	51	177	3A	
5	S20K11S05N	①	②	EP 115	16	10 3/8	9 7/8	113	406	263	251	51	177	9A	
7.5	S20N11S07N	-	-	EP 115	16	10 3/8	9 7/8	123	406	263	251	55	178	3A	
7.5	S20K11S07N	①	②	EP 115	16	10 3/8	9 7/8	123	406	263	251	55	178	9A	Interiores y exteriores
10	S20N11S10N	-	-	EP 115	19	13 3/8	10 1/2	193	482	339	266	87	179	3A	
10	S20K11S10N	①	②	EP 115	19	13 3/8	10 1/2	193	482	339	266	87	179	9A	
15	S20N11S15N	-	-	EP 115	19	13 3/8	10 1/2	216	482	339	266	98	180	3A	
15	S20L11S15N	①	②	EP 115	19	13 3/8	10 1/2	216	482	339	266	98	180	23A	
25	S20N11S25N	-	-	EP 115	22 3/8	16 3/8	14 1/2	375	566	416	359	170	182	3A	
25	S20L11S25N	①	②	EP 115	22 3/8	16 3/8	14 1/2	375	566	416	359	170	182	23A	
37.5	S20L11S37CU	①	②	EP 115	28 1/4	20 9/16	13	775	717	522	330	352	300	23A	③

①Placa Capacidad Sobre Nominal ②Placa Capacidad Bajo Nominal ③Dirigirse a su Oficina de Ventas Eaton Cutler-Hammer ④Solo por Mo ⑤La Derivación



Febrero 2009

kVA	Núm de Catálogo	Derivaciones con Plena capacidad		Elevación máx. de temp. Tipo	°C	Altura	Ancho	Prof.	Peso Lb.	Dimensiones mm			Peso kg.	Gabinete	Número de diagrama de alambre	Número de catálogo de Tolba
		PCSN	PCBN							altura	ancho	prof.				
<b>440V Delta a 220Y/127V Estrella</b>																
3	Y44G31T03A	-	2-5%	EPT	115	13 3/8	15 15/16	8 1/3	116	340	405	211	53	201	①	Interiores y exteriores
6	Y44G31T06A	-	2-5%	EPT	115	15 7/8	16 1/2	9 7/8	143	403	419	251	65	200	①	
9	Y44G31T09A	-	2-5%	EFT	115	15 7/8	16 1/2	9 7/8	166	403	419	251	75	103	①	
15	Y44G31T15A	-	2-5%	EPT	115	17 3/8	19 2/3	10 4/9	275	442	500	265	125	95	①	
30	Y44G31T30A	2-2.5%	4-2.5%	EPT	115	26 5/8	25 1/4	12 3/4	422	676	638	324	191	243	①	
45	Y44G31T45A	2-2.5%	4-2.5%	EPT	115	26 1/2	28 1/2	14 5/8	660	673	724	372	299	244	①	
75	Y44G31T75A	2-2.5%	4-2.5%	EPT	115	30 3/4	30 1/8	15 5/8	1275	781	765	397	580	245	①	
15	V44M31T15A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	25	20 1/8	14 1/8	152	635	511	359	69	909	280J	WS30
30	V44M31T30A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	30 1/8	20 1/8	14 1/8	230	765	511	359	104	910	280J	WS31
45	V44M31T45A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	30 1/8	20 1/8	14 1/8	310	765	511	359	141	912	280J	WS31
75	V44M31T75A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	39 3/8	26 1/8	19 1/8	480	1000	664	486	218	914A	280J	WS32
112.5	V44M31T12A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	39 3/8	26 1/8	19 1/8	600	1000	664	486	273	915A	280J	WS32
150	V44M31T49A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	46 1/2	26	20 1/8	760	1181	660	513	345	916	280J	WS33
225	V44M31T22A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	56	31 1/4	24 1/8	1100	1422	794	616	499	917	280J	WS34
300	V44M31T33A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	56	31 1/4	24 1/8	1300	1422	794	616	590	918	280J	WS34
500	V44M31T55A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	75	44 1/2	36	2400	1905	1130	914	1089	919	275F	WS34
<b>480V Delta a 208Y/120V Estrella</b>																
15	V48M28T15B	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	25	20 1/8	14 1/8	152	635	511	359	69	909	280B	WS30
30	V48M28T30K	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	30 1/8	20 1/8	14 1/8	239	765	511	359	108	910	280B	WS31
37.5	V48M28T37K	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	30 1/8	20 1/8	14 1/8	310	765	511	359	140	911	280B	WS31
45	V48M28T45K	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	30 1/8	20 1/8	14 1/8	310	765	511	359	140	912	280B	WS31
50	V48M28T50J	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	39 3/8	26 1/8	19 1/8	480	1000	663	485	217	913A	280B	WS32
75	V48M28T75J	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	39 3/8	26 1/8	19 1/8	480	1000	663	486	217	914A	280B	WS32
112.5	V48M28T12H	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	39 3/8	26 1/8	19 1/8	600	1000	663	486	272	915A	280B	WS32
150	V48M28T49K	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	46 1/2	26	20 1/8	760	1181	660	512	344	916	280B	WS33
225	V48M28T22L	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	56	31 1/4	24 1/4	1100	1422	793	616	499	917	280B	WS34
300	V48M28T33K	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	56	31 1/4	24 1/4	1300	1422	793	616	589	918	280B	WS34
500	V48M28T55G	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	75	44 1/2	36	2400	1905	1130	914	1089	919	275B	WS35
750	V48M28T77F	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	75	44 1/2	36	2900	1905	1130	914	1315	920	275B	WS35
1000	V48W28T11G	1-3.5%	1-3.5%	DT-3	150	76	60	50	4530	1930	1130	1270	2059	N/A	②	DS-WS-60N

Transformadores de Propósitos Generales

Monofásicos Trifásicos, tipos EP, EPT, DS-3, DT-3, 60 HZ

kVA	Núm de Catálogo	Derivaciones con Plena capacidad		Elevación máx. de temp. Tipo	°C	Altura	Ancho	Prof.	Peso Lb.	Dimensiones mm			Peso kg.	Gabinete	Número de diagrama de alambre	Número de catálogo de Tolba
		PCSN	PCBN							altura	ancho	prof.				
3	Y48G31T03A	-	2-5%	EPT	115	13 3/8	15 15/16	8 5/16	116	340	405	211	53	201	①	Interiores y exteriores
6	Y48G31T06A	-	2-5%	EPT	115	15 7/8	16 1/2	9 7/8	143	403	419	251	65	200	①	
9	Y48G31T09A	-	2-5%	EFT	115	15 7/8	16 1/2	9 7/8	166	403	419	251	75	103	①	
15	Y48G31T15A	-	2-5%	EPT	115	17 3/8	19 11/16	10 7/16	275	442	500	265	125	95	①	
30	Y48M31T30A	2-2.5%	4-2.5%	EPT	115	26 5/8	25 1/4	12 3/4	422	676	638	324	191	243	84K	
45	Y48M31T45A	2-2.5%	4-2.5%	EPT	115	26 1/2	28 1/2	14 5/8	660	673	724	372	299	244	84K	
75	Y48M31T75A	2-2.5%	4-2.5%	EPT	115	30 3/4	30 1/8	15 5/8	1275	781	765	397	580	245	84K	
15	V48M31T15A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	25	20 1/8	14 1/8	152	635	511	359	69	909	280C	WS30
30	V48M31T30A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	30 1/8	20 1/8	14 1/8	230	765	511	359	104	910	280C	WS31
45	V48M31T45A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	30 1/8	20 1/8	14 1/8	310	765	511	359	141	912	280C	WS31
75	V48M31T75A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	39 3/8	26 1/8	19 1/8	480	1000	664	486	218	914A	280C	WS32
112.5	V48M31T012A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	39 3/8	26 1/8	19 1/8	600	1000	664	486	273	915A	280C	WS32
150	V48M31T49A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	46 1/2	26	20 1/8	760	1181	660	513	345	916	280C	WS33
225	V48M31T22A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	56	31 1/4	24 1/8	1100	1422	794	616	449	917	280C	WS34
300	V48M31T33A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	56	31 1/4	24 1/8	1300	1422	794	616	590	918	280C	00S34
500	V48M31T55A	2-2.5%	4-2.5%	DT-3	150	75	44 1/2	36	2400	1905	1130	914	1089	919	275G	00S35

①Plena Capacidad Sobre Nominal ②Plena Capacidad Bajo Nominal ③Diríjase a su Oficina de Ventas Eaton Cutler-Hammer ④Solo por Mo. ⑤La Derivación

CRES110209

Para mayor información visite: [www.eaton.com](http://www.eaton.com)

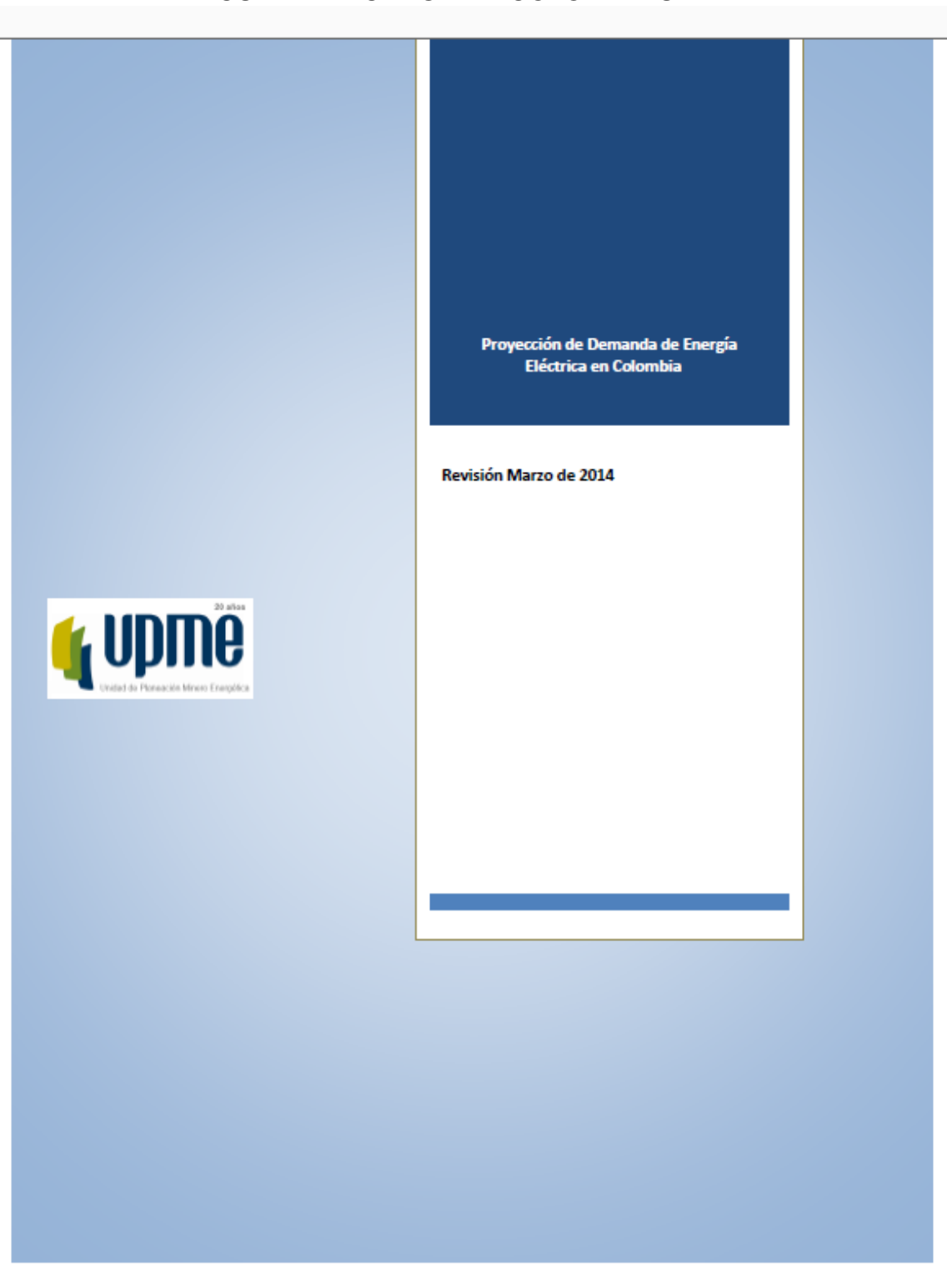
77

**Transformadores para Control Industrial, y Transformadores de Control de Especificación CE**

Tipo	Pre-fijo	Cap. en Va.	Código	Diseño de Transformador	Código	Voltaje Primario	Voltaje Secundario	Código	Modificaciones	Código
Transformadores para Control Industrial	C	25	25	MTA	A	120 x 240	24	1B	Tipo MTE/MTS/MTK	
		50	50	MTC	C	240 x 480	120/115/110	2A	Base de 2 polos par fusibles primarios tipo rechazo montada en fábrica	FB
		75	75	MTE	E	230 x 460,				
		100	100	MTG	G	220 x 440				
		150	150	MTK	K	240 x 480	24	2B	Base de 2 polos par fusibles primarios tipo no-rechazo montada en fábrica	FBN
		200	200	AP	P	240 x 480	120 x 240	2C	primarios tipo no-rechazo montada en fábrica	
		250	250			230/460	115	2F	Suprador de fusibles secundarias 1/4" X 1/4"	D
		300	300			230/46	115/230	2G	Sin separador de fusibles secundarias	XX
		350	350			220/380/440/560,	23/110,24/115	2U	Terminales tipo anillo para conexiones a base de portafusibles	RT
		500	500			230/400/460/575,	25/120	2V	Con protección electrostática	ES
Transformadores de control con especificación		750	750			240/416/480/600	24/115/230	2W	Barreas de protección contra contacto accidental montadas en fábrica	FS
		1000	1000			208/230/400/460/575	115/230	3A	Tipo AP	B
		1500	1500			208/230/400/460/575	120	3B	Montaje en piso	S
		2000	2000			208/277	24	3C	Montaje lateral/pared	ES
		3000	3000			115	115/95	3D	Con protección electrostática	ES
		5000	5000			230/460/575	115/95	3E	Devanados de Cobre	CU
						208/380/416	110/115/120	4C	Tipo MTM/MTC	FB
						550/575/600	110 x 220	4D	Base portafusible de 3 polos (2 polos en el primario para fusibles tipo rechazo y 1 polo en el secundario para tipo no-rechazo)	
						380/400/415	22/23/24	4H	Con protección electrostática	ES
						380/400/415	22/23/24	4W	Terminales de cable.	L
						550/575/600	23/110,24/115	5E		
						200/220/440,	25/120	6U		
						208/230/460,	95/120/130			
						240/480	95/115/125			
						240/416/480/600,	91/110/120			
				230/400/460/575,	95/100/110					
				220/380/440/560,	120/240					
				208/500						
				240 x 480						

Anexo T

CURVA DE CARGA DE COLOMBIA UPME



**CONTENIDO**

<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>4</b>
<b>PROYECCIONES PARA LA DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y POTENCIA MÁXIMA EN COLOMBIA</b> .....	<b>6</b>
1. <b>Demanda de energía eléctrica y actividad económica agregada</b> .....	<b>6</b>
1.1 Crecimiento por sectores de demanda .....	8
1.2 Precios y tasas de interés .....	8
1.3 Sector industrial y demanda de energía eléctrica .....	9
1.4 Expectativas .....	11
2. <b>Proyección de la demanda de energía eléctrica en Colombia</b> .....	<b>13</b>
2.1 Demanda de Energía Eléctrica a largo plazo (Anual) .....	13
2.2 Demanda de potencia máxima a largo plazo (Anual) .....	15
2.3 Demanda de Energía Eléctrica a corto plazo (Mensual) .....	16
2.4 Demanda de Potencia Máxima a corto plazo (Mensual) .....	17
3. <b>Proyección de demanda de energía eléctrica y potencia máxima incluyendo Grandes Consumidores Especiales y ventas a Panamá</b> .....	<b>18</b>
3.1 Grandes consumidores .....	18
3.2 Características de las series de demanda eléctrica GCE: .....	18
3.3 Demanda de Energía Eléctrica Total .....	20
3.4 Demanda de Potencia Máxima Total .....	21
3.5 Escenario Alternativo Demanda de Energía Eléctrica Total (PIB de la Paz) .....	23
3.6 Escenario Alternativo Combinado de Energía Eléctrica Total .....	24
3.7 Escenario Alternativo Demanda de Potencia Máxima Total (PIB de la Paz) .....	26
4. <b>Demanda de Energía Eléctrica por tipo de usuario</b> .....	<b>28</b>
5. <b>Evaluación de las proyecciones de Demanda de Energía Eléctrica publicadas por la UPME.</b> .....	<b>29</b>
6. <b>Consumo per cápita – Curvas de Rosenfeld</b> .....	<b>33</b>
<b>ANEXO 1</b> .....	<b>35</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>42</b>

Los resultados de integrar estas demandas a la proyección de la demanda nacional de energía eléctrica se muestran en la siguiente Tabla.

PROYECCIÓN TOTAL NACIONAL GWh			
Año	Esc. Alto	Esc. Medio	Esc. Bajo
2014	63 470	62 206	60 943
2015	66 056	64 679	63 302
2016	68 967	67 561	66 155
2017	71 172	69 734	68 296
2018	74 068	72 600	71 132
2019	76 905	75 406	73 907
2020	78 781	77 252	75 723
2021	80 320	78 762	77 203
2022	81 780	80 190	78 601
2023	82 793	81 172	79 550
2024	84 228	82 576	80 924
2025	85 757	84 072	82 386
2026	87 191	85 473	83 754
2027	88 726	86 973	85 220
2028	90 245	88 458	86 671

Los resultados de la proyección de potencia máxima total se muestran en la siguiente Tabla.

PROYECCIÓN TOTAL NACIONAL MW			
Año	Esc. Alto	Esc. Medio	Esc. Bajo
2014	9 995	9 693	9 391
2015	10 291	9 989	9 687
2016	10 719	10 417	10 115
2017	10 912	10 610	10 308
2018	11 376	11 074	10 772
2019	11 553	11 251	10 949
2020	11 717	11 415	11 113
2021	11 999	11 697	11 395
2022	12 143	11 841	11 539
2023	12 300	11 998	11 696
2024	12 462	12 160	11 858
2025	12 642	12 340	12 037
2026	12 826	12 524	12 222
2027	13 013	12 711	12 408
2028	13 198	12 896	12 594

Los resultados de los porcentajes de crecimiento de la demanda proyectada nacional de energía eléctrica se muestran en la siguiente Tabla.

PROYECCIÓN TOTAL NACIONAL Demanda Energía			
Año	Esc. Alto	Esc. Medio	Esc. Bajo
2014	4.2%	2.2%	0.1%
2015	4.1%	4.0%	3.9%
2016	4.4%	4.5%	4.5%
2017	3.2%	3.2%	3.2%
2018	4.1%	4.1%	4.2%
2019	3.8%	3.9%	3.9%
2020	2.4%	2.4%	2.5%
2021	2.0%	2.0%	2.0%
2022	1.8%	1.8%	1.8%
2023	1.2%	1.2%	1.2%
2024	1.7%	1.7%	1.7%
2025	1.8%	1.8%	1.8%
2026	1.7%	1.7%	1.7%
2027	1.8%	1.8%	1.7%
2028	1.7%	1.7%	1.7%

Los resultados de los porcentajes de crecimiento de la demanda proyectada potencia máxima total se muestran en la siguiente Tabla.

PROYECCIÓN TOTAL NACIONAL Demanda potencia			
Año	Esc. Alto	Esc. Medio	Esc. Bajo
2014	6.5%	3.3%	0.1%
2015	3.0%	3.1%	3.2%
2016	4.2%	4.3%	4.4%
2017	1.8%	1.9%	1.9%
2018	4.3%	4.4%	4.5%
2019	1.6%	1.6%	1.6%
2020	1.4%	1.5%	1.5%
2021	2.4%	2.5%	2.5%
2022	1.2%	1.2%	1.3%
2023	1.3%	1.3%	1.4%
2024	1.3%	1.3%	1.4%
2025	1.4%	1.5%	1.5%
2026	1.5%	1.5%	1.5%
2027	1.5%	1.5%	1.5%
2028	1.4%	1.5%	1.5%

**PROYECCIONES PARA LA DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y POTENCIA MÁXIMA EN COLOMBIA**  
 Revisión Marzo 2014

**1. Demanda de energía eléctrica y actividad económica agregada**

El último trimestre de 2013 (4T13), la demanda de energía eléctrica (EE) registró un ligero repunte en su crecimiento alcanzando una tasa de 3.2% anual, superior al 2.3% registrado en el tercer trimestre (3T13), pero que aún sigue estando ligeramente por debajo del crecimiento registrado en igual trimestre de 2012 (3.34%).

En los últimos dos trimestres del año anterior el comportamiento de la demanda de EE se desacopló del crecimiento del PIB, el cual se aceleró en el 3T13 (5.4%) y luego se desaceleró ligeramente creciendo a una tasa anual de 4.9% en el último trimestre del año.

El crecimiento de la demanda de energía eléctrica (EE) para todo el año 2013 fue de 2.6%, desacelerándose respecto al crecimiento registrado en 2012 (3.7%), mientras el PIB aceleró ligeramente su crecimiento en 2013 (4.3%) respecto al registrado en 2012 (4.0%), confirmando el desacople reciente de las series.



Fuente: UPME con base en datos de DANE y XM.

El comportamiento de la demanda de energía eléctrica perdió correlación con el comportamiento del PIB en el último semestre del año, periodo en el que dicha variable se aceleró creciendo a una tasa anual de 5.2%, superior al 3.3% registrado en el primer semestre de 2013, mientras la demanda de energía eléctrica desaceleró su crecimiento en el último semestre del año anterior (2.7%) respecto al primero (3.1%).

El desacople respecto al PIB no corresponde exclusivamente a la demanda de energía eléctrica, si contrastamos el crecimiento del producto con el de índice mensual líder de la actividad de la economía de Colombia<sup>1</sup> "IMACO" (construido por el Banco de la República (BR) basado en múltiples indicadores adelantados de actividad de los diferentes sectores), se puede apreciar el mismo fenómeno en el muy corto plazo. La relación de las tendencias de largo plazo entre PIB e IMACO es muy estrecha, situación que no es tan evidente en el caso de la relación entre PIB y demanda de energía eléctrica.

1/ \* Kamití, Pulido, Torres (2010), "EL "IMACO": UN ÍNDICE MENSUAL LÍDER DE LA ACTIVIDAD ECONÓMICA EN COLOMBIA", Borradores de Economía 609, Banco de la República.

Avenida calle 26 No 69 D - 91 Torre 1, Oficina 901  
 PBX (57) 1 222 06 01 FAX: 221 95 37  
 Línea Gratuita Nacional 01800 911 729  
[www.upme.gov.co](http://www.upme.gov.co)



**MinMinas**  
 Ministerio de Minas y Energía

**PROSPERIDAD PARA TODOS**

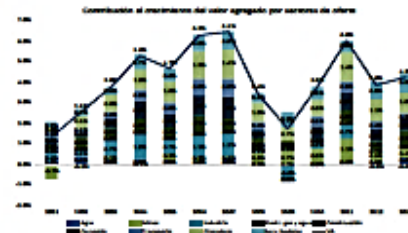


Fuente: UPME con base en datos de DANE y Banco de la República.

La pérdida de correlación entre la demanda de energía eléctrica y el PIB puede atribuirse básicamente a la divergencia entre los sectores que más contribuyen al crecimiento de la producción nacional y los que impulsan la demanda de energía eléctrica.

En 2013 el crecimiento del PIB fue impulsado por el dinamismo del sector construcción que creció a una tasa de 9.8% y contribuyó con 0.7 puntos porcentuales al crecimiento anual (4.3%). Los sectores financiero y el de servicios sociales, a pesar de crecer a tasas de 4.6% y 5.3% respectivamente, fueron los sectores que mayor contribución hicieron al crecimiento (1.0 y 0.9 puntos respectivamente) debido a que son los dos sectores con mayor participación dentro de la generación de valor agregado (21.9% y 17.0% respectivamente).

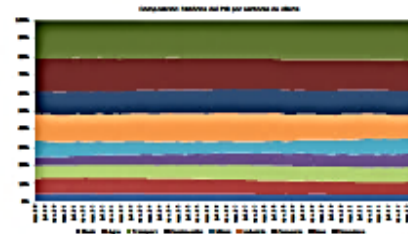
El sector comercio contribuyó al crecimiento con 0.6 puntos; agro y minas con 0.4 puntos cada uno; transporte con 0.3 puntos; electricidad gas y agua 0.2 puntos y se destacó la contribución negativa al crecimiento que hizo la industria, la cual restó 0.2 puntos al crecimiento.



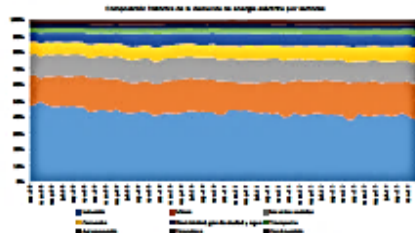
Fuente: UPME con base en datos de DANE.

Se puede apreciar que los sectores financiero, servicios sociales y construcción explican 61.3% del crecimiento en 2013, pero dichos sectores son poco intensivos en el consumo de energía eléctrica, lo que explica, en parte, la menor correlación de las series de demanda de energía eléctrica y de PIB.

Si se compara la composición de la producción por sectores de oferta con la composición de demanda de energía eléctrica no regulada, se aprecia una gran diferencia en el peso de los sectores que componen las dos variables.



Fuente: UPME con base en datos de DANE.



Fuente: UPME con base en datos de XM.

Mientras el PIB está compuesto, en orden de magnitud, por el valor agregado de los sectores financiero (21.9%), servicios sociales (17.0%), comercio (13.4%) e industria (12.5%), la demanda no regulada está compuesta principalmente por la industria (38.8%), el sector minas (22.1%), los servicios sociales (12.8%) y el sector comercio (9.4%).

Los sectores financiero y construcción son dos de los sectores más significativos en el crecimiento del PIB en la actualidad explicando conjuntamente 40.2% del crecimiento total del producto, pero dentro de la demanda de energía eléctrica representan solo el 2,5% y el 0.2% de la demanda no regulada, lo que explica en parte, la menor correlación de las variables.

### 1.1 Crecimiento por sectores de demanda

En 2013, el PIB por sectores de demanda creció gracias al dinamismo de la demanda interna (4.9%), impulsada a su vez por el dinamismo del consumo del Gobierno (6.0%) y la inversión (4.9%); mientras el consumo de los hogares creció a una tasa de 4.5%.

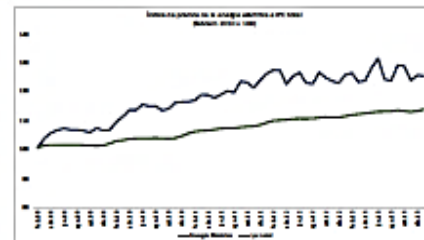
El sector externo siguió mostrando unos niveles bajos de crecimiento tanto en exportaciones (5.3%) como en importaciones (2.1%).

Las exportaciones se han visto afectadas por una coyuntura regional adversa, lo que ha afectado principalmente a las exportaciones industriales, en la que los principales socios comerciales regionales (Venezuela y Ecuador) presentan, por un lado, problemas de solvencia que dificultan el proceso importador, en el caso de Venezuela y en el caso de Ecuador, se vieron afectadas por medidas proteccionistas por parte de dicho país.

Las exportaciones de bienes primarios también han tenido un comportamiento discreto, a pesar del mejor desempeño del principal país de destino de éstas, EEUU.

### 1.2 Precios y tasas de interés

Históricamente, los precios de la energía eléctrica han crecido por encima del nivel de precios del resto de la economía, como se puede apreciar en el siguiente gráfico, que toma febrero de 2009 como periodo base para hacer una comparación de los índices de precios al consumidor (IPC) de energía eléctrica y el IPC total.

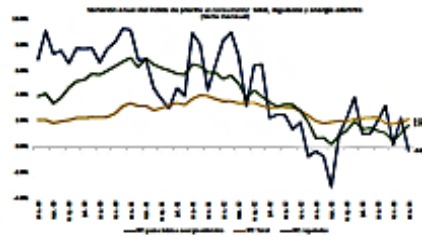


Fuente: UPME con base en datos de DANE

Recientemente, los precios de la energía eléctrica han tenido tasas de variación promedio menores a los del total de la economía y al del grupo de regulados, situación que ha ayudado a dinamizar la



demanda de energía eléctrica, así como a mejorar la competitividad de la economía.



Fuente: UPME con base en datos de DANE y Banco de la República.

En los últimos meses el nivel de inflación total se ha ubicado constantemente en el límite inferior de rango meta del BR (2%), sin embargo se espera que en el transcurso del año la inflación converja hacia el punto medio del rango meta (3.0%).

La expectativa de un mayor nivel de inflación podría hacer que el BR decida normalizar su postura monetaria incrementando su tasa de interés de referencia que actualmente se encuentra en mínimos históricos (3.25%).

### 1.3 Sector industrial y demanda de energía eléctrica

Como se mencionó anteriormente, el sector industrial es uno de los principales consumidores de energía eléctrica.



Fuente: UPME con base en datos de DANE y XM.

En los últimos años, dicho sector ha crecido a tasas menores a las del PIB total, situación que ha llevado a perder participación dentro de la generación de valor agregado, lo que a su vez, ha coincidido con una marcada apreciación del COP y con un aumento en las exportaciones de bienes primarios.

La situación descrita anteriormente ha llevado a varios analistas a afirmar que el país presenta la llamada "enfermedad holandesa"<sup>2</sup>.

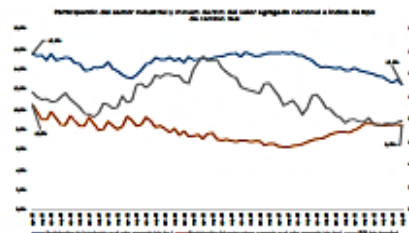
Brevemente se suele denominar "enfermedad holandesa" a los efectos perversos que puede llegar a tener un aumento repentino en las entradas de divisas de una nación, produciendo una marcada apreciación de la moneda local.

A pesar que en los últimos años hemos tenido un auge en ingresos por inversión extranjera directa y por un entorno internacional en el que la gran demanda por commodities elevó su precio incrementando el valor de las exportaciones de estos bienes primarios, no se puede afirmar que el proceso de apreciación de la moneda se deba exclusivamente a este fenómeno y tampoco se puede afirmar que la industria haya sido

2/ <sup>2</sup> Clavijo, Vera, Fandiño (2012), "La desindustrialización en Colombia, análisis cuantitativo de sus determinantes", ANIF 2012



afectada exclusivamente por la apreciación cambiaria producto de la entrada de divisas ya que, en ambos casos, existen factores adicionales que han jugaron un papel determinante en éste aspecto.



Fuente: UPME con base en datos de DANE y Banco de la República.

El comportamiento de la participación industrial en el PIB señala un proceso de desindustrialización si se tiene en cuenta que la participación de la industria era de 15.5% en 1994 y desde finales de 2007 hasta 2013 cayó de 15.7% a 12.5%.

Si se habla de enfermedad holandesa producto del auge minero energético se esperaría que la participación de dicho sector hubiese aumentado considerablemente dentro del valor agregado nacional, sin embargo se observa todo lo contrario. El valor agregado del sector minero-petrolero era de 10.5% en 1994, mientras en septiembre de 2013 registró una participación de 8.5%, es decir, el sector ha perdido participación en la generación de valor agregado.

Con los datos anteriores, se puede ver como el auge reciente del sector minero energético solo alcanzó para recuperar parte de la participación que tenía en la generación de

valor que tenía en 1994. En 2007, la participación del sector se había reducido hasta 6.2% del total del valor agregado nacional.

Se puede decir entonces que el periodo de desindustrialización (y recuperación del sector minero) coincide con el periodo de fuerte apreciación relativa del COP frente a monedas de economías avanzadas, principalmente el USD, situación que se dio a nivel global y que fue producto de una agresiva política monetaria expansiva por parte de EEUU, con el fin de hacer frente a su crisis financiera.

La depreciación del USD, notoria especialmente entre los años 2009 – 2011, se tradujo en una apreciación relativa de otras monedas, afectando el crecimiento de otros países, hasta el punto que en 2010 se llegó a hablar de una “guerra de divisas”<sup>3</sup>.

En principio, en dicho periodo, la fortaleza relativa del COP frente al USD fue compensada con mejoras en productividad que se dieron gracias a la posibilidad renovación de bienes de capital en la industria, bienes en su mayoría importados y cuyos precios disminuyeron en COP consecuencia de un USD débil.

3/ <sup>3</sup> Declaraciones del Ministro de Finanzas de Brasil Guido Mantega.

## Anexo U

### SISTEMAS DE CONTROL

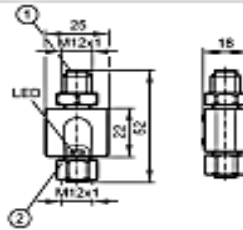
**efectoresod**



**TP3231**

TP- CEC -A-ZVG/US/

Sistemas de evaluación



- 1: Conexión para voltaje auxiliar y señales de salida  
2: Conexión para sensor de temperatura



#### Características del producto

Convertidor de señales de medición para sensores de temperatura

para elementos de medición Pt100 y Pt1000

Salida analógica 4...20 mA

Rango de medición: -50...300 °C / -58...572 °F

Configuración de fábrica: -50...150 °C

#### Datos eléctricos

Alimentación	DC
Tensión de alimentación [V]	20...32 DC
Clase de protección	III
Protección contra inversiones de polaridad	sí

#### Salidas

Salida	Salida analógica 4...20 mA
Función de salida	4...20 mA analógica
Protección contra cortocircuitos	pulsada
Resistente a sobrecargas	sí
Salida analógica	4...20 mA; Rmax: 300 Ω

#### Rango de configuración / medición

Rango de medición	-50...300 °C	-58...572 °F
Configuración de fábrica	-50...150 °C	

#### Precisión / diferencias

Salida analógica [K]	± 0,3 + (± 0,1 % MS)
Coefficientes de temperatura (en % del margen por cada 10 K)	0,1
Valor de medición a través de IO-Link [K]	± 0,3 + (± 0,1 % MS)

#### Tiempos de reacción

Retardo a la disponibilidad [s]	1
Perro guardián integrado	sí

#### Interfaces

Equipo IO-Link	
Tipo de transmisión	COM2 (38,4 kBaud)
Revisión IO-Link	1.0

#### Condiciones ambientales

## TP3231

TP- CEC -A-ZVG/US/

Sistemas de evaluación

Temperatura ambiente [°C]	-25...70
Temperatura de almacenamiento[°C]	-40...85
Grado de protección	IP 67

### Homologaciones / pruebas

CEM	EN 61326-1	
Resistencia a choques	DIN IEC 68-2-27:	50 g (11 ms)
Resistencia a las vibraciones	DIN IEC 68-2-6:	20 g (10...2000 Hz)
MTTF [años]	449	

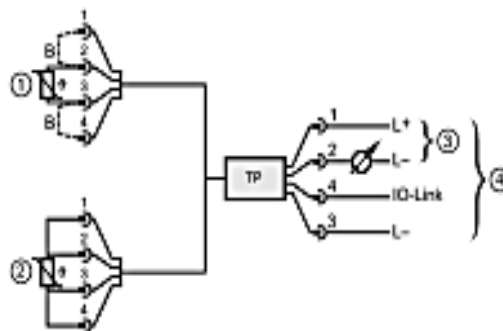
### Datos mecánicos

Materiales de la carcasa	PA PACM 12 (TROGAMID); PET; junta de estanqueidad: FPM (Viton); tuerca: inox (1.4404 / 316L); conector: TPU	
Peso [kg]	0,041	

### Conexión eléctrica

Conexionado	Conector M12; contactos dorados
-------------	---------------------------------

#### Conexión



- 1: Sensor de medición de dos hilos
- 2: Sensor de medición de cuatro hilos
- 3: Funcionamiento como transmisor de temperatura de 2 hilos
- 4: Funcionamiento como equipo de 3 hilos, posibilidad de comunicación IO-Link
- B: Puente

### Notas

Notas	Tensión de alimentación "supply class 2" según cULus El rango de medición es graduable: -50... 300 °C / -58...572 °F MS = margen de medición configurado
-------	---

Cantidad por pack [Pieza]	1
---------------------------	---



**DS2 series servo drive**

**User manual**

Xinje Electronic Co., Ltd.

Serial No. SC02 20101119 1.0

# 1 Checking Product and Part Names

This chapter describes the procedure for checking products upon delivery as well as names for product parts.

## 1-1. Checking Products on Delivery

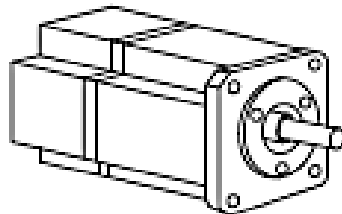
Use the following checklist when products are delivered.

Items	Comments
Are the delivered products the ones that were ordered?	Check the model numbers marked on the nameplates of the servomotor and servo driver.
Does the servomotor shaft rotate smoothly?	The servomotor shaft is normal if it can be turned smoothly by hand. Servomotors with brakes, however, cannot be turned manually.
Is there any damage?	Check the overall appearance, and check for damage or scratches that may have occurred during shipping.
Are there any loose screws?	Check screws for looseness using a screwdriver.
Is the motor code the same with the code in driver?	Check the motor code marked on the nameplates of the servomotor and the parameter F0-00 on the servo driver.

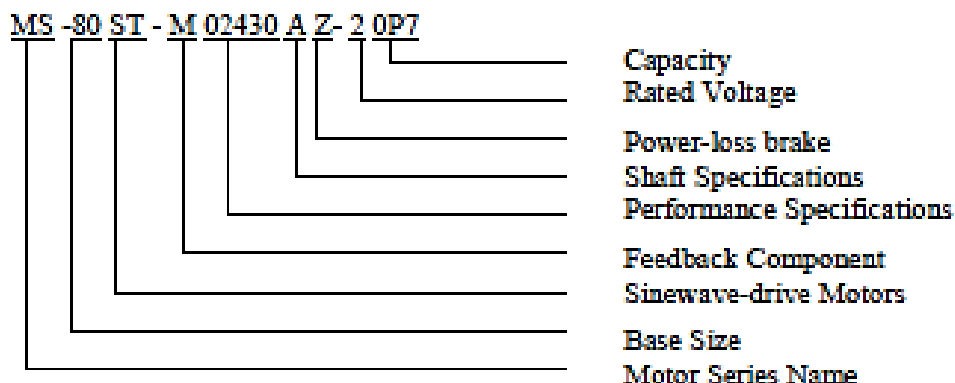
If any of the above is faulty or incorrect, contact Xinje or an authorized distributor.

### 1-1-1. Servomotors

#### ■ External Appearance



#### ■ Nameplate

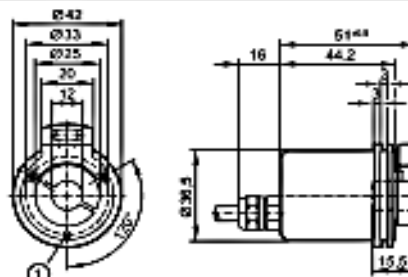


Base number	60, 80, 90, 110, 130, 180	
Feedback component no.	M	Optical pulse encoder

## RM8003

RMS4096-S24L2U

Encoders



1: M3 x 6



### Características del producto

Encoder multivuelta de eje hueco

Interfaz de datos SSI

Conexión por cable

Interfaz de datos SSI

8192 vueltas

Resolución 4096

### Datos eléctricos

Tensión de alimentación [V] 4,5...30 DC

Consumo [mA] < 30

Código Código Gray; valores crecientes en sentido horario (visto en el eje)

Código de señal  
 Entrada por impulsos: Señales compatibles con TTL, pulso e impulso (invertido) de drivers según RS 422  
 Salida de datos: En serie síncrona, señales compatibles con TTL, datos y datos (invertido)

Diagrama de impulsos



1 reloj  
 2 datos

### Entradas

Entradas Drehrichtungsumkehr, Nullsetzung

### Salidas

Función de salida Interfaz de datos SSI

### Rango de configuración / medición

Encoders

Resolución 25 bits

### Datos mecánicos

Velocidad de rotación máxima [1/min] 12000

Par de arranque [Ncm] < 3 (25 °C)

Carga máxima en el eje (al extremo del eje) [N] axial 40; radial 110

Material del eje [mm] Eje hueco unidireccional Ø 12, acero

Resistencia a las vibraciones 30 g (10...1000 Hz)

# efector400



Encoders

## RM8003

RMS4096-S24L2U

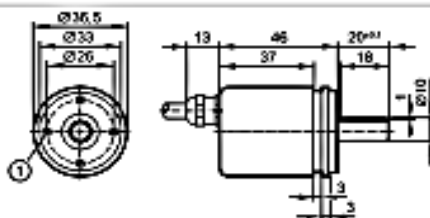
Resistencia a choques	< 300 g (6 ms)
Materiales de la carcasa	collarín: aluminio; Carcasa: acero con revestimiento de polvo
Peso [kg]	0,390
<b>Condiciones ambientales</b>	
Humedad relativa del aire máx. [%]	98
Temperatura ambiente [°C]	-40...85
Grado de protección	IP 65; IP 65 (carcasa); IP 64 (eje)
<b>Conexión eléctrica</b>	
Conexionado	cable PUR / 2 m; axial
Longitud máxima de cable [m]	100
<b>Conexionado</b> blanco: Sensor 0 V marrón: Sensor Ub verde: reloj amarillo: Ciclo (inv.) gris: datos rosa: Datos (inv.) azul: Nullsetzung rojo: Drehrichtungsumkehr pantalla: carcasa	
<b>Nota</b>	
Notas	Cables/ pines no conectados (n.c.) no deben de ser usados
Cantidad por pack [Pieza]	1

In electrónica GmbH • Friedrichstraße 1 • 45128 Essen — Nos reservamos el derecho de modificar características técnicas sin previo aviso. — (S) — RM8003 — 28.11.2012



**RM8002**

RMS4096-S24/L21



M3 profundidad de 6 mm


**Características del producto**

Encoder de eje macizo multivuelta

Interfaz de datos SSI

Conexión por cable

Interfaz de datos SSI

8192 vueltas

Resolución 4096

**Datos eléctricos**

Tensión de alimentación [V]	4,5...30 DC
Consumo [mA]	< 30
Código	Código Gray; valores crecientes en sentido horario (visto en el eje)
Código de señal	Entrada por impulsos: Señales compatibles con TTL, pulso e impulso (invertido) de drivers según RS 422 Salida de datos: En serie síncrona, señales compatibles con TTL, datos y datos (invertido)

Diagrama de impulsos


 1 reloj  
 2 datos

**Entradas**

Entradas Drehrichtungsumkehr, Nullsetzung

**Salidas**

Función de salida Interfaz de datos SSI

**Rango de configuración / medición**

Encoders Resolución 25 bits

**Datos mecánicos**

Velocidad de rotación máxima [1/min]	12000
Par de arranque [Ncm]	< 3 (25 °C)
Carga máxima en el eje (al extremo del eje) [N]	axial 40; radial 110
Material del eje [mm]	Ø 10, acero
Resistencia a las vibraciones	30 g (10...1000 Hz)
Resistencia a choques	< 300 g (6 ms)
Materiales de la carcasa	collarín: aluminio; Carcasa: acero con revestimiento de polvo

# efector 400



## RM8002

RMS4096-S24A.21

Encoders

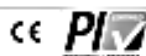
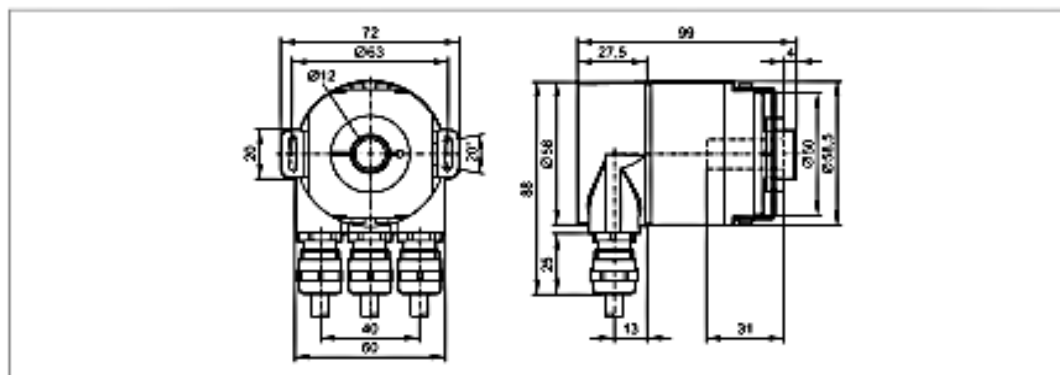
Peso	[kg]	0,389
<b>Condiciones ambientales</b>		
Humedad relativa del aire máx.	[%]	98
Temperatura ambiente	[°C]	-40...85
Grado de protección		IP 65; IP 65 (carcasa); IP 64 (eje)
<b>Conexión eléctrica</b>		
Conexionado		cable PUR / 2 m; axial
Longitud máxima de cable	[m]	100
<b>Conexionado</b> blanco: Sensor 0 V marrón: Sensor Ub verde: reloj amarillo: Ciclo (inv.) gris: datos rosa: Datos (inv.) azul: Nullsetzung rojo: Drehrichtungsumkehr pantalla: carcasa		
<b>Notas</b>		
Notas		Cables/ pines no conectados (n.c.) no deben de ser usados
Cantidad por pack	[Pieza]	1

En electronic GmbH • Friedrichstraße 1 • 45128 Essen — Nos reservamos el derecho de modificar características técnicas sin previo aviso. — ES — RM8002 — 18.10.2012

**RM3008**

RM-0025-E24/E-U

Encoders



**Características del producto**

Encoder multivuelta de eje hueco
Interfaz de datos Profibus
Bornes de conexión
Acoplamiento estátor
8192 paso
4096 revoluciones

**Datos eléctricos**

Tensión de alimentación [V]	10...30 DC
Consumo [mA]	100 (24 V)
Código	binario
Protección contra inversiones de polaridad	sí

**Salidas**

Función de salida	Interfaz de datos Profibus
-------------------	----------------------------

**Rango de configuración / medición**

Encoders	
Resolución	25 bits

**Software / programación**

Direccionamiento	Switch selector de dirección ; configuración decimal de las direcciones 0...128
Función de diagnóstico	Alarma ; pre-alarma ; estado ; número de serie del encoder (funciones de diagnóstico según Encoder Profibus-Perfil clase 2)
Posibilidades de programación	Dirección de conteo de los valores de códigos, resolución, punto cero referencia, límite switch HI y LO, indicación de funcionamiento, separación multi/mono vuelta (funciones de programación a los encoders Profibus - perfil clase 2)

**Interfaces**

Interfaz de programación	Profibus DP DPV2-Funktionalität
--------------------------	---------------------------------

**Datos mecánicos**

Velocidad de rotación máxima [1/min]	12000
Carga máxima en el eje (al extremo del eje) [N]	axial 40; radial 110
Material del eje [mm]	Ø 12, acero (1.4104)
Resistencia a las vibraciones	10 g (10...2000 Hz)
Resistencia a choques	100 g (6 ms)

# efector 400



**RM3008**

RM-0025-E24/E-U

Encoders

Materiales de la carcasa		aluminio; Anillo de apriete: latón
Peso	[kg]	0,679
<b>Condiciones ambientales</b>		
Humedad relativa del aire máx.	[%]	98
Temperatura ambiente	[°C]	-40...85
Grado de protección		IP 67; IP 67 (carcasa); IP 67 (eje)
<b>Conexión eléctrica</b>		
Conexionado		Bornero en la caja de conexionado
<b>Nota</b>		
Cantidad por pack	[Pieza]	1

Im electronic GmbH • Friedrichstraße 1 • 45128 Essen — Nos reservamos el derecho de modificar características técnicas sin previo aviso. — ES — RM3008 — 07.05.2014





THINGET

Certificaciones:

### PLC serie XC3 18E / 14S

#### 68058 / XC3-32R-E

Formato de Programa: Ladder - Lista de instrucciones  
 Capacidad de programa: 8000 Pasos  
 Número de entradas: 18  
 Tipo de entrada: Contacto libre de voltaje o NPN  
 Voltaje Señal de entrada: 24VDC +/- 10 %  
 Número de salidas: 14  
 Tipo de salida: Relé: 3A, 250V AC / 30VDC Carga  
 Resistiva; 80VA Carga Inductiva  
 Máximo de Puntos de Entrada y Salida:  
 228 ( 7 Módulos de Expansión )  
 Botinas internas ( M ) 8.512  
 Tiempo de Scan: 0 - 96 ms  
 Reloj Tiempo Real: Si  
 Puertos de Comunicación: COM 1: RS232  
 COM2: RS-485  
 Alimentación: 90-260 VAC

#### 68059 / XC3-32R-C

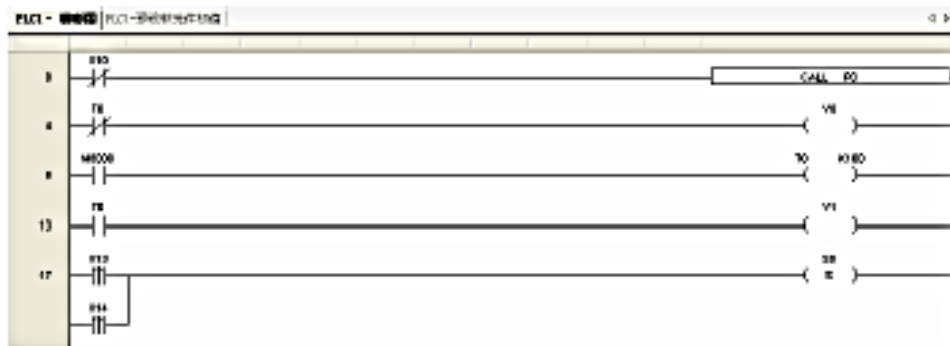
Formato de Programa: Ladder, lista de instrucciones y lenguaje C  
 Capacidad de programa: 8000 Pasos  
 Número de entradas: 18  
 Tipo de entrada: Contacto libre de voltaje o NPN  
 Voltaje Señal de entrada: 24VDC +/- 10 %  
 Número de salidas: 14  
 Tipo de salida: Relé: 3A, 250V AC / 30VDC Carga  
 Resistiva; 80VA Carga Inductiva  
 Máximo de Puntos de Entrada y Salida:  
 228 ( 7 Módulos de Expansión )  
 Botinas internas ( M ) 8.512  
 Tiempo de Scan: 0 - 96 ms  
 Reloj Tiempo Real: Si  
 Puertos de Comunicación: COM 1: RS232  
 COM2: RS-485  
 Alimentación: 24VDC

---

**THINGET**

***XC* Series Edit Tool XCP Pro**

User Manual




Repertoire programme: suit for the personnel who is familiar with PLC and experienced in logic programme.

```

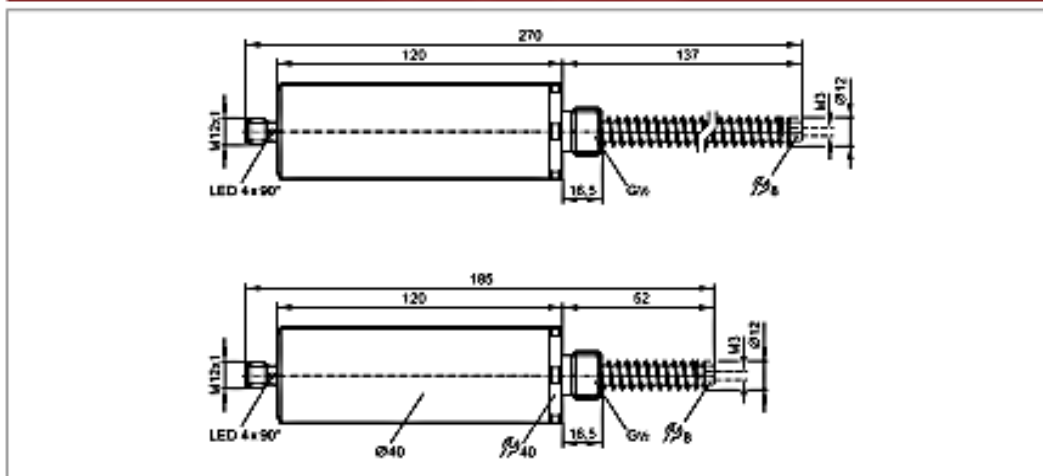
PLC1 - 命令簿 | PLC1-连续软元件初值
0   LD   X1 0
2   CALL F0
4   LD   T0
6   OUT  Y0
8   LD   M8000
10  OUT  T0      K100
12  LD   T0
14  OUT  Y1
16  LDP  X1 3
18  GRP  X1 4
20  SET  S0
22  LDP  X1 2
24  RST  T1
26  RST  T0
28  STL  S0
30  LD   T1
32  OUT  Y2
34  LD   M8000
36  OUT  T1      K50
38  RST  Y1
40  LD   T1
42  OUT  Y3
44  STLE
46  FEND
48  F0
50  LD   M8000
52  OUT  Y3
54  LDP  X1 2
56  RST  Y3
58  SRET
60  LD   M8000
62  PLSR C0      D2      D4      Y0
64  OUT  C600    D1 0    D1 00
    
```

## 5-2. Input instruction

### 5-2-1. Instruction prompt

When users write instructions in ladder chart mode, they can open instruction prompt function via click  icon. In manual input state, the system will automatically list correlative instructions for users to choose, and

etiqueta específica para el cliente



**Características del producto**

Detector magnético	
Forma cilíndrica lisa	
Conexión por conector	
Sensor con puntos de conmutación ajustables	
Rango de trabajo 52...137 mm	

**Datos eléctricos**

Alimentación		DC
Tensión de alimentación [V]		10...36 DC; *supply class 2" según cULus
Clase de protección		III
Protección contra inversiones de polaridad		sí

**Salidas**

Función de salida		2 x normalmente cerrado, 1 x normalmente abierto
Caída de tensión [V]		< 5,4
Corriente de salida mínima [mA]		2
Corriente residual [mA]		< 0,5
Corriente de salida [mA]		80
Protección contra cortocircuitos		pulsada
Resistente a sobrecargas		sí
Frecuencia de conmutación [Hz]		0,5

**Rango de detección**

Rango de trabajo [mm]		52...137
Puntos de conmutación		Ajustable en un rango de 85 mm: Posición teach máxima (punto de conmutación 1; salida 1): 137 mm Posición teach mínima (punto de conmutación 2; salida 2): 52 mm

**Precisión / diferencias**

Histéresis [mm]		0,5
-----------------	--	-----





**M95004**

M9G4085PARKG/AUS

Detectores magnéticos, Detectores para cilindros

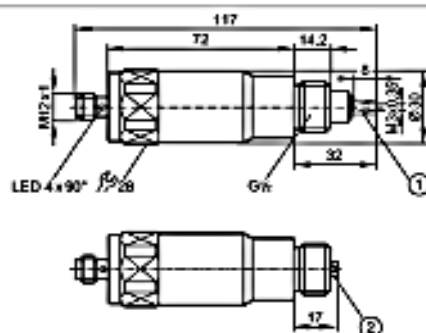
Condiciones ambientales	
Temperatura ambiente [°C]	-40...70
Grado de protección	IP 20 / IP 67; IP 20 auf Stoßseite, IP 67 auf Steckerseite
Homologaciones / pruebas	
CEM	EN 61000-4-2 ESD: 4 kV CD / 8 kV AD EN 61000-4-3 HF radiado: 3 V/m EN 61000-4-4 Burst: 2 kV EN 61000-4-6 HF guiado: 10 V EN 55011 (emisión): clase B IEC 60255-5: 4 kV (line to line, Rf: 500 ohmios)
Número de homologación UL	C002
Datos mecánicos	
Materiales de la carcasa	latón revestido de bronce blanco; conector: PA (Poliamida); vástago: Acero inoxidable
Par de apriete [Nm]	≤ 20
Indicaciones / elementos de mando	
Indicador	Salida 1: amarillo (4 x 90°) Salida 3: rojo (4 x 90°)
Conexión eléctrica	
Conexión	Conector M12; contactos dorados
Conexión	<p>OUT1: locked OUT2: partly locked OUT3: unlocked</p>
Notas	
Notas	Configuración de fábrica: todas las salidas / LED conmutan / parpadean
Cantidad por pack [Pieza]	1
En electronic gmbh - Friedrichstraße 1 - 45126 Essen — Nos reservamos el derecho de modificar características técnicas sin previo aviso. — ES — M95004 — 10.03.2014	
etiqueta específica para el cliente	

**M95001**

M9G4015PARKG/AUS

Detectores magnéticos, Detectores para cilindros

etiqueta específica para el cliente



1: Posición teach máxima  
2: Posición teach mínima



**Características del producto**

Detector magnético	
Forma cilíndrica lisa	
Conexión por conector	
Sensor con puntos de conmutación ajustables	
Rango de trabajo 17...32 mm	

**Datos eléctricos**

Alimentación		DC
Tensión de alimentación [V]		10...55 DC; *supply class 2* según cULus
Clase de protección		III
Protección contra inversiones de polaridad		sí

**Salidas**

Función de salida		2 x normalmente abierto
Caída de tensión [V]		< 5,4
Corriente de salida mínima [mA]		2
Corriente residual [mA]		< 0,5
Corriente de salida [mA]		100
Protección contra cortocircuitos		pulsada
Resistente a sobrecargas		sí
Frecuencia de conmutación [Hz]		0,5

**Rango de detección**

Rango de trabajo [mm]		17...32
Puntos de conmutación		Ajustable en un rango de 15 mm: Posición teach máxima (punto de conmutación 1; salida 1): 32 mm Posición teach mínima (punto de conmutación 2; salida 2): 17 mm

**Precisión / diferencias**

Histéresis [mm]		0,1
-----------------	--	-----

**Condiciones ambientales**

Temperatura ambiente [°C]		-40...70
Grado de protección		IP 20 / IP 67; IP 20 auf Stoßseite, IP 67 auf Steckerseite



## M95001

M9G4015PARKG/AU/S

Detectores magnéticos, Detectores para cilindros

### Homologaciones / pruebas

CEM	EN 61000-4-2 ESD:	4 kV CD / 8 kV AD
	EN 61000-4-3 HF radiado:	10 V/m
	EN 61000-4-4 Burst:	2 kV
	EN 61000-4-6 HF guiado:	10 V
	EN 55011 (emisión):	clase B
MTTF	[años]	345

### Datos mecánicos

Materiales de la carcasa	latón revestido de bronce blanco; conector: PA (Poliamida); vástago: Acero inoxidable	
Ciclos de conmutación si conectado al PLC [millones]	> 1	
Par de apriete [Nm]	≤ 20	
Peso [kg]	0,195	

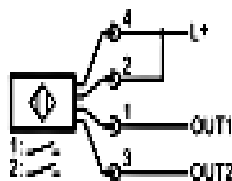
### Indicaciones / elementos de mando

Indicador	Salida 1: rojo (4 x 90°) Salida 2: amarillo (4 x 90°)
-----------	--

### Conexión eléctrica

Conexionado	Conector M12; contactos dorados
-------------	---------------------------------

Conexionado



### Notes

Cantidad por pack	[Pieza]	1
-------------------	---------	---

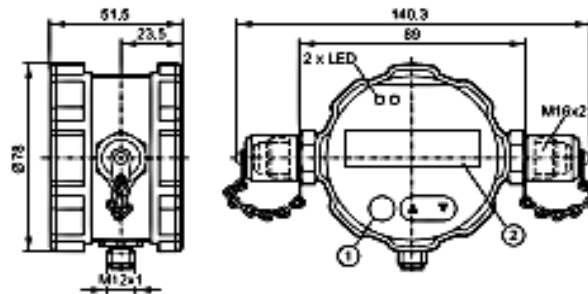
En electronic gmbh • Friedrichstraße 1 • 45126 Essen — Nos reservamos el derecho de modificar características técnicas sin previo aviso. — ES — M95001 — 20.11.2011

etiqueta específica para el cliente

**LDP100**

OIL PARTICLE MONITOR

Sistemas de diagnóstico



- 1: Botones de programación
- 2: Display



**Características del producto**

Medidor óptico de partículas
Conexión por conector
Conexión de proceso: Minimes M16 x 2
Principio de medición: absorción de luz
Grado de pureza según ISO 4406:99 / SAE AS4059E ²)
Canales de tamaño [µm]: 4, 6, 14, 21
Interfaz CAN
Out 1: salida analógica (4...20 mA); Out 2: salida digital (salida de colector abierto)

**Aplicación**

Aplicación	Aceites minerales (p. ej. HLP), ésteres (p. ej. HEES), bioaceites (p. ej. HETG)
Temperatura del fluido (aceite) [°C]	-10...80

**Datos eléctricos**

Alimentación	DC
Tensión de alimentación [V]	9...33 DC
Consumo [mA]	< 180 (9 V DC) / < 50 (33 V DC)
Clase de protección	III

**Entradas**

Disparador	In: externo, el nivel bajo activa el ciclo de medición
------------	--

**Salidas**

Salida	Out 1: salida analógica (4...20 mA); Out 2: salida digital (salida de colector abierto)
Función de salida	4...20 mA (configurable); salida digital de alarma
Corriente de salida [mA]	500
Protección contra cortocircuitos	no
Resistente a sobrecargas	no
Salida analógica	4...20 mA
Carga máx. [Ω]	(U <sub>b</sub> - 4 V) / 20 mA; 1000 bei U <sub>b</sub> = 24 V

**Rango de configuración / medición**

Rango de medición	10...22 Ordnungszahl
Rango de visualización	0...24 Ordnungszahl

**Precisión / diferencias**

Exactitud	± 1 Ordnungszahl ²)
-----------	---------------------

Software / programación	
Capacidad de memoria	3000 Datensätze
Posibilidades de programación	mediante botones, PC o E/S digitales
Condiciones ambientales	
Presión operativa [MPa]	0...42 dinámica / 0...60 estática
Cantidad de caudal [ml/min]	50...400
Temperatura ambiente [°C]	-10...60
Temperatura de almacenamiento[°C]	-20...60
Grado de protección	IP 67
Homologaciones / pruebas	
Directiva sobre equipos a presión	Artículo 3, apartado (3) - Buenas prácticas de la técnica al uso
MTTF [años]	129
Datos mecánicos	
Conexión de proceso	Minimesz M16 x 2
Materiales en contacto con el fluido	V2A (1.4028); Saphir; NBR; cromo
Peso [kg]	0,85
Indicaciones / elementos de mando	
Indicador	Pantalla LCD El valor indicado se corresponde con el grado de pureza según ISO 4406:99 y SAE AS4059E
Conexión eléctrica	
Conexión	Conector M12
Conexión	
	<p>CANL/CANH: CAN Bus                      In: Entrada digital (el nivel bajo activa el ciclo de medición)                      Out 1: Salida analógica                      Out 2: Umbral de la salida                      GND 1: Toma a tierra Out 1                      L-/screen: apantallado (conectado a la carcasa)</p>
Notas	
Notas	1) SAE AS4059E: Keine separate Auswertung der Größenklassen 38 µm und 70 µm. 2) Im kalibrierten Bereich (Ordnungszahlen 10...22).
Cantidad por pack [Pieza]	1

Anexo V

CARTA A EMPRESA DE ENERGÍA DE CUNDINAMARCA

Bogotá, 24 de agosto de 2015.

Señores:  
EEC. Empresa de Energía de Cundinamarca

Ref.: consulta.

Estimados señores:

De manera atenta me dirijo a ustedes, con el fin de solicitar información sobre el consumo per-cápita o respectiva curva de carga de la zona rural de Pasca Cundinamarca, el motivo de esta solicitud se debe a la realización de mi proyecto de grado, ya que esta información hace parte de la parametrización del mismo, dicho proyecto que me permite recibir el título como ingeniero mecánico de la Fundación Universidad de América, agradezco su atención y pronta respuesta.

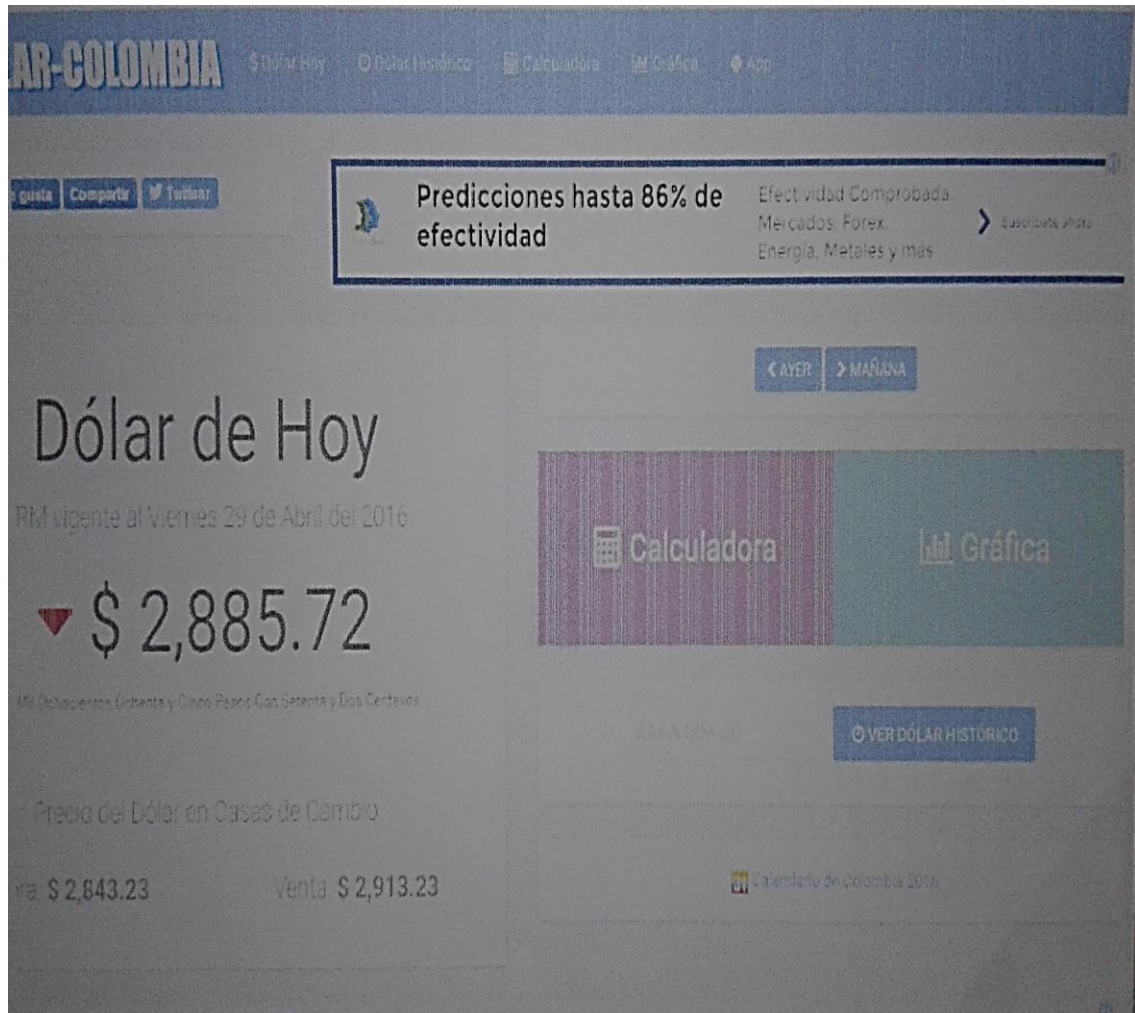
Cordialmente:



Jeison Alfonso Romero Sanabria  
C.C. 1022967972, Bogotá D.C.  
Tel. 3215471588

Anexo W

TRM DEL DÍA CÁLCULOS FINANCIEROS



## Anexo X. PLANOS