

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO DE GRADO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESTRUCTURA METÁLICA  
Y SISTEMA DE SEGUIMIENTO SOLAR CON ROTACIÓN BIAxIAL  
PARA ANTENA PARABÓLICA DE 1.8 m DE DIÁMETRO PARA  
INVESTIGACIONES FOTOTÉRMICAS ESPE-CLIRSEN**

**HENRY ESTEBAN MORA HERRERA**

**LUIS DAVID RODRÍGUEZ DUEÑAS**

**QUITO- ECUADOR**

**SEPTIEMBRE 2009**



## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente proyecto fue realizado por el Sr. Henry Esteban Mora Herrera y el Sr. Luis David Rodríguez Dueñas, como requisito previo para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Sangolquí, septiembre del 2009

---

Ing. José Guasumba

**DIRECTOR**

---

Ing. José Pérez

**CODIRECTOR**



## **AGRADECIMIENTO**

Agradecemos a nuestras familias por su inigualable y constante apoyo a través de la realización del presente proyecto.

Luis David Rodríguez D. y  
Henry Esteban Mora H.

## **DEDICATORIA**

El presente proyecto de tesis está dedicado a todas las personas que creen que el trabajo y dedicación constante, así como la honestidad y responsabilidad son los pilares fundamentales para la construcción de una vida exitosa.

Luis David Rodríguez D. y  
Henry Esteban Mora H.



# ÍNDICE

<b>CERTIFICACIÓN</b> .....	<b>III</b>
<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	<b>V</b>
<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>V</b>
<b>ÍNDICE</b> .....	<b>VII</b>
<b>GLOSARIO DE TÉRMINOS</b> .....	<b>XI</b>
<b>GLOSARIO DE SIGLAS</b> .....	<b>XV</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>XVII</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	<b>XXI</b>
<b>ÍNDICE DE DIAGRAMAS</b> .....	<b>XXIII</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>XXV</b>
<b>CAPÍTULO 1</b> .....	<b>1</b>
<b>GENERALIDADES</b> .....	<b>1</b>
1.1 Antecedentes .....	1
1.2 Definición del problema.....	2
1.3 Objetivo general.....	2
1.4 Objetivos específicos .....	3
1.5 Alcance del proyecto.....	3
1.6 Justificación e importancia del proyecto.....	3
<b>CAPÍTULO 2</b> .....	<b>5</b>
<b>MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>5</b>
2.1 Sistemas mecánicos y elementos de máquinas.....	5
2.2 Estructuras metálicas.....	33

2.3	Rotación del sólido rígido .....	45
2.4	Orientación de la tierra frente al sol .....	49
2.5	Sistemas de seguimiento solar .....	51
2.6	Automatización industrial .....	52
<b>CAPÍTULO 3 .....</b>		<b>57</b>
<b>SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....</b>		<b>57</b>
3.1	Parámetros de calificación .....	57
3.2	Características .....	58
3.3	Matriz de decisión .....	69
3.4	Selección de alternativas óptimas.....	76
<b>CAPÍTULO 4 .....</b>		<b>77</b>
<b>DISEÑO DE LOS ELEMENTOS.....</b>		<b>77</b>
4.1	Sistema de soporte .....	77
4.2	Sistema mecánico.....	96
4.3	Elementos de control.....	156
<b>CAPÍTULO 5 .....</b>		<b>163</b>
<b>CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....</b>		<b>163</b>
5.1	Organigrama de procesos.....	163
5.2	Materiales.....	181
5.3	Planificación de construcción .....	182
5.4	Ensamblaje .....	183
5.5	Análisis de riesgos en la construcción .....	190
<b>CAPÍTULO 6 .....</b>		<b>195</b>
<b>PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO .....</b>		<b>195</b>

6.1	Parámetros de verificación.....	195
6.2	Modelo de hoja de pruebas.....	196
6.3	Toma de datos .....	199
6.4	Análisis de datos .....	203
<b>CAPÍTULO 7 .....</b>		<b>205</b>
<b>ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO.....</b>		<b>205</b>
7.1	Análisis económico .....	205
7.2	Análisis financiero .....	209
<b>CAPÍTULO 8 .....</b>		<b>217</b>
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>		<b>217</b>
8.1	Conclusiones.....	217
8.2	Recomendaciones .....	218
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>		<b>221</b>
Otras fuentes bibliográficas .....		222
<b>ANEXOS.....</b>		<b>227</b>
Anexo A .....		229
Anexo B .....		233
Anexo C .....		237
Anexo D .....		243
Anexo E .....		245
Anexo F .....		247
Anexo G.....		253



## GLOSARIO DE TÉRMINOS

<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Descripción</b>
<b>Sy</b>	ksi	Resistencia a la fluencia
<b>Ssy</b>	ksi	Resistencia al cortante
<b>Su</b>	ksi	Resistencia última a la tracción
<b>E</b>	ksi	Módulo de elasticidad del acero
<b>F1</b>	lbf	Peso de la antena con el vaporizador
<b>F2</b>	lbf	Peso del motor
<b>OD</b>	in	Diámetro exterior
<b>ID</b>	in	Diámetro interior
<b>A</b>	in <sup>2</sup>	Área
<b>I</b>	in <sup>4</sup>	Inercia
<b>M</b>	lbf.in	Momento
<b><math>\sigma_{cr}</math></b>	ksi	Esfuerzo de pandeo de Euler
<b>REc</b>		Relación de esbeltez crítica
<b>W</b>	lbf	Carga
<b><math>\sigma_c</math></b>	ksi	Esfuerzo de compresión
<b><math>\sigma_t</math></b>	ksi	Esfuerzo de tracción
<b>FS</b>		Factor de seguridad
<b><math>\tau</math></b>	ksi	Esfuerzo cortante
<b><math>\omega_w</math></b>	rpm	Velocidad del tornillo sinfín
<b><math>\omega_g</math></b>	rpm	Velocidad de la corona
<b><math>\Phi</math></b>	hp	Potencia
<b>Nw</b>		Número de hélices tornillo sinfín
<b>Ng</b>		Número de dientes corona
<b>T</b>	lbf.in	Torque
<b>mG</b>		Relación de transmisión
<b>Cin</b>	in	Distancia entre centros
<b>Dw</b>	in	Diámetro de paso del tornillo sinfín
<b>Dg</b>	in	Diámetro de paso de la corona
<b>Pc</b>	in/diente	Paso circular de la corona
<b>Pax</b>	in/hilo	Paso axial del tornillo sinfín
<b><math>\lambda</math></b>	°	Ángulo de avance

<b>a</b>	in	Cabeza engrane
<b>b</b>	in	Raíz engrane
<b>c</b>	in	Holgura
<b>Fmaxw</b>	in	Ancho máximo de cara del tornillo
sinfín		
<b><math>\psi</math></b>	°	Ángulo de hélice de la corona
<b>Fg</b>	in	Ancho de cara de la corona
<b>Mn</b>	mm	Módulo normal
<b>Cs</b>		Factor de materiales AGMA
<b>Vs</b>	ft/min	Velocidad de deslizamiento
<b>Cv</b>		Factor de velocidad AGMA
<b>Wtg</b>	lbf	Carga tangencial sobre la corona
<b><math>\mu</math></b>		Coeficiente de fricción
<b><math>\eta</math></b>	%	Eficiencia del sistema sinfín-corona
<b>Wt</b>	lbf	Carga tangencial
<b>Wr</b>	lbf	Carga radial
<b>Wa</b>	lbf	Carga axial
<b><math>\sigma_a</math></b>	ksi	Esfuerzo de flexión en la corona
<b>R</b>	lbf	Reacción en un punto
<b>dr</b>	in	Diámetro mínimo de eje por
resistencia		
<b>df</b>	in	Diámetro mínimo de eje por fatiga
<b>Se</b>	ksi	Resistencia a la fatiga
<b>Se'</b>	ksi	Resistencia a la fatiga sin
correcciones		
<b>Kf</b>		Concentrador de esfuerzos
<b><math>\delta</math></b>	in	Deflexión del eje
<b><math>\theta</math></b>	°	Ángulo de deflexión
<b>C</b>	lbf	Capacidad de carga estática
rodamiento		
<b>Co</b>	lbf	Capacidad de carga dinámica
rodamiento		
<b>f0</b>		Factor de rodamiento
<b>p</b>		Factor de tipo de rodamiento

<b>P</b>	lbf	Carga estática sobre el rodamiento
<b>P<sub>o</sub></b>	lbf	Carga dinámica sobre el rodamiento
<b>L</b>	10 <sup>6</sup> ciclos	Vida esperada del rodamiento
<b>v</b>	mm <sup>2</sup> /s	Viscosidad
<b>κ</b>		Relación de viscosidad
<b>a<sub>1</sub></b>		Factor de confiabilidad rodamiento
<b>a<sub>23</sub></b>		Factores básicos rodamiento
<b>P<sub>cu</sub></b>	in	Profundidad cuñero chavetas
<b>F<sub>c</sub></b>	lbf	Fuerza cortante sobre los pernos



## GLOSARIO DE SIGLAS

<b>CLIRSEN</b>	Centro de Levantamientos Integrados de Recursos Naturales por Sensores Remotos
<b>AGMA</b>	American Gear Manufacturers Association (Asociación Norteamericana de Fabricantes de Engranés)
<b>AISC</b>	American Institute of Steel Construction (Asociación Norteamericana de Acero para la Construcción)
<b>AISI</b>	American Iron and Steel Institute (Instituto Norteamericano del Hierro y el Acero)
<b>ASTM</b>	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales)
<b>CPU</b>	Central Processing Unit (Unidad de Procesamiento Central)
<b>IL</b>	Instruction List (Lista de Instrucciones)
<b>FBD</b>	Function Block Diagram (Diagrama de Funciones de Bloque)
<b>LD</b>	Ladder Diagram (Diagrama escalera)
<b>LRFD</b>	Load and Resistance Factor Design (Factor de diseño por carga y resistencia)
<b>PIB</b>	Producto Interno Bruto
<b>PLC</b>	Programmable Logic Controller (Controlador Lógico Programable)
<b>PSI</b>	Pounds per Square Inch (Libra por pulgada cuadrada)
<b>RSW</b>	Resistance Spot Welding (Soldadura de puntos por resistencia)
<b>SMAW</b>	Shielded Metal Arc Welding (Soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido)
<b>TIR</b>	Tasa Interna de Retorno
<b>UNC</b>	Unified Coarse Thread (Rosca Basta Unificada)
<b>UNF</b>	Unified Fine Thread (Rosca Fina Unificada)
<b>VAN</b>	Valor Actual Neto



## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA	CONTENIDO	PÁG
2.1	Ejemplo esquemático del aislamiento de un sistema mecánico .....	6
2.2	Ejemplos de varios tipos de vigas, con varios tipos de cargas .....	8
2.3	Viga simplemente apoyada con carga distribuida.....	9
2.4	Fuerza cortante transversal, $V_c$ , y momento flexionante $M_c$ , en la sección transversal C. ....	9
2.5	Definición de las resultantes de esfuerzo-fuerza cortante transversal $V(x)$ y momento $M(x)$ .....	10
2.6	Uso de la ecuación de momento-curvatura para trazar la curva de deflexión.....	11
2.7	Ejemplo de una armadura espacial.....	14
2.8	Junta típica a tope.....	15
2.9	Forma de rosca Unified National y estándar de ISO.....	19
2.10	Mecanismo sinfín-corona.....	20
2.11	Direcciones de las fuerzas en el tornillo sinfín y en la corona.....	22
2.12	a) Cuña cuadrada; b) cuña redonda; c) y d) pasadores redondos; e) pasador ahusado; f) pasador elástico tubular hendido.....	28
2.13	Elementos principales de un rodamiento de bolas.....	30
2.14	Diagrama esfuerzo-deformación del acero .....	35
2.15	Longitud efectiva de varias columnas .....	39
2.16	Estructura metálica fija para paneles fotovoltaicos. ....	40
2.17	Estructura metálica móvil en 2 ejes para seguidor solar. ....	41
2.18	Ilustración del teorema de Steiner o del eje paralelo. ....	48
2.19	Variación de la altitud y azimut solar en diciembre y junio en el hemisferio norte. ....	50
2.20	Diagrama estereográfico de la trayectoria solar en un punto de latitud $0^\circ$ .....	50
2.21	Diagrama de operación del sistema <sup>22</sup> .....	51
3.1	Configuración de un seguidor de un eje con orientación norte-sur. ....	59
3.2	Configuración de un seguidor de dos ejes.....	60
3.3	Configuración de un seguidor de dos ejes con ahorro energético. ....	61

<b>3.4</b>	Controlador Lógico Programable .....	62
<b>3.5</b>	Sistema de tren de engranes .....	64
<b>3.6</b>	Esquema de una transmisión por correa .....	65
<b>3.7</b>	Estructura de pilar fijo. Componentes: 1. Cimiento 2. Pilar fijo. 3. Estructura giratoria .....	66
<b>3.8</b>	Estructura fija con perfiles .....	67
<b>3.9</b>	Sistema de accionamiento manual .....	67
<b>3.10</b>	Sistema de accionamiento por motor eléctrico. ....	68
<b>3.11</b>	Sistema de accionamiento hidráulico.....	68
<b>4.1</b>	Esquema de la carga concéntrica sobre la columna.....	78
<b>4.2</b>	Esquema de la Carga Excéntrica sobre la columna .....	81
<b>4.3</b>	Esquema de las soldaduras de soporte entre el plato y el tubo.....	84
<b>4.4</b>	Esquema de la distancia donde actúa la carga a tracción .....	85
<b>4.5</b>	Esquema de la Parábola.....	87
<b>4.6</b>	Esquema demostrativo para determinar el torque máximo necesario para mover el sistema .....	88
<b>4.7</b>	Diagrama de cuerpo libre de la sujeción entre el soporte principal y la antena .....	89
<b>4.8</b>	Esquema donde actúa la fuerza que produce el aplastamiento.....	94
<b>4.9</b>	Modificación de la figura 16.9 de Juvinall para mostrar la geometría del sinfín-corona.....	98
<b>4.10</b>	Modificación de la figura 13-23 de Shigley para mostrar la geometría del sinfín.....	102
<b>4.11</b>	Modificación de la figura 13-41 de Shigley para determinación de velocidades de deslizamiento .....	104
<b>4.12</b>	Esquema de fuerzas de la figura 13-40 de Shigley.....	109
<b>4.13</b>	Esquema de fuerzas de la figura 16.20 de Juvinall demostrando el principio de acción y reacción .....	111
<b>4.14</b>	Esquema de los mecanismos dos mecanismos reductores.....	114
<b>4.15</b>	Esquema de las fuerzas que actúan sobre el sinfín.....	115
<b>4.16</b>	Esquema del eje del Sinfín con las cargas que actúan sobre el mismo	116
<b>4.17</b>	Diagrama de fuerza cortante sobre el eje "a".....	117
<b>4.18</b>	Diagrama de momento flector sobre el eje "a" .....	117
<b>4.19</b>	Diagrama de momento de cargas en el eje "a" plano XZ.....	118

<b>4.20</b>	Diagrama de fuerza cortante sobre el eje "a" plano XZ .....	118
<b>4.21</b>	Diagrama de momentos en Y que actúan sobre el eje "a" .....	119
<b>4.22</b>	Diagrama del ángulo de deflexión del eje "a" en el plano YZ.....	121
<b>4.23</b>	Diagrama de deflexión del eje "a" en el plano YZ .....	122
<b>4.24</b>	Diagrama del ángulo de deflexión del eje "a" en el plano XZ.....	122
<b>4.25</b>	Diagrama de deflexión del eje "a" en el plano XZ .....	122
<b>4.26</b>	Esquema para determinar el ángulo de deflexión máximo .....	123
<b>4.27</b>	Esquema de fuerzas que actúan sobre la corona y se transmiten al eje "b" .....	125
<b>4.28</b>	Esquema del ensamble en la corona .....	125
<b>4.29</b>	Esquema de fuerzas que actúan sobre el eje "b" en el plano XY .....	127
<b>4.30</b>	Diagrama de fuerza cortante en el eje "b" del plano XY .....	127
<b>4.31</b>	Diagrama del momento flector en el eje "b" del plano XY .....	128
<b>4.32</b>	Esquema de fuerzas que actúan sobre el eje "b" en el plano XZ .....	128
<b>4.33</b>	Diagrama de fuerza cortante en el eje "b" del plano XZ.....	129
<b>4.34</b>	Diagrama del momento flector en el eje "b" del plano XY .....	129
<b>4.35</b>	Diagrama del ángulo deflexión del eje "b" en el plano XY .....	132
<b>4.36</b>	Diagrama de deflexión del eje "b" en el plano XY .....	132
<b>4.37</b>	Diagrama del ángulo deflexión del eje "b" en el plano XZ.....	133
<b>4.38</b>	Diagrama de deflexión del eje "b" en el plano XY .....	133
<b>4.39</b>	Esquema para determinar el máximo ángulo de deflexión .....	134
<b>4.40</b>	Esquema indicativo de la fuerza cortante sobre la chaveta .....	135
<b>4.41</b>	Esquema de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos.....	139
<b>4.42</b>	Esquema de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos.....	144
<b>4.43</b>	Esquema de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos.....	148
<b>4.44</b>	Esquema de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos.....	150
<b>4.45</b>	Esquema indicativo para obtener el torque de ayuda .....	152
<b>4.46</b>	Esquema de fuerzas cortantes que actúan.....	154
<b>4.47</b>	Diagrama de disposición de los elementos en la caja térmica.....	156
<b>4.48</b>	Diagrama multifilar Región 1 .....	157
<b>4.49</b>	Diagrama multifilar Región 3.....	157
<b>4.51</b>	Diagrama de salidas del PLC.....	158
<b>4.52</b>	Diagrama de borneras del motor .....	159
<b>4.53</b>	Diagrama de disposición pulsadores, selectores y luces piloto .....	160

<b>4.54</b>	Programación en bloque de programa Test, Movimiento Horario y Movimiento Antihorario.....	161
<b>4.55</b>	Programación en bloque de programa Normal .....	161
<b>4.56</b>	Programación en bloque de validación para evitar accionamiento horario y anti-horario simultáneo.....	162
<b>5.1</b>	Elementos durante el proceso de mecanizado .....	185
<b>5.2</b>	Soporte principal .....	186
<b>5.3</b>	Bastidor primario y bastidor secundario sobre el soporte principal .....	186
<b>5.4</b>	Conjunto armado sin antena .....	187
<b>5.5</b>	Moto-reductor instalado en el equipo .....	187
<b>5.6</b>	Sistema de transmisión sinfín-corona ensamblado.....	188
<b>5.7</b>	Conexiones del tablero de control.....	188
<b>5.8</b>	Inversión del giro del moto-reductor monofásico .....	189
<b>5.9</b>	Sistema de seguimiento solar completo .....	189
<b>7.1</b>	Punto de equilibrio .....	215

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>TABLA</b>	<b>CONTENIDO</b>	<b>PÁG</b>
2.1	Condiciones de Frontera.....	12
2.2	Condiciones de continuidad.....	13
2.3	Soldaduras de filete transversal y paralela .....	16
2.4	Dimensiones de las roscas UNS.....	17
2.5	Dimensiones de roscas ISO.....	18
2.6	Dimensiones en pulgadas para algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar. ....	29
2.7	Factores radiales y axiales para rodamientos rígidos de bolas.....	32
2.8	Categorías de corrosividad atmosférica y ejemplos típicos de ambientes.....	43
2.9	Sistemas de pintura recomendados para ambientes de diferente agresividad.....	45
3.1	Formato de matriz de decisión.....	69
3.2	Matriz de ponderación para seguimiento solar .....	70
3.3	Matriz de ponderación para tipo de unidad de control .....	71
3.4	Matriz de ponderación para tipo de sensor .....	72
3.5	Matriz de ponderación para sistema de transmisión de movimiento.....	73
3.6	Matriz de ponderación para la estructura fija .....	74
3.7	Matriz de ponderación para generación de movimiento .....	75
5.2	Planificación de la construcción .....	182
5.3	Nomenclatura del diagrama de flujo del ensamble de la antena.....	184
5.3	Continuación... ..	185
5.4	Riesgos inherentes al proceso de soldadura por arco eléctrico.....	190
5.4	Continuación... ..	191
5.6	Riesgos inherentes a la utilización de máquinas-herramientas. ....	193
5.6	Continuación .....	194
7.1	Materia prima directa .....	205
7.1	Continuación .....	206
7.2	Materia prima indirecta.....	207
7.3	Mano de obra directa .....	207
7.4	Mano de obra indirecta .....	208

<b>7.5</b>	Gastos varios .....	208
<b>7.6</b>	Costos totales .....	209
<b>7.7</b>	Ingresos por ventas por año .....	210
<b>7.8</b>	Materia prima directa por año .....	210
<b>7.8</b>	Continuación... ..	211
<b>7.9</b>	Materia prima indirecta por año .....	211
<b>7.10</b>	Mano de obra directa por año .....	212
<b>7.11</b>	Mano de obra indirecta por año .....	212
<b>7.12</b>	Gastos administrativos por año.....	213
<b>7.13</b>	Gastos financieros por año .....	213
<b>7.14</b>	Gastos por ventas por año.....	213
<b>7.15</b>	Depreciaciones por año .....	214
<b>7.16</b>	Costos fijos .....	214
<b>7.17</b>	Costos variables .....	214
<b>7.18</b>	Inversión inicial y resultados de proyecciones .....	216

## ÍNDICE DE DIAGRAMAS

<b>DIAGRAMA</b>	<b>CONTENIDO</b>	<b>PÁG</b>
5.1	Proceso de construcción del soporte .....	164
5.2	Proceso de construcción del bastidor primario .....	165
5.3	Proceso de construcción del bastidor secundario.....	166
5.4	Proceso de construcción de la cubierta de la corona primaria.....	167
5.5	Proceso de construcción de la cubierta de la corona secundaria .....	168
5.6	Proceso de construcción de la cubierta del motor .....	169
5.7	Proceso de construcción del eje de la corona primaria.....	170
5.8	Proceso de construcción del eje de la corona primaria.....	171
5.9	Proceso de construcción de la corona primaria .....	172
5.10	Proceso de construcción de la corona secundaria.....	173
5.11	Proceso de construcción del tornillo sinfín primario .....	174
5.12	Proceso de construcción del tornillo sinfín secundario .....	175
5.13	Proceso de construcción de las orejas de sujeción .....	176
5.14	Proceso de construcción de los bocines .....	177
5.15	Proceso de construcción de los espaciadores internos .....	178
5.16	Proceso de construcción de los contrapesos.....	179
5.17	Proceso de construcción de la tapa de protección.....	180



## **RESUMEN**

El presente proyecto de grado fue realizado por Esteban Mora y David Rodríguez, estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica entre los años 2003 y 2009.

La elección de dicho tema de tesis surgió por la necesidad de afianzar las investigaciones de energías alternativas que puedan reemplazar efectivamente al uso de combustibles fósiles. Para cumplir esta meta, el Área de Energías Renovables de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica del Ejército se ha enfocado en el desarrollo de múltiples proyectos relacionados con energía solar, energía eólica, biomasa y otros. Dentro del campo de investigaciones teórico-prácticas sobre el uso de la radiación solar para generar energía mecánica, se requirió el desarrollo de un sistema de seguimiento solar capaz de orientarse en 2 ejes.

El proyecto empezó a desarrollarse en septiembre del 2008, iniciando la etapa de construcción en el mes de junio del 2009, pruebas durante julio del 2009 y concluyendo todo el estudio en agosto.

El equipo fue donado al Laboratorio de Energías Renovables de la Carrera de Ingeniería Mecánica, con el objeto de incrementar el conocimiento de las generaciones venideras en lo relacionado al aprovechamiento de la energía solar.

Esperando que el presente proyecto sea de su interés y agrado nos remitimos al público que interesa.

**LOS AUTORES**



# **CAPÍTULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 ANTECEDENTES**

El desarrollo actual y la tendencia social hacia la búsqueda de nuevas formas de energía han impuesto una mayor atención hacia la investigación de la energía solar. El Sol, fuente de vida y origen de las demás formas de energía, ha sido utilizado por el hombre desde los albores de la Historia, y puede satisfacer todas las necesidades energéticas de la humanidad si se aprende como aprovechar de forma racional la luz y energía que continuamente derrama sobre el planeta. Ciertamente, con esta forma de energía se tiene asegurado energía gratuita para los próximos 6.000 millones de años.

La investigación en este tipo de energía es escasa en el país, y se están obteniendo actualmente grandes avances en este campo. Los países punteros en la investigación y desarrollo de energía solar son: Estados Unidos, Israel, Francia, Alemania, Japón, Grecia, Suecia, Chipre.

El presente proyecto aprovecha la energía térmica a través de un sistema de concentración solar, el mismo que aplica la propiedad de reflexión de la

parábola, centralizando la radiación solar captada por su curvatura en el foco de la misma, en cuyo punto el proyecto anexo a éste se encargará de colocar un colector térmico. La antena parabólica que se utilizará fue donada por el CLIRSEN a la ESPE gracias a gestiones del Ing. José Guasumba; dicha antena cumple con la ecuación  $y=0.49x^2$ .

Este proyecto se halla encargado del diseño y construcción de la estructura metálica de soporte, procurando que los operadores del colector tengan fácil acceso para la manipulación del equipo térmico. También formará parte de este proyecto la construcción de un sistema de seguimiento solar automático mediante actuadores mecánicos, controladores y conectores, con el fin de que la antena tenga una posición perpendicular a los rayos del sol durante todo el día para conseguir la máxima cantidad de radiación solar.

## **1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

Diseño y construcción de una estructura metálica y sistema de seguimiento solar con rotación biaxial para antena parabólica de 1.8m de diámetro para investigaciones fototérmicas ESPE-CLIRSEN.

## **1.3 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir la estructura metálica y sistema de seguimiento solar para antena parabólica de 1.8 m de diámetro para investigaciones fototérmicas ESPE-CLIRSEN.

## **1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Realizar una investigación teórica de sistemas estructurales y sistemas de seguimiento.
- Diseñar y construir la estructura metálica juntamente con el sistema de seguimiento de rotación biaxial realizando un análisis y selección de una alternativa óptima de diseño.
- Realizar pruebas de funcionamiento de la estructura metálica y el sistema de seguimiento.

## **1.5 ALCANCE DEL PROYECTO**

La influencia directa del proyecto es a nivel local de la Escuela Politécnica del Ejército, ya que se mejorarán las facilidades para la capacitación y entrenamiento de alumnos de pre-grado y postgrado en el área de Energías Renovables.

De manera indirecta, el proyecto influirá como un potencial modelo de aplicación de la energía solar para la sociedad en general.

## **1.6 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO**

Al ver la necesidad humana ante la actual crisis energética global, y más aún tomando en cuenta que la energía es el motor para la civilización actual, se encuentra que es imperante el desarrollo de las energías alternativas.

La utilización desaforada de energía proveniente de los combustibles fósiles (carbón, petróleo, gas natural) podría llevar a la especie humana al borde de

una extinción inevitable, siempre y cuando no corrija sus actuales hábitos energéticos. El ya notorio cambio climático es una alerta máxima que el hombre no puede hacer de lado porque es el inicio de inundaciones, desertización de los suelos, desaparición de biodiversidad, etc.

El presente proyecto busca ser un apoyo para el desarrollo de investigaciones en el campo de la energía solar dentro de la universidad, mediante una instalación que a la larga arrojará datos necesarios para el desarrollo de proyectos energéticos, o en forma indirecta como fuente de energía para equipos desarrollados dentro de la institución. También cabe recalcar que el Ecuador posee una latitud ( $0^{\circ}0'0''$ ) envidiable frente a otros países, la misma que faculta el tener una incidencia perpendicular de los rayos solares.

El dar los primeros pasos firmes y seguros en la investigación del aprovechamiento de una energía prácticamente inagotable y completamente gratuita ayudará en gran manera al Ecuador a reemplazar el uso de recursos energéticos convencionales por energías de mínimo impacto ambiental y de gran potencial.

Finalmente, el proyecto completo del sistema de seguimiento solar con rotación biaxial para colectores solares podrá tener a futuro aplicaciones comerciales, siendo el mayor objetivo la consecución de generación de energía limpia a nivel industrial y residencial.

## **CAPÍTULO 2**

### **MARCO TEÓRICO**

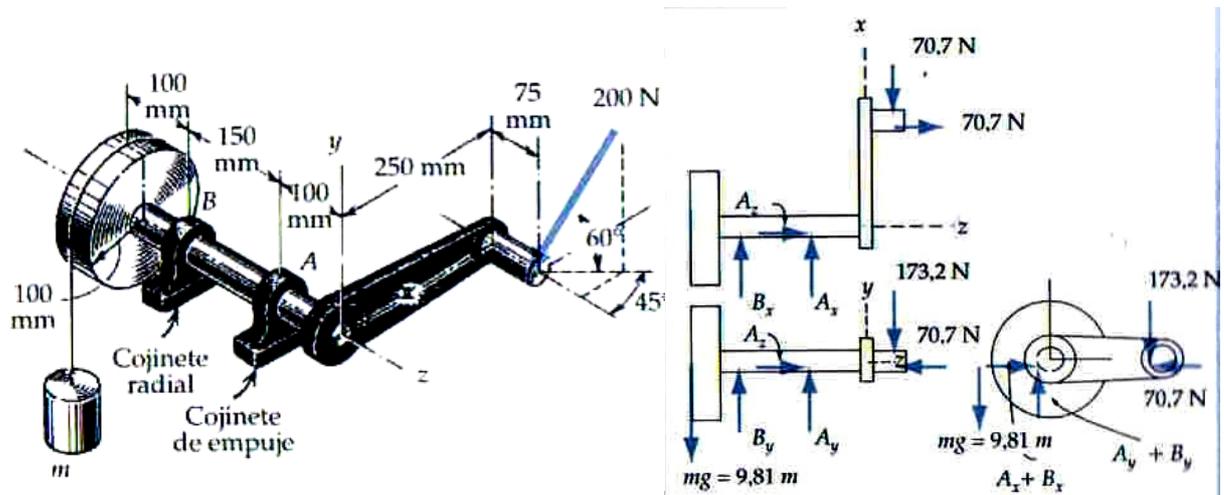
#### **2.1 SISTEMAS MECÁNICOS Y ELEMENTOS DE MÁQUINAS**

Para nuestra aplicación empezaremos por la parte estática de la estructura, además debemos determinar los esfuerzos interiores de la misma con el objeto de poder analizar sus partes más críticas con diagramas de cuerpo libre, en donde se estudian todas las fuerzas exteriores al cuerpo y luego se aplican las correspondientes ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos, las cuales se fundamentan en la tercera ley de Newton que cada acción va acompañada de una reacción igual y en sentido opuesto, para finalmente obtener las dimensiones de estos segmentos.

##### **2.1.1 AISLAMIENTO DE UN SISTEMA MECÁNICO**

Para este estudio se requiere decidir cuál es el cuerpo o conjunto de cuerpos que queremos analizar, y separarlos del resto del sistema. Este aislamiento se lo denomina diagrama para sólido libre, en esta deben figurar todas las fuerzas aplicadas al mismo por otros cuerpos que fueron suprimidos. En este

punto se debe analizar que tipo de contacto y como pasaron las fuerzas al cuerpo que aislamos para el cual nos guiamos en la siguiente figura.<sup>1</sup>



**Figura 2.1** Ejemplo esquemático del aislamiento de un sistema mecánico<sup>2</sup>

### 2.1.2 CONDICIONES DE EQUILIBRIO

Las condiciones de equilibrio son las siguientes:

$$\Sigma F = 0 \text{ y } \Sigma M = 0 \quad (2.1)$$

Las mismas que son necesarias y suficientes para un equilibrio completo. Además, a éstas se las puede descomponer en el sistema de coordenadas que se trabaje. Los más conocidos y utilizados son los ejes ortogonales x, y e z.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0, & \Sigma M_x &= 0, \\ \Sigma F_y &= 0, & \Sigma M_y &= 0, \\ \Sigma F_z &= 0, & \Sigma M_z &= 0, \end{aligned} \quad (2.2)$$

<sup>1</sup> MERIAM J.L. – KRAIGE L.G., Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, Pág. 84-98

<sup>2</sup> MERIAM J.L. – KRAIGE L.G., Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, Pág. 21

Las ecuaciones mostradas anteriormente son totalmente independientes, lo que ayuda en el despeje de las fuerzas y momentos totales que actúan sobre los elementos de la estructura.<sup>3</sup>

### **2.1.3 EQUILIBRIO Y DEFLEXIÓN DE VIGAS**

Las vigas son elementos que tienen como objeto soportar cargas transversales. Dichas cargas son aplicadas en forma transversal al eje longitudinal de la viga. Los esfuerzos principales sobre las vigas son esfuerzos cortantes y momentos flexionantes.<sup>4</sup>

#### **2.1.3.1 EQUILIBRIO DE VIGAS**

##### **a) TIPOS DE VIGAS; CARGAS Y REACCIONES**

La figura 2.2 muestra los diferentes tipos de apoyos y cargas para la configuración de una viga, para nuestro caso las fuerzas y momentos en cada apoyo los consideraremos con reacciones.

##### **b) TIPOS DE APOYOS**

*Apoyo móvil o deslizante:* evita el desplazamiento en dirección transversal al eje de la viga y solo produce una reacción normal a la misma.

*Apoyo fijo o de pasador:* evita el desplazamiento axial y en dirección transversal.

*Apoyo empotrado:* evita desplazamiento en dirección axial y dirección transversal.

---

<sup>3</sup> MERIAM J.L. – KRAIGE L.G., Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, Pág. 160

<sup>4</sup> ROY R. CRAIG, JR., MECÁNICA DE MATERIALES, Editorial Continental, 2ra Edición, Pág. 298

### c) CLASIFICACIÓN DE LAS VIGAS

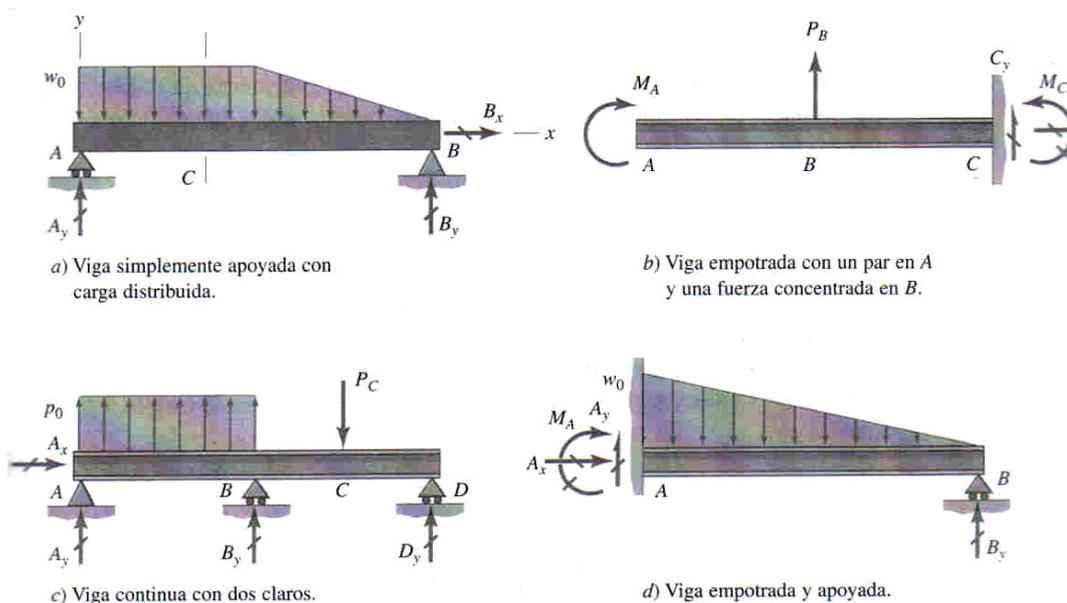
*Viga Simplemente Apoyada:* tiene un apoyo fijo y uno móvil.

*Viga en Voladizo:* es una viga que en un extremo se halla empotrada y su otro extremo se halla libre.

*Viga continua:* tiene un apoyo fijo en un extremo y un apoyo móvil en el otro, además posee uno o más apoyos intermedios móviles.

*Viga empotrada y apoyada:* un extremo se halla empotrado y el otro extremo es móvil.

*Viga saliente:* posee un apoyo fijo y el apoyo móvil se halla en una parte intermedia de la viga y no en su extremo.



**Figura 2.2** Ejemplos de varios tipos de vigas, con varios tipos de cargas<sup>5</sup>

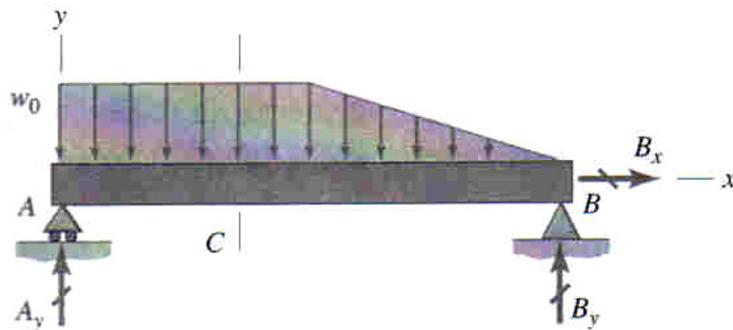
### d) CARGAS EXTERNAS

Las cargas que se aplican en las vigas se pueden clasificar como cargas transversales distribuidas y fuerzas transversales concentradas.

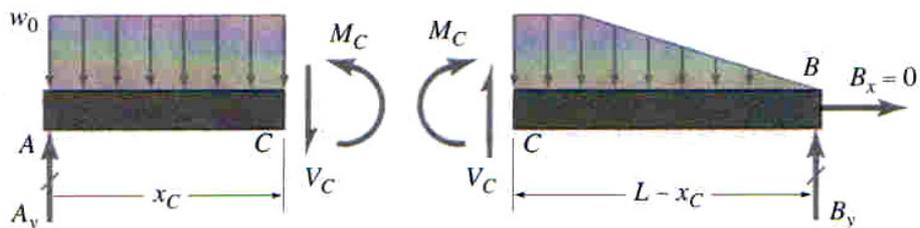
<sup>5</sup> ROY R. CRAIG, JR., MECÁNICA DE MATERIALES, Editorial Continental, 2ra Edición, Pág. 299

**e) DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS RESULTANTES**

Para el siguiente análisis se tomará en cuenta la figura 2.3. La carga distribuida hacia abajo generará reacciones en los apoyos A y B. El símbolo móvil en A determina que no habrá fuerzas de reacción axiales. Dentro de este análisis se procede a realizar un corte transversal de la viga en el punto C para analizar la fuerza cortante transversal  $V_c$  y el momento flexionante  $M_c$ .<sup>6</sup>



**Figura 2.3** Viga simplemente apoyada con carga distribuida<sup>7</sup>



**Figura 2.4** Fuerza cortante transversal,  $V_c$ , y momento flexionante  $M_c$ , en la sección transversal C.<sup>8</sup>

Los esfuerzos internos resultantes se definen con las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}
 V(x) &= -\int_A \tau(x, y) dA \\
 M(x) &= -\int_A y \sigma_x(x, y) dA
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

<sup>6,7,8</sup> ROY R. CRAIG, JR., MECÁNICA DE MATERIALES, Editorial Continental, 2ra Edición, Pág. 299-303

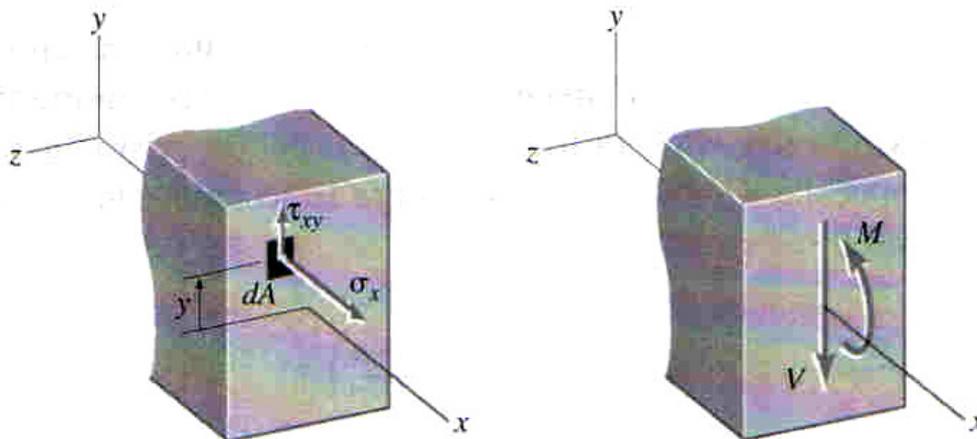
Donde:  $V=$  Fuerza cortante transversal

$\tau(x,y)=$  Esfuerzo cortante en la cara transversal del elemento diferencial en función de  $x$  y  $y$ .

$M=$  Momento flector

$y=$  Altura en la que actúa el momento flector

$\sigma(x,y)=$  Esfuerzo de compresión o tracción debido al momento flector  $x$  y  $y$ .



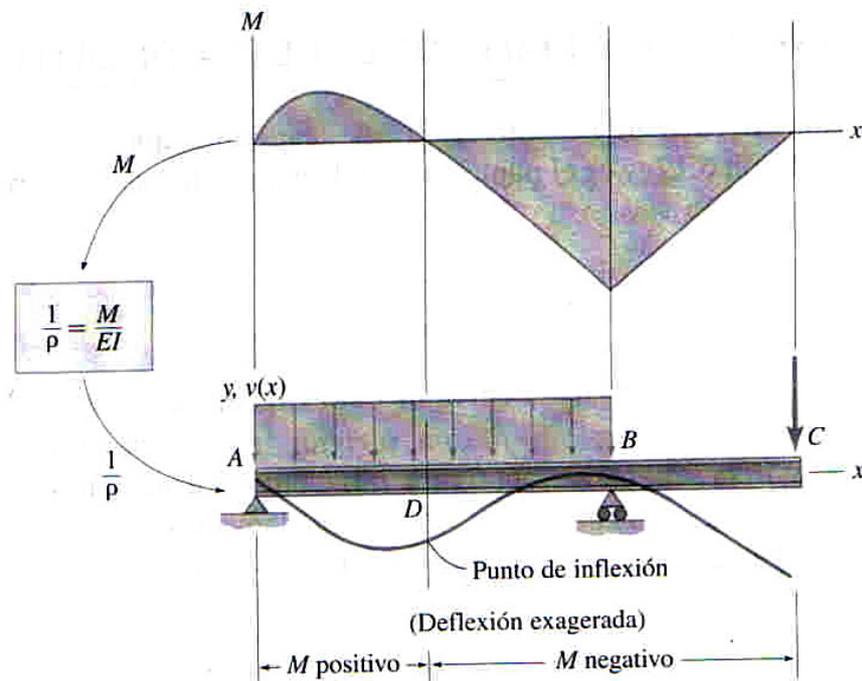
**Figura 2.5** Definición de las resultantes de esfuerzo-fuerza cortante transversal  $V(x)$  y momento  $M(x)$ .<sup>9</sup>

### 2.1.3.2 DEFLEXIÓN DE VIGAS

Los pares y fuerzas transversales aplicados a las vigas generan deflexiones en las vigas haciendo que el eje transversal de la misma no sea totalmente coincidente con un eje de la viga sin ser sometida a cargas. Para encontrar la deflexión en una viga se debe partir de ecuaciones diferenciales las cuáles serán indicadas en el siguiente procedimiento:

<sup>9</sup> ROY R. CRAIG, JR., MECÁNICA DE MATERIALES, Editorial Continental, 2ra Edición, Pág. 303

- a) Se debe trazar una curva de deflexión previa como se muestra en la figura 2.6.



**Figura 2.6** Uso de la ecuación de momento-curvatura para trazar la curva de deflexión<sup>10</sup>

- b) A continuación se debe trazar los diagramas de cuerpo libre para determinar la función de momento  $M_i(x)$  para cada intervalo de la viga.
- c) Las ecuaciones que se han encontrado en el paso *b*) se debe igualar como en la siguiente ecuación:

$$(EIv'')_i = M_i(x) \quad (2.4)$$

Donde:

- $E$  = Módulo de elasticidad del material
- $I$  = Inercia del área transversal
- $\square''$  = Doble derivada de la pendiente
- $M_i(x)$  = Función del momento con respecto a  $x$

<sup>10</sup> ROY R. CRAIG, JR., MECÁNICA DE MATERIALES, Editorial Continental, 2ra Edición, Pág. 450

- d) Integrar las ecuaciones diferenciales planteadas en el anterior paso.
- e) Colocar las condiciones de frontera y las condiciones de continuidad a partir de las tablas 2.1 y 2.2 como guía para plantear las condiciones de frontera y las de continuidad.

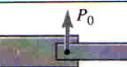
**Tabla 2.1** Condiciones de Frontera<sup>11</sup>

	Tipo	Símbolo*	2o. orden	4o. orden
BC	Extremo empotrado		$v = 0$ $v' = 0$	$v = 0$ $v' = 0$
	Apoyo simple		$v = 0$	$v = 0$ $M = 0$
	Extremo libre		No BC	$V = 0$ $M = 0$
	Fuerza concentrada		No BC	$V = P_0$ $M = 0$
	Par concentrado		No BC	$V = 0$ $M = -M_0$

\*Estas condiciones de frontera también se aplican si la frontera analizada es el otro lado de la viga (es decir,  $x = L$ ).

<sup>11, 12</sup> ROY R. CRAIG, JR., MECÁNICA DE MATERIALES, Editorial Continental, 2ra Edición, Pág. 454

**Tabla 2.2** Condiciones de continuidad<sup>12</sup>

	Tipo	Símbolo	2o. orden	4o. orden
CC	Rodillo		$v_1 = v_2 = 0$ $v'_1 = v'_2$	$v_1 = v_2 = 0$ $v'_1 = v'_2$ $M_1 = M_2$
	Discontinuidad en la función de carga		$v_1 = v_2$ $v'_1 = v'_2$	$v_1 = v_2$ $v'_1 = v'_2$ $V_1 = V_2$ $M_1 = M_2$
	Fuerza concentrada		$v_1 = v_2$ $v'_1 = v'_2$	$v_1 = v_2, v'_1 = v'_2$ $V_2 - V_1 = P_0$ $M_1 = M_2$
	Par concentrado		$v_1 = v_2$ $v'_1 = v'_2$	$v_1 = v_2, v'_1 = v'_2$ $V_1 = V_2$ $M_2 - M_1 = -M_0$
	Pasador con fuerza		$v_1 = v_2$	$v_1 = v_2$ $V_2 - V_1 = P_0$ $M_1 = M_2 = 0$

\*Las condiciones de continuidad de desplazamiento ( $v$ ) y de pendiente ( $v'$ ) mostradas en esta tabla se obtienen por inspección, esto es, tan sólo con examinar las figuras en la columna "Símbolo". Las condiciones de continuidad para la fuerza cortante ( $V$ ) y el momento flexionante ( $M$ ) se obtienen trazando un diagrama de cuerpo libre local de la "unión" común a los segmentos (1) y (2) de la viga.

- f) Emplear las condiciones de frontera y las condiciones de continuidad del paso e) para evaluar las constantes de integración.
- g) Finalmente se evalúa la pendiente y la deflexión en los puntos requeridos, evaluando máximos de deflexión. Teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \delta &= v(x) \\ \theta &= v'(x) \end{aligned} \quad (2.5)$$

Donde:

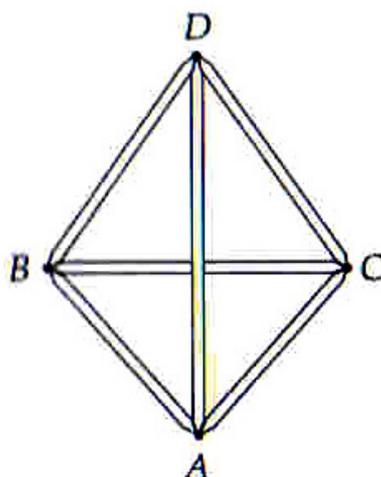
- $\delta$ = Deflexión a partir de la pendiente de la curvatura
- $\theta$ = Ángulo de deformación en función de la primera derivada de la pendiente
- $\square$ = Pendiente de curvatura

El método anterior se lo conoce como método de segundo orden.<sup>13</sup>

<sup>13</sup> ROY R. CRAIG, JR., MECÁNICA DE MATERIALES, Editorial Continental, 2ra Edición, Pág. 455

## 2.1.4 ARMADURAS ESPACIALES

Las armaduras espaciales ideales están formadas por barras rígidas que se hallan unidas mediante rótulas en los extremos de las mismas. En este tipo de armaduras la unidad básica indeformable es el tetraedro conformado por seis barras como se halla en la figura.



**Figura 2.7** Ejemplo de una armadura espacial<sup>14</sup>

En la armadura especial ideal para evitarse esfuerzos de flexión se considera que las uniones de las barras son puntuales. Para esto se debe tratar de que los ejes geométricos de los miembros que se conectarán deben coincidan en solo punto. Una vez determinado lo anterior se debe cumplir con la condición:

$$m + 6 = 3n \quad (2.6)$$

Donde:  $m =$  Número de miembros de la armadura

$n =$  Número de nudos

para considerar que la estructura será isostática. Si  $m+6 > 3n$  la estructura es hiperestática y si  $m+6 < 3n$  la estructura es inestable.

En cuanto a las ecuaciones que se emplearán son las de (2.2).<sup>15</sup>

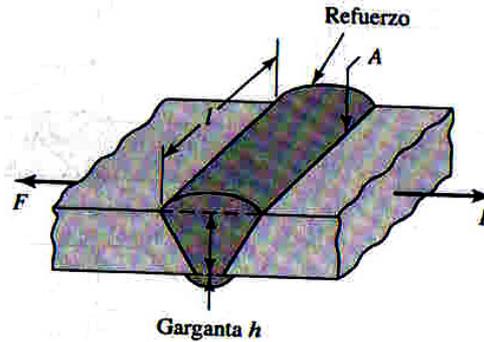
<sup>14</sup> MERIAM J.L. – KRAIGE L.G., Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, Pág. 160

<sup>15</sup> MERIAM J.L. – KRAIGE L.G., Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, Pág. 159-161

## 2.1.5 DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS Y DE UNIONES NO PERMANENTES

### 2.1.5.1 UNIONES SOLDADAS

En la figura 2.8 se puede apreciar una soldadura en una ranura tipo V sometida a carga de tensión  $F$ .



**Figura 2.8** Junta típica a tope<sup>16</sup>

Para este tipo de carga la tensión o compresión en la zona de soldadura está dada por la siguiente fórmula.<sup>17</sup>

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (2.7)$$

Donde:

- $\sigma$ = Esfuerzo de tensión
- $F$ = Fuerza que produce el esfuerzo de tensión
- $h$ = Altura de la junta a ser soldada
- $l$ = Largo del cordón de soldadura

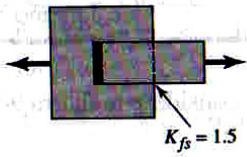
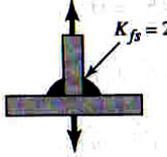
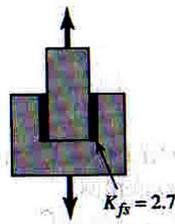
La fórmula anteriormente indicada sirve principalmente para juntas soldadas a tope; por lo que, para nuestra aplicación nos basaremos en la tabla 2.3, la

<sup>16</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, Pág 538

<sup>17,18</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, Pág 538,541

cual contiene las fórmulas para calcular el esfuerzo máximo que se presenta en una soldadura de filete.

**Tabla 2.3** Soldaduras de filete transversal y paralela<sup>18</sup>

Tipo de carga	Esfuerzo cortante en la garganta (método del código de soldadura)
<p>1. Soldadura de filete transversal</p>  <p><math>K_{fs} = 1.5</math></p>  <p><math>K_{fs} = 2</math></p>	$\tau = \frac{\sqrt{2} F}{h\Delta x}$
<p>2. Soldadura de filete paralela</p>  <p><math>K_{fs} = 2.7</math></p>	$\tau = \frac{\sqrt{2} F}{h\Delta x}$

\* La aproximación del análisis y diseño del filete toma en cuenta el soporte de la carga externa como un esfuerzo cortante puro en el área de la garganta.

### 2.1.5.2 UNIONES NO PERMANENTES

Se denomina unión no permanente a las uniones roscadas. Entre los principales tipos de rosca existen la división de roscas ISO y las roscas procedentes de la UNS (Unified National Standard), los mismos que se puede apreciar en las tablas 2.4 y 2.5 las dimensiones de las mismas.

<sup>18</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, Pág 538,541

**Tabla 2.4** Dimensiones de las roscas UNS<sup>19</sup>

Dimensiones principales de las roscas de tornillo Unified National Standard							
Datos calculados de las ecuaciones 14.1—Véase la referencia 3 para mayor información							
Tamaño	Roscas bastas—UNC				Roscas finas—UNF		
	Diámetro mayor $d$ (in o pulg)	Hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (in <sup>2</sup> )	Hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (in <sup>2</sup> )
0	0.0600	—	—	—	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557
1 1/4	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147
1 1/2	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810
1 3/4	1.7500	5	1.4902	1.8995			
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982			
2 1/4	2.2500	4.5	1.9613	3.2477			
2 1/2	2.5000	4	2.1752	3.9988			
2 3/4	2.7500	4	2.4252	4.9340			
3	3.0000	4	2.6752	5.9674			
3 1/4	3.2500	4	2.9252	7.0989			
3 1/2	3.5000	4	3.1752	8.3286			
3 3/4	3.7500	4	3.4252	9.6565			
4	4.0000	4	3.6752	11.0826			

19 NORTON R.L., Diseño de Máquinas, Editorial PEARSON, 1ra Edición, Pág 895-896

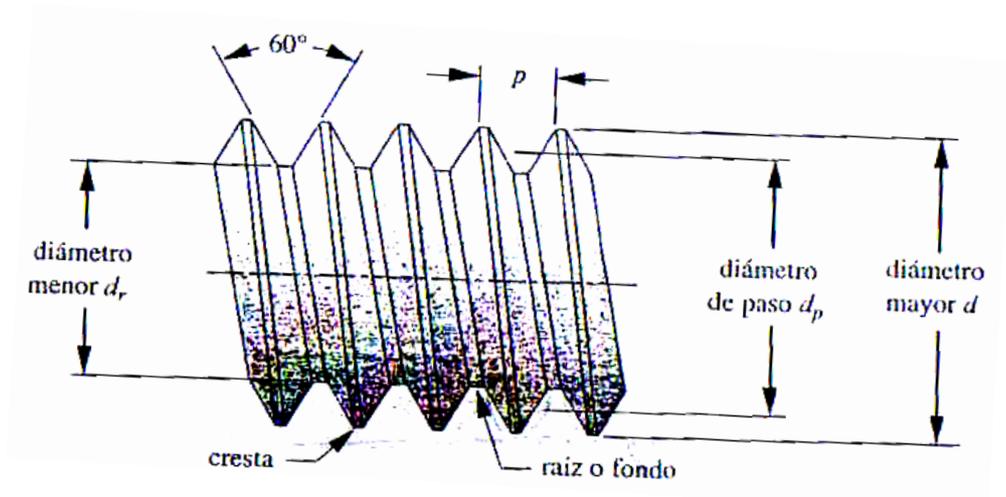
**Tabla 2.5** Dimensiones de roscas ISO<sup>20</sup>

<b>Dimensiones principales de las roscas para tornillo métrico estándar ISO</b>						
Datos calculados de las ecuaciones 14.1—Véase la referencia 4 para mayor información						
Diámetro mayor $d$ (mm)	Roscas bastas			Roscas finas		
	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_r$ (mm)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (mm <sup>2</sup> )	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_r$ (mm)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (mm <sup>2</sup> )
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

### 2.1.5.3 ÁREA DE ESFUERZO

Se puede tener una varilla roscada como se muestra en la figura 2.9 la cual está sujeta a una carga pura de tensión.

<sup>20</sup> NORTON R.L., Diseño de Máquinas, Editorial PEARSON, 1ra Edición, Pág 895-896



**Figura 2.9** Forma de rosca Unified National y estándar de ISO<sup>21</sup>

Se determinaría que la resistencia es limitada al diámetro interior, sin embargo la resistencia a tensión gracias a muchos experimentos está determinada al área dada por el promedio de los diámetros menor y de paso.

De dónde el área de tensión  $A_t$  se define como:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (2.8)$$

- Donde:
- $A_t$  = Área de tracción del perno
  - $d_p$  = Diámetro de pitch del perno
  - $d_r$  = Diámetro de raíz del perno

Finalmente, se determina que el esfuerzo que sufre la rosca a tensión pura está dado por:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (2.9)$$

21 NORTON R.L., Diseño de Máquinas, Editorial PEARSON, 1ra Edición, Pág 893

Donde:

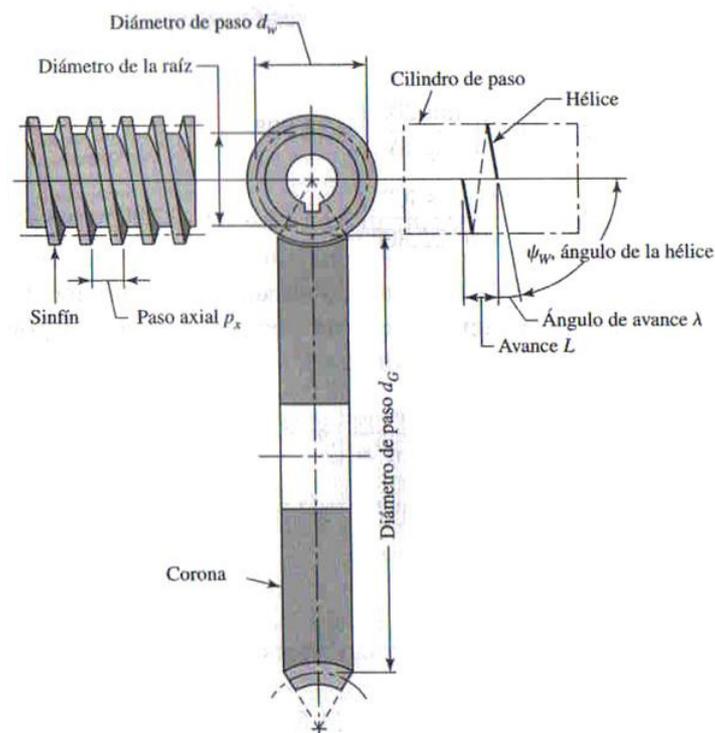
$\sigma$ = Esfuerzo de tensión

$F$ = Fuerza que produce el esfuerzo de tensión

$A_t$ = Área de tracción del perno

### 2.1.6 SISTEMAS DE TRANSMISIÓN SINFIN-CORONA TORNILLO SINFIN CORONA

Un sistema de transmisión sinfín-corona está compuesto por un tornillo sinfín y una corona helicoidal.



**Figura 2.10** Mecanismo sinfín-corona<sup>22</sup>

El diseño de engranajes sinfín-corona es más complicado que el de los engranajes rectos y helicoidales. La American Gear Manufacturing Association AGMA ha establecido estándares para diseñar y construir este tipo de sistemas.

<sup>22</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, Pág 864

## Geometría del sistema sinfín-corona

Para ángulos entre ejes de 90°, el ángulo de hélice en la corona y el ángulo de avance en el sinfín son iguales<sup>23</sup>.

$$\psi = \lambda \quad (2.10)$$

Donde:  $\psi$ = Paso axial del sinfín  
 $\lambda$ = Avance del sinfín

De igual manera, si el ángulo entre ejes es de 90°, el paso axial del tornillo sinfín y el paso circular de la corona son iguales:

$$px = pc \quad (2.11)$$

$$px = \frac{L}{N_w} \quad (2.12)$$

Donde:  $px$ = Paso axial del sinfín  
 $L$ = Avance del sinfín  
 $N_w$ = Número de inicios del sinfín

$$pc = \frac{\pi \cdot dg}{N_g} \quad (2.13)$$

Donde:  $pc$ = Paso circular de la corona  
 $dg$ = Diámetro de paso de la corona  
 $N_g$ = Número de dientes de la corona<sup>24</sup>

Se pueden construir engranes sinfín-corona en relaciones de transmisión desde 1:1 hasta 360:1.

---

<sup>23</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRRAW-HILL, 6ta Edición, Pág 863

<sup>24</sup> NORTON R.L., Diseño de Máquinas, Editorial PEARSON, 1ra Edición, Pág 795

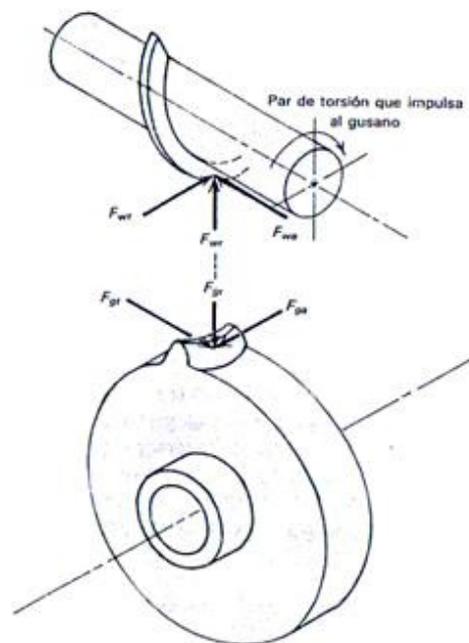
Cuando se consiguen ángulos de avance inferiores a  $6^\circ$ , se puede conseguir un autobloqueo, lo que permite que solo el sinfín pueda impulsar a la corona y no al revés.<sup>25</sup>

Los materiales más usados para el tornillo sinfín son aceros cementados de bajo carbono como el AISI 1020, 4140, etc. La corona se fabrica usualmente de materiales blandos y elásticos como bronces. Para aplicaciones de baja carga y velocidad, se pueden usar hierro fundido o acero dúctil.

### Fuerzas en engranajes sinfín-corona

En este tipo de sistemas se tienen cargas tridimensionales: Axiales, radiales y tangenciales.

Cuando los ángulos son de  $90^\circ$ , la carga tangencial de la rueda es igual a la axial del sinfín y viceversa, como se puede ver en el gráfico:



**Figura 2.11** Direcciones de las fuerzas en el tornillo sinfín y en la corona<sup>26</sup>

<sup>25</sup> NORTON R.L., Diseño de Máquinas, Editorial PEARSON, 1ra Edición, Pág 795

<sup>26</sup> JUVINALL, R. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Editorial LIMUSA, Pág. 572

Las distancias entre centros, diámetros, anchos de cara y demás restricciones geométricas se hallan definidas en los estándares AGMA.

De acuerdo al método AGMA, se puede calcular la máxima carga que puede entregar el sistema en función de la carga tangencial sobre la corona helicoidal:

$$W_{tg} = C_s.C_m.C_v.dg^{0.8}.F \quad (2.14)$$

*Donde:*

- $C_s$ = Factor de material
- $C_m$ = Factor de forma
- $C_v$ = Factor de velocidad
- $dg$ = Diámetro de paso de la corona
- $F$ = Ancho de cara de la corona

### **Diseño de sistemas sinfín-corona**

Con esta carga, se puede calcular la potencia nominal del sistema, con lo que se puede dimensionar el mecanismo de generación de movimiento para el equipo.

$$\Phi_o = \frac{n.W_{tg}.dg}{126000m_G} [hp] \quad (2.15)$$

*Donde:*

- $n$ = rpms del eje del sinfín
- $W_{tg}$ = Carga tangencial sobre la corona
- $dg$ = Diámetro de paso de la corona
- $m_G$ = Relación de transmisión

El proceso interactivo común de cálculo de un sistema sinfín corona consiste en obtener un torque o potencia de salida conocidos, haciendo variar la

distancia entre centros (y por ende la geometría del sinfín y la corona), de manera que se obtengan módulos o pasos diametrales comerciales.<sup>27</sup>

Shigley recomienda para el diseño de un sistema sinfín-corona, tener los siguientes datos:

- Potencia de salida
- Velocidad de entrada
- Relación de transmisión
- Materiales y procesos

De igual manera, Shigley considera como variables de diseño a:

- Paso axial del tornillo sinfín
- Diámetro del tornillo sinfín
- Ancho de cara de la corona<sup>28</sup>

### **Esfuerzos sobre sistemas sinfín-corona**

Se calcula el esfuerzo a flexión sobre los dientes de la corona (los dientes del sinfín son intrínsecamente más fuertes) con una adaptación de la ecuación de Lewis:

$$\sigma_a = \frac{W_{tg}}{px \cdot \cos \lambda \cdot F \cdot y} \quad (2.16)$$

*Donde:*  $W_{tg}$ = Carga tangencial sobre la corona

$px$ = Paso axial del sinfín

$\lambda$ = Ángulo de hélice

$F$ = Ancho de cara de la corona

$y$ = Factor de forma de Lewis<sup>29</sup>

---

<sup>27</sup> NORTON R.L., Diseño de Máquinas, Editorial PEARSON, 1ra Edición, Pág 795-798

<sup>28</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición. Págs. 990-991

<sup>29</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, Pág. 988

Para la resistencia al desgaste (picadura), Buckingham determinó una ecuación que permite obtener la carga máxima permisible<sup>30</sup>; sin embargo, para aplicaciones de bajas rpms en las que no va a haber fatiga, el uso de esta verificación no es significativo.

### **2.1.7 DISEÑO DE FLECHAS**

Las flechas son elementos rotatorios generalmente de sección circular que se emplean para transmitir potencia o movimiento. Una vez calculados los engranes, se debe proceder al diseño de las flechas tomando en cuenta algunos puntos de vista:

1. Deflexión (por cortante, flexión, torsión) y pendiente en el eje.
2. Esfuerzo y resistencia (estática y a la fatiga)

Al calcular una flecha, basta con calcular el diámetro en la zona más crítica y después dimensionar el resto del eje a que cumpla las exigencias de los elementos que va a soportar.

Se debe hacer inicialmente un análisis de resistencia estática del eje, luego resistencia dinámica (a la fatiga) y, finalmente, con una geometría tentativa, verificar el diseño por deflexión y pendiente.<sup>31</sup>

#### **Diseño por resistencia**

La resistencia del eje está determinada por los modelos de falla de Gerber, Soderberg, ASME y otros.

---

<sup>30</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición. Pág. 996

<sup>31</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, pág. 1118-1120

Cualquier eje rotario sometido a cargas cortantes y a torsión sufrirá de un esfuerzo a flexión alternante y un esfuerzo torsional constante.

Para el criterio de energía de distorsión-elíptico, se tiene la siguiente fórmula de diámetro mínimo:

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{K_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right)^{1/3} \quad (2.17)$$

*Donde:*

$n =$	Velocidad de rotación del eje
$K_f$ y $K_{fs} =$	Factores de sensibilidad a la muesca
$M_a =$	Momento alternante
$T_m =$	Torsión media
$S_e =$	Resistencia a la fatiga
$S_y =$	Resistencia a la fluencia
$d =$	Diámetro mínimo del eje

La ecuación anterior puede simplificarse para casos más sencillos (por ejemplo sin muescas, etc.)<sup>32</sup>

### Diseño por fatiga

Para el diseño por fatiga, se debe tomar en cuenta que se debe calcular la resistencia a la fatiga del material:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e \quad (2.18)$$

*Donde:*

$S_e =$	Resistencia a la fatiga en una ubicación crítica de una máquina con una geometría y condición de uso específicas
$S_e =$	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
$k_a =$	Factor de modificación de la condición superficial
$k_b =$	Factor de modificación del tamaño
$k_c =$	Factor de modificación de la carga

<sup>32</sup>SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, pág. 1133

$k_d$ = Factor de modificación de la temperatura

$k_e$ = Factor de modificación de efectos varios<sup>33</sup>

Con esta resistencia, se procede a calcular el diámetro mínimo del eje en base a una de las fórmulas de energía de distorsión.

### **Diseño por deflexión y rigidez**

Para el diseño por deflexión y rigidez, se debe elegir una geometría (diámetro) para el eje y calcular la deflexión y la pendiente.

Se recomienda que las deflexiones permitidas en un eje aseguren que los dientes de un engrane no se separen más de 0.005in.

De igual manera, la deflexión angular del eje en un rodamiento de bolas o rodillos, no debe exceder de 0.04 grados.<sup>34</sup>

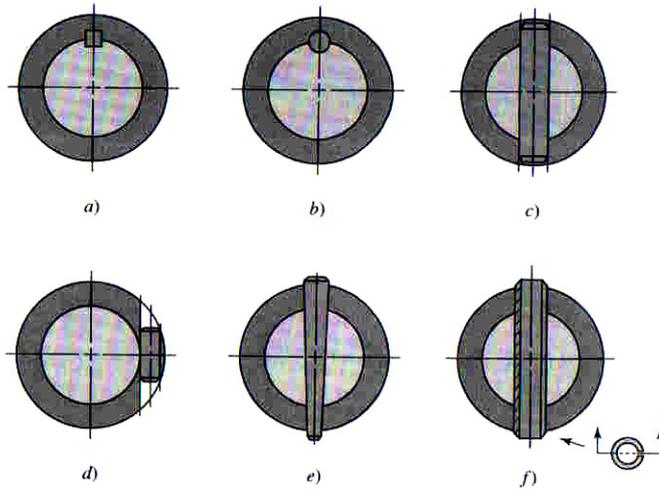
### **2.1.8 DISEÑO DE CHAVETAS Y SUJETADORES**

Conocidas como cuñas tienen el objeto de fijar elementos rotatorios como engranes o poleas. Estos elementos son empleados para permitir la transmisión del par de torsión o empuje o ambos. En la figura 2.12 se puede observar varios tipos de cuñas y pasadores.

---

<sup>33</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, pág. 379

<sup>34</sup> JUVINALL,R. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica , Editorial LIMUSA, pág. 592



**Figura 2.12** a) Cuña cuadrada; b) cuña redonda; c) y d) pasadores redondos; e) pasador ahusado; f) pasador elástico tubular hendido.<sup>35</sup>

La principal carga a la que son sometidos es de tipo cortante. Las dimensiones de las cuñas rectangulares se hallan ya tabuladas por algunos fabricantes y son diseñadas según el diámetro del eje en el que son instaladas. En la siguiente tabla se coloca un listado de algunas cuñas de tipo cuadrado.

<sup>35</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, Pág 515

**Tabla 2.6** Dimensiones en pulgadas para algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar.<sup>36</sup>

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Para el esfuerzo cortante sobre la cuña se recurre a la fórmula más básica del esfuerzo cortante.

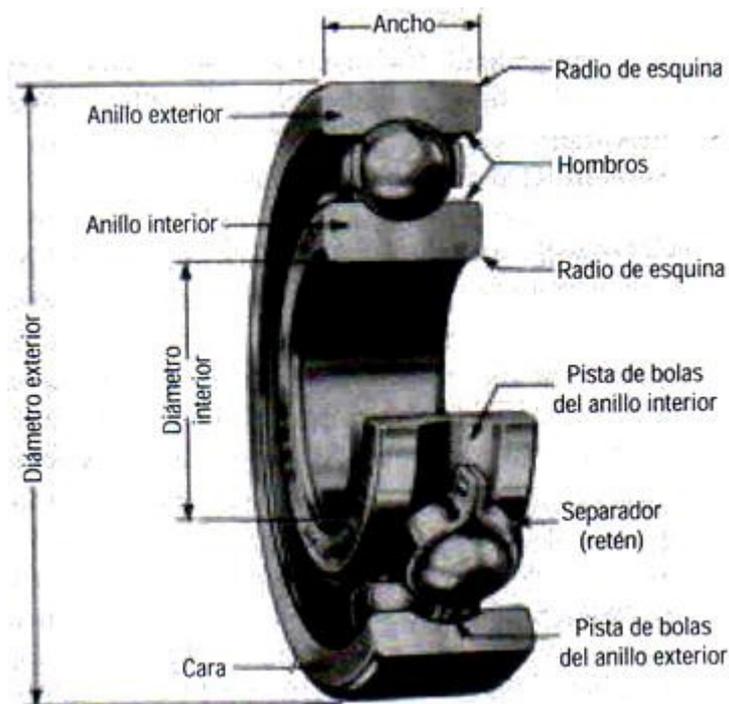
$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2.19)$$

Donde:  $\tau$ = Esfuerzo cortante  
 $F$ = Fuerza que produce el cortante  
 $A$ = Área donde actúa la fuerza cortante

Donde  $F$  es la fuerza transversal al área  $A$  sobre la que actúa el esfuerzo  $\tau$ .

<sup>36</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición, Pág 516

## SELECCIÓN DE RODAMIENTOS



**Figura 2.13** Elementos principales de un rodamiento de bolas

Para la selección de rodamientos, se deben seguir los procedimientos estándar establecidos por los grandes fabricantes mundiales de rodamientos, como SKF y FAG.

El Catálogo de rodamientos FAG tiene un método reconocido para la óptima selección de rodamientos, el cual requiere de los siguientes elementos de entrada:

- Cargas axiales y radiales
- Velocidad del eje
- Diámetro del eje
- Condiciones medioambientales
- Condiciones de servicio
- Vida esperada

Como primer paso, se debe determinar el tipo de rodamiento más apropiado para las funciones requeridas, ya sea axial de bolas, de husillos, cilíndrico, etc.

Luego, se procede a determinar la disposición de los rodamientos: fijos, libres, etc.

El siguiente paso consiste en determinar si se deben diseñar los rodamientos de manera estática (velocidad del eje menor a 10 rpm) o dinámica (velocidad del eje mayor a 10 rpm)

Ya sea una determinación estática o dinámica, el siguiente paso es asumir un rodamiento de la familia escogida. Con esto, se tienen datos de capacidad de carga estática  $C_o$  y capacidad de carga dinámica  $C$  del rodamiento.

Si la determinación va a ser estática, se deben seguir los siguientes pasos:

- Determinar la carga estática equivalente en base a las ecuaciones específicas para cada familia de rodamientos
- Compararla con la capacidad de carga estática del rodamiento y verificar que el factor de seguridad obtenido sea satisfactorio.

Si la determinación va a ser dinámica, se deben seguir los siguientes pasos:

- Obtener el factor  $f_o$  del rodamiento (en base a la familia y modelo asumido)
- Calcular la relación

$$\frac{f_o.F_{ax}}{C_o} \quad (2.20)$$

- En base a ese valor obtener el valor de relación entre carga axial y radial  $e$ .
- Comparar ese valor con la relación entre la carga axial y radial que se tienen sobre el rodamiento. En base a esta comparación se puede

obtener los coeficientes X e Y que permitirán obtener la carga dinámica equivalente.

**Tabla 2.7** Factores radiales y axiales para rodamientos rígidos de bolas

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

- Obtener la carga dinámica equivalente

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_{ax} \quad (2.21)$$

- Con la relación  $F_{ax}/F_r$  se procede a determinar la fórmula para la carga estática equivalente  $P_0$  y se la calcula.
- Se calcula la vida esperada del rodamiento en  $10^6$  ciclos o en horas.
- Se procede a calcular la carga teórica requerida ya sea usando la fórmula de vida estándar o la ampliada:

*Fórmula de vida estándar*

$$C = (L)^{1/P} \cdot P \quad (2.22)$$

- Donde:
- C= Capacidad de carga dinámica
  - L= Vida esperada del rodamiento
  - P= Factor por tipo de rodamiento
  - P= Carga dinámica equivalente

*Fórmula de vida ampliada*

$$C = \left( \frac{L}{a1.a23} \right)^{1/P} .P \quad (2.23)$$

*Donde:*

- $C=$  Capacidad de carga dinámica
- $L=$  Vida esperada del rodamiento
- $P=$  Factor por tipo de rodamiento
- $P=$  Carga dinámica equivalente
- $a1=$  Factor de confiabilidad
- $a23=$  Factor para material y condiciones de servicio.

El cálculo de los factores  $a1$  y  $a23$  se lo hace en base a tablas y cálculos especificados en el Catálogo FAG.

- Se compara la capacidad de carga del rodamiento preseleccionado con la carga teórica requerida. Si el factor de seguridad no es satisfactorio, se elige otro rodamiento y se inicia todo el proceso de nuevo.<sup>37</sup>

## **2.2 ESTRUCTURAS METÁLICAS**

Las Estructuras Metálicas constituyen un sistema constructivo muy difundido en varios países, cuyo empleo suele crecer en función de la industrialización alcanzada en la región o país donde se utiliza. Las estructuras metálicas poseen una gran capacidad resistente por el empleo de acero. La estructura característica es la de entramados con nudos articulados, con vigas

---

<sup>37</sup> Catálogo FAG, págs. 22-148

simplemente apoyadas o continuas, con complementos singulares de celosía para arriostrar el conjunto.<sup>38</sup>

### 2.2.1 EL ACERO ESTRUCTURAL

El acero es considerado como un material estructural muy ventajoso debido a varias propiedades:

**Alta resistencia.** La alta resistencia por unidad de peso permite conseguir estructuras más livianas.

**Uniformidad.** Las propiedades del acero no cambian a lo largo del tiempo.

**Elasticidad.** La ley de Hooke es aplicable hasta esfuerzos bastante altos.

**Durabilidad.** Con un mantenimiento adecuado, la durabilidad de las estructuras de acero puede ser indefinida.

**Ductilidad.** Ciertos aceros tienen una alta ductilidad, es decir, pueden soportar grandes deformaciones sin fallar debido a altos esfuerzos a tensión.

**Tenacidad.** Los aceros pueden absorber grandes cantidades de energía (martilleo, doblado, taladrado, etc.) sin fracturarse.

Por otra parte, se debe tener en cuenta que a nivel estructural el acero presenta ciertas desventajas, entre ellas:

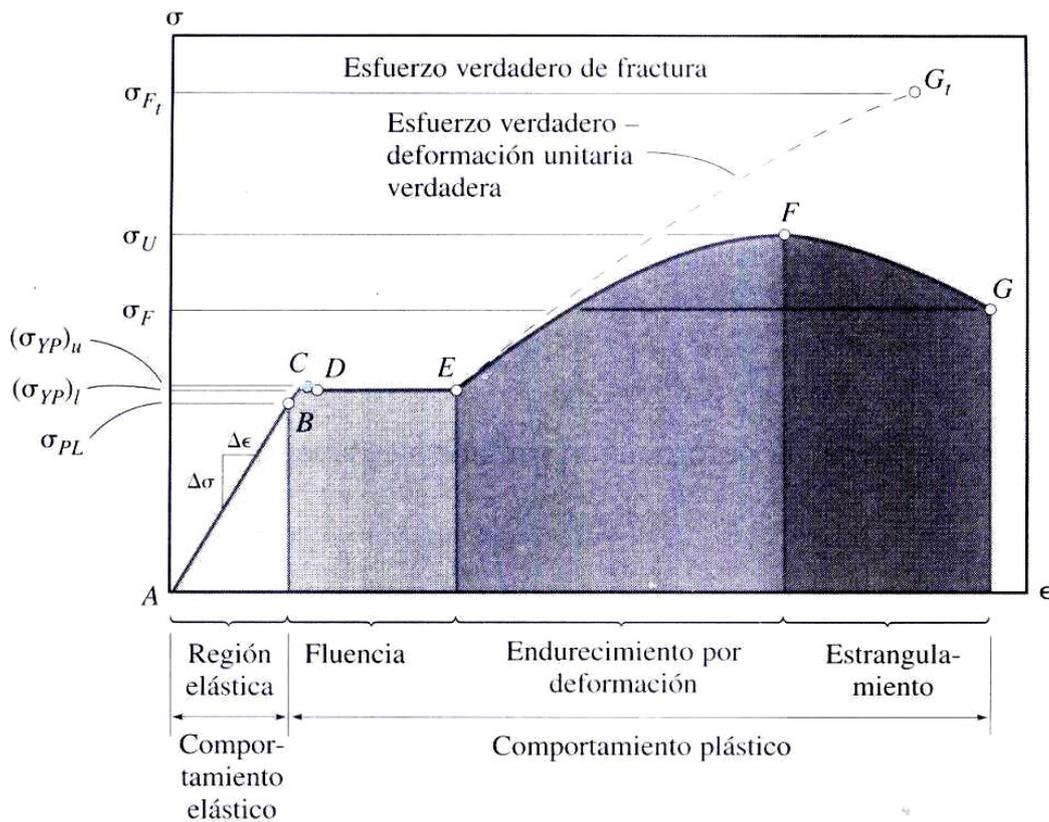
- Costos de mantenimiento, por ejemplo contra la corrosión
- Reducción de la resistencia del material por fatiga

El acero puede laminarse en forma económica en una amplia gama de formas y tamaños, por ejemplo los perfiles I y T.

Al trabajar con acero estructural, es necesario conocer las propiedades del mismo. El gráfico esfuerzo-deformación ofrece mucha información sobre el comportamiento del acero en determinadas situaciones.

---

<sup>38</sup> <http://www.construmatica.com/>



**Figura 2.14** Diagrama esfuerzo-deformación del acero<sup>39</sup>

Los elementos más importantes de este gráfico son:

*Límite elástico.* Mayor esfuerzo que un material puede resistir sin deformarse permanentemente.

*Esfuerzo de fluencia.* Esfuerzo en el que se presenta un incremento brusco en la deformación sin un equivalente incremento en el esfuerzo. Es la propiedad más importante del acero para el proyectista.

*Deformación elástica.* Deformación presente antes del esfuerzo de fluencia.

*Deformación plástica.* Deformación que ocurre después del esfuerzo de fluencia y sin incremento del esfuerzo.

*Zona de endurecimiento por deformación.* En esta zona se requieren mayores esfuerzos para producir deformaciones mayores.<sup>40</sup>

<sup>39</sup> <http://members.fortunecity.com/>

### 2.2.1.1 CONSIDERACIONES DEL PROYECTISTA ESTRUCTURAL

El proyectista debe enfocarse en algunos parámetros:

**Seguridad.** La estructura debe soportar las cargas, esfuerzos, deflexiones y vibraciones apropiadamente.

**Costo.** Se debe reducir los costos de fabricación sin afectar la resistencia de la estructura.

**Factibilidad.** Se debe procurar que el método de fabricación y el montaje sean lo más sencillo posible. <sup>41</sup>

### 2.2.2 PANDEO DE COLUMNAS

Se define al pandeo al tipo de falla que se produce en un elemento mecánico que es sometido a una carga axial de compresión. Para este estudio solo se toman en cuenta solo miembros esbeltos.

#### 2.2.2.1 RELACIÓN DE ESBELTEZ

Esta relación permite analizar el tipo de columna frente a una carga de compresión. Dicha relación viene determinada por:

$$\left(\frac{L}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{PL}}} \quad (2.24)$$

*Donde:*

- $L$  = Longitud de la columna
- $R$  = Radio de giro de la columna
- $E$  = Módulo de elasticidad del material de la columna
- $\sigma_{PL}$  = Esfuerzo de pandeo

---

<sup>40</sup> McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas Método LRFD, Editorial Alfa-Omega, 2da Edición. Pág 1-23.

<sup>41</sup> McCORMAC, Diseño de estructuras metálicas Método LRFD, Editorial Alfa-Omega, 2da Edición, Págs 1-23.

$$\sigma_{PL} = \sigma_{cr} \quad (2.25)$$

Donde:  $\sigma_{CR}$  = Esfuerzo de pandeo crítico

Por tanto cuando  $(L/r) > (L/r)_c$  se llama una columna larga, las mismas que fallan en el límite elástico de pandeo, es decir con el esfuerzo de pandeo de Euler. Si la columna es muy corta, no se pandeará, y fallará por aplastamiento en el esfuerzo último de compresión. Finalmente las columnas que se hallan intermedias fallan cuando llegan al límite de pandeo inelástico, como se halla representado en la Figura 2.15.

### 2.2.2.2 CARGA DE PANDEO DE EULER

El famoso matemático suizo Leonhard Euler (1707-1783), fue el primero en proponer la teoría de pandeo de columnas. Él estableció que la carga crítica en la que una columna empieza a pandearse es:<sup>42</sup>

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (2.26)$$

Donde:  $P_{cr}$  = Carga crítica sobre la columna  
 $L$  = Longitud de la columna  
 $E$  = Módulo de elasticidad del material de la columna  
 $I$  = Inercia del área transversal de la columna

De dónde se determina que el esfuerzo por pandeo de Euler es:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} \quad (2.27)$$

<sup>42</sup> MERIAM J.L. – KRAIGE L.G., Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, Pág. 620

*Donde:*  $\sigma_{CR}$ = Esfuerzo de pandeo crítico  
 $L$ = Longitud de la columna  
 $r$ = Radio de giro de la columna  
 $E$ = Módulo de elasticidad del material de la columna

Siendo  $r$  el radio de giro:

$$r = \sqrt{I / A} \quad (2.28)$$

*Donde:*  $r$ = Radio de giro de la columna  
 $I$ = Inercia del área transversal de la columna  
 $A$ = Área transversal de la columna

#### 2.2.2.2.1 LONGITUD EFECTIVA DE COLUMNAS

Para aplicar de correcta forma la ecuación de carga de pandeo de Euler se debe entender que debido a la configuración de los extremos en las columnas la forma del pandeo en cada una es diferente. De aquí nace el término de *longitud efectiva* de la columna  $L_e$ .<sup>43</sup> Esta es la longitud de una columna con extremos articulados que tiene la misma carga de pandeo que una columna real. De tal manera que la carga de pandeo queda determinada por:

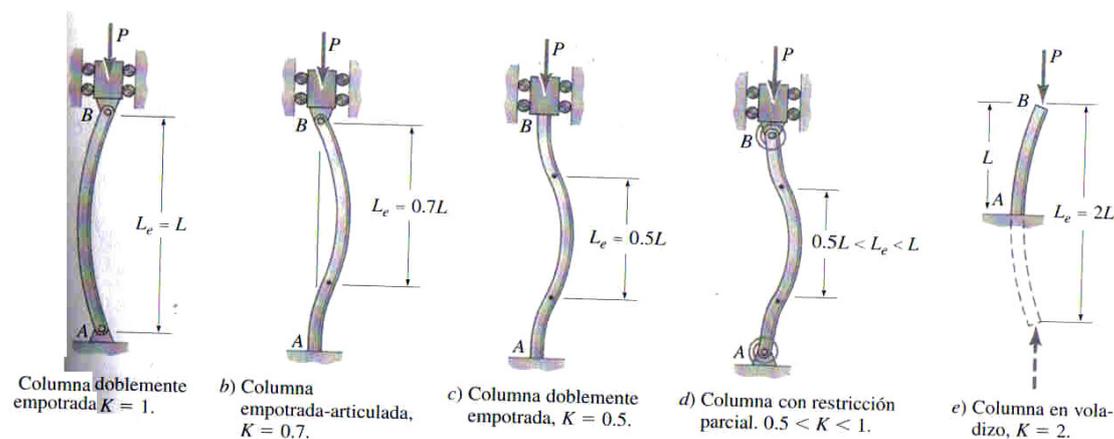
$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad (2.29)$$

*Donde:*  $P_{cr}$ = Carga crítica sobre la columna  
 $L_e$ = Longitud efectiva de la columna  
 $r$ = Radio de giro de la columna  
 $E$ = Módulo de elasticidad del material de la columna  
 $I$ = Inercia del área transversal de la columna

---

<sup>43</sup> MERIAM J.L. – KRAIGE L.G., Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, Pág. 626-627

Para la obtención de la longitud efectiva se puede ver en la figura 2.15, la misma que nos proporciona el factor K para cada tipo de configuración y multiplicarlo por la longitud real de la columna.



**Figura 2.15** Longitud efectiva de varias columnas<sup>44</sup>

Finalmente, para obtener el esfuerzo de pandeo elástico se aplica la siguiente ecuación<sup>45</sup>:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad (2.30)$$

Donde:

- $\sigma_{CR}$ : Esfuerzo de pandeo crítico
- $L$ : Longitud de la columna
- $r$ : Radio de giro de la columna
- $E$ : Módulo de elasticidad del material de la columna
- $I$ : Inercia del área transversal de la columna
- $K$ : Factor para obtener la longitud equivalente de la columna

### 2.2.3 ESTRUCTURAS METÁLICAS FIJAS Y MECANISMOS MÓVILES

Dentro de las clases de estructuras metálicas aplicadas al presente proyecto, se puede definir 2 tipos básicos:

<sup>45</sup> MERIAM J.L. – KRAIGE L.G., Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, pág. 627

### 2.2.3.1 ESTRUCTURAS METÁLICAS FIJAS

Se diseñan para ir en una cimentación y ser soporte de paneles, antenas y demás tipos de elementos. Se construyen con perfiles estructurales



**Figura 2.16** Estructura metálica fija para paneles fotovoltaicos.<sup>46</sup>

### 2.2.3.2 CARGA DE VIENTO EN ESTRUCTURAS DE BAJA ALTURA

Generalmente para estructuras de baja altura es poco práctico hacer un análisis de carga de viento como establece el código AISC; debido principalmente a que esta estructura tiene poca altura. Por tanto, en el análisis vamos a trabajar con la fórmula<sup>47</sup>:

$$F = \rho Q \Delta v \quad (2.31)$$

*Donde:*

- $F$ = fuerza que actúa sobre la estructura
- $\rho$ = densidad del aire
- $Q$ = caudal de aire
- $\Delta v$ = variación de velocidad

<sup>46</sup> <http://www.cumevasolar.com/>

<sup>47</sup> MOTT, Robert L., Mecánica de Fluidos Aplicada, Editorial Pearson, 4ta Edición, pág 451

### 2.2.3.3 MECANISMOS MÓVILES

La estructura se diseña para seguir determinados movimientos en uno o dos ejes, para lo cual requieren de motores eléctricos. Se requiere una programación del sistema de movimiento para conseguir la máxima eficiencia del dispositivo a ser reorientado (por ejemplo un captador solar o un panel fotovoltaico).



**Figura 2.17** Estructura metálica móvil en 2 ejes para seguidor solar.<sup>48</sup>

### 2.2.4 CORROSIÓN EN ESTRUCTURAS METÁLICAS

El sistema de seguimiento solar con rotación biaxial construido en el presente proyecto es de acero estructural, por lo que puede ser afectado por la corrosión, razón por la cual se debe analizar este fenómeno y los métodos de prevención del mismo.

De acuerdo con la Secretaria General De La Organización De Los Estados Americanos (Programa Regional Desarrollo Científico y Tecnológico), los

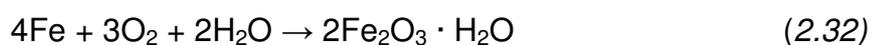
---

<sup>48</sup> <http://www.cumevasolar.com/>

perjuicios causados por la corrosión equivalen del 1.5 al 3.5% del Producto Nacional Bruto en numerosos países<sup>49</sup>, lo cual muestra la importancia de la prevención del proceso corrosivo en estructuras metálicas.

#### **2.2.4.1 PROCESO DE CORROSIÓN**

La mayoría de procesos de corrosión el acero estructural son de naturaleza electroquímica y se pueden expresar a través de la siguiente fórmula:



De la ecuación anterior se puede concluir que se requiere la presencia de agua y oxígeno el ambiente para que se produzca la corrosión.

#### **2.2.4.2 ASPECTOS QUE DETERMINAN LA CORROSIÓN**

Los principales factores que determinan la velocidad de corrosión son:

*Tiempo de humedecimiento.* Es el tiempo que la estructura ha estado sometida a humedades relativas de más del 80% (a más de 0°C), es decir, el tiempo que la estructura ha estado expuesta a lluvia, rocío, etc.

*Contaminación atmosférica.* Varios contaminantes atmosféricos, como sulfatos y cloruros, aumentan la velocidad de corrosión de las estructuras puesto que reaccionan con la superficie del acero produciendo sales ferrosas solubles que forman fisuras en la estructura.

---

<sup>49</sup> <http://www.construaprende.com/>

**Tabla 2.8** Categorías de corrosividad atmosférica y ejemplos típicos de ambientes.

Categoría de corrosividad	Pérdida de espesor (después de un año)		Ejemplos de ambientes típicos	
	Acero al carbono	Cinc	Exterior	Interior
C1 muy baja	≤ 1,3	≤ 0,1	–	Edificios calefaccionados con atmósferas limpias (por ej., oficinas, tiendas, escuelas, hoteles).
C2 baja	> 1,3 a 25	> 0,1 a 0,7	Atmósferas con bajo nivel de contaminación. La mayor parte de las áreas rurales.	Edificios no calefaccionados en los que puede haber condensación (almacenes, gimnasios cubiertos, etcétera).
C3 media	> 25 a 50	> 0,7 a 2,1	Atmósferas urbanas e industriales con contaminación. Moderada por dióxido de azufre. Áreas costeras de baja salinidad.	Ambientes industriales de alta humedad y algún grado de contaminación atmosférica (lavanderías, cervecerías, industria láctea, etcétera).
C4 alta	> 50 a 80	> 2,1 a 4,2	Áreas industriales y costeras con moderada salinidad.	Industrias químicas, piscinas, etcétera.
C5 industrial muy alta	> 80 a 200	> 4,2 a 8,4	Áreas industriales con alta humedad y atmósfera agresiva.	Edificios o áreas con condensación casi permanente y con alta contaminación.
C6 marina muy alta	> 80 a 200	> 4,2 a 8,4	Áreas costeras y <i>offshore</i> con alta salinidad.	Edificios o áreas con condensación casi permanente y con alta contaminación.

### 2.2.4.3 PREVENCIÓN DE LA CORROSIÓN

A través de un diseño óptimo y cuidadoso de la estructura metálica, se puede prevenir la corrosión en la misma. Para esto, se deben tomar en cuenta algunas recomendaciones:

- Evitar la formación de cavidades; de no ser posibles, sellarlas.
- Usar de preferencia uniones soldadas y no atornilladas.
- Diseñar espacios para el escurrimiento del agua
- Permitir la libre circulación del aire a través de toda la estructura metálica
- Todos los componentes de la estructura deben permitir el acceso para inspección y mantenimiento (por ejemplo, para repintar).
- Pintar la estructura

#### **2.2.4.4 PINTURA COMO MEDIO DE PROTECCIÓN CONTRA LA CORROSIÓN**

La pintura es considerada uno de los mejores sistemas de protección contra la corrosión en estructuras metálicas.

La pintura se define como una suspensión homogénea de pigmentos dispersos en un líquido y que posee proporciones menores de aditivos. Las pinturas pueden clasificarse en función del orden de aplicación de las mismas sobre la estructura, así:

*Pinturas de fondo.* Se aplican directamente sobre la superficie metálica limpia, con el objeto de promover la adherencia de la pintura al sustrato.

*Pinturas intermedias.* Contribuyen añadiendo espesor al sistema de pintura empleado. Se pueden aplicar varias capas hasta lograr el espesor adecuado.

*Pinturas de acabado.* Protegen al sistema contra el medio ambiente, dan color y brillo a la estructura. Deben ser resistentes a los factores climáticos y a los agentes químicos.

**Tabla 2.9** Sistemas de pintura recomendados para ambientes de diferente agresividad<sup>50</sup>

Ambiente	Tipo	Pintura	Manos	Espesor seco por mano (µm)	Espesor seco total (µm)	Costo	Expectativa de durabilidad (años)	Observaciones
Rural 1	Fondo y acabado	Alquídica doble función	1	75	75	Bajo	3 a 6	–
Rural 2	Fondo y acabado	Primer alquídico Esmalte alquídico	1 2	40 40	120	Medio	4 a 7	–
Rural 3	Fondo acabado	Primer Epoxy Esmalte Epoxy	1 2	40 40	120	Medio	6 a 9	Se calcina
Urbano 1	Fondo acabado	Primer alquídico Esmalte alquídico	2 2	40 40	160	Bajo	4 a 7	–
Urbano 2	Fondo y acabado	Colores Epoximástico	1	120	120	Medio	6 a 9	Se calcina
Urbano 3	Fondo y acabado	Poliuretano doble función	2	70	140	Alto	7 a 10	Resistente a la calcinación
Industrial 1	Fondo y acabado	Colores Epoximástico	2	125	250	Medio	6 a 9	Se calcina
Industrial 2	Fondo acabado	Primer Epoxy Esmalte Epoxy	1 2	75 100	275	Medio	6 a 9	Se calcina
Industrial 3	Fondo acabado	Primer Epoxy Esmalte Poliuretano	1 2	125 75	275	Alto	7 a 10	Resistente a la calcinación
Marítimo 1	Fondo intermedia acabado	Primer Etil-Silicato de Cinc Epoxy-Poliamida (tie-coat) Esmalte Poliuretano	1 1 2	75 40 75	265	Alto	8 a 12	Resistente a la calcinación
Marítimo 2	Fondo intermedia acabado	Primer Epoxi rico en cinc Esmalte Epoxi Esmalte Poliuretano	1 1 1	75 125 75	275	Alto	7 a 11	Resistente a la calcinación
Marítimo 3	Fondo acabado	Primer Epoxy Esmalte Poliuretano	2 1	125 50	300	Alto	6 a 10	Resistente a la calcinación

## 2.3 ROTACIÓN DEL SÓLIDO RÍGIDO

Si en un cuerpo extenso se considera que las partículas que lo constituyen conservan en todo momento posiciones relativas fijas, el sistema resultante se denomina sólido rígido. En este sistema la velocidad angular de todas sus partículas es la misma, con independencia del eje de giro.

### 2.3.1 MOMENTO ANGULAR DE UN SÓLIDO RÍGIDO

Como la velocidad angular de giro de un sólido rígido es idéntica para todas sus partículas constituyentes, el momento angular del sólido vendrá dado por la expresión:

<sup>50</sup> <http://www.gerdau.com.br/>

$$\vec{L} = \sum m_i \vec{r}_i \times \vec{v}_i = \sum m_i \vec{r}_i (\vec{\omega} \times \vec{R}_i) \quad (2.33)$$

Donde:

- $L$  = Momento angular
- $m_i$  = Masa del sólido
- $r_i$  = Posición del sólido
- $v_i$  = Velocidad lineal del sólido
- $\omega_i$  = Velocidad angular del sólido
- $R_i$  = Radio en el que gira el sólido

donde  $\omega$  es la velocidad angular y el vector de posición de la partícula  $i$  con respecto al eje de giro. Esta expresión se puede desarrollar para convertirse en la siguiente (donde  $h_i$  es la altura de cada partícula con respecto al origen):

$$\vec{L} = \vec{\omega} \sum_{I=1}^N m_i R_i^2 + \sum_{i=1}^N m_i (\omega \cdot \vec{h}_i) \vec{R}_i \quad (2.34)$$

Donde:

- $L$  = Momento angular
- $m_i$  = Masa del sólido
- $r_i$  = Posición del sólido
- $h_i$  = Altura de cada partícula del sólido
- $\omega$  = Velocidad angular del sólido
- $R_i$  = Radio en el que gira el sólido

El primer miembro de esta expresión es la componente longitudinal del momento angular, mientras que el segundo es su componente transversal.<sup>51</sup>

---

<sup>51</sup><http://150.214.57.159/recursos/ficheros/>

### 2.3.2 MOMENTO DE INERCIA

Por definición, el valor escalar del momento angular longitudinal de un sólido rígido se denomina momento de inercia  $I$ , y se expresa como:

$$I = \sum_{i=1}^N m_i R_i^2 \Rightarrow \vec{L}_i = I \vec{\omega} \quad (2.35)$$

*Donde:*

- $I =$  Momento de inercia
- $L =$  Momento angular
- $m_i =$  Masa del sólido
- $\omega =$  Velocidad angular del sólido
- $R_i =$  Radio en el que gira el sólido

El momento de inercia no depende de las fuerzas que intervienen en un sistema físico, sino tan sólo de la geometría del cuerpo y de la posición del eje de giro.

### 2.3.3 TEOREMA DE STEINER

En la determinación de los momentos de inercia de los cuerpos se aplica con frecuencia el llamado teorema de Steiner, que establece una relación entre el momento de inercia  $I'$  con respecto a un eje arbitrario y el momento de inercia  $I$ , medido según un eje paralelo al anterior que pasa por el centro de masas. Matemáticamente, el teorema de Steiner se expresa como:

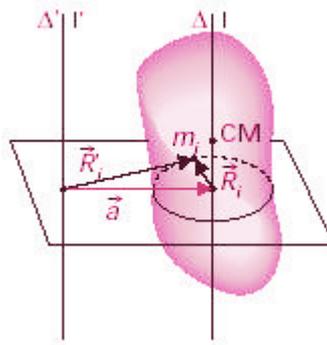
$$I' = I + ma^2 \quad (2.36)$$

*Donde:*

- $I =$  Momento de inercia
- $I' =$  Momento de inercia con respecto a un eje paralelo
- $m =$  Masa del sólido

$a =$  Módulo del vector perpendicular

donde  $a$  es el módulo del vector que va perpendicular del eje arbitrario al que pasa por el centro de masas.



**Figura 2.18** Ilustración del teorema de Steiner o del eje paralelo.<sup>52</sup>

### 2.3.4 CÁLCULO DE MOMENTOS DE INERCIA

Para facilitar el cálculo de los momentos de inercia se aplican varias propiedades elementales de carácter geométrico:

- **Aditividad**, según la cual el momento de inercia de un sólido complejo puede calcularse como la suma de los momentos de inercia de las formas geométricas elementales que lo constituyen.
- **Reordenación** de las partes del sólido, según la cual el momento de inercia de un cuerpo equivale al de otro sólido conocido en el que se pueda transformar por redistribución de sus formas geométricas elementales.
- **Simetría**, que permite descomponer un sólido en varias partes simétricas que contribuyen por igual al momento de inercia global.<sup>53</sup>

<sup>52</sup><http://150.214.57.159/recursos/ficheros/>

## 2.4 ORIENTACIÓN DE LA TIERRA FRENTE AL SOL

Las estructuras de seguimiento solar se diseñan con el objeto de aprovechar la radiación solar, y requieren para la automatización de su movimiento de sensores que detecten la luz solar, razón por la cual se deben analizar algunos tópicos relacionados con el Sol.

Debido a los movimientos de la Tierra (rotación, traslación y nutación), se genera una trayectoria solar aparente (aparente porque realmente la Tierra se mueve alrededor del sol) por la cual la altitud solar cambia de acuerdo al mes del año.

Por este fenómeno, la trayectoria de un sistema de seguimiento solar se debe corregir constantemente respecto a 2 ángulos:

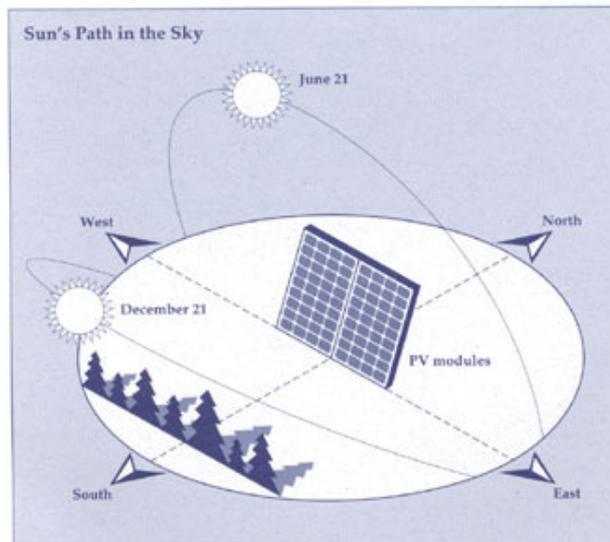
**Ángulo de altitud solar.** Es el ángulo que se forma entre un horizonte ideal (plano) y el sol.<sup>54</sup>

**Ángulo de azimut solar.** Es el ángulo formado entre la proyección de una línea imaginaria trazada entre el sol y un observador, y una línea imaginaria trazada entre el observador y el sur.<sup>55</sup>

---

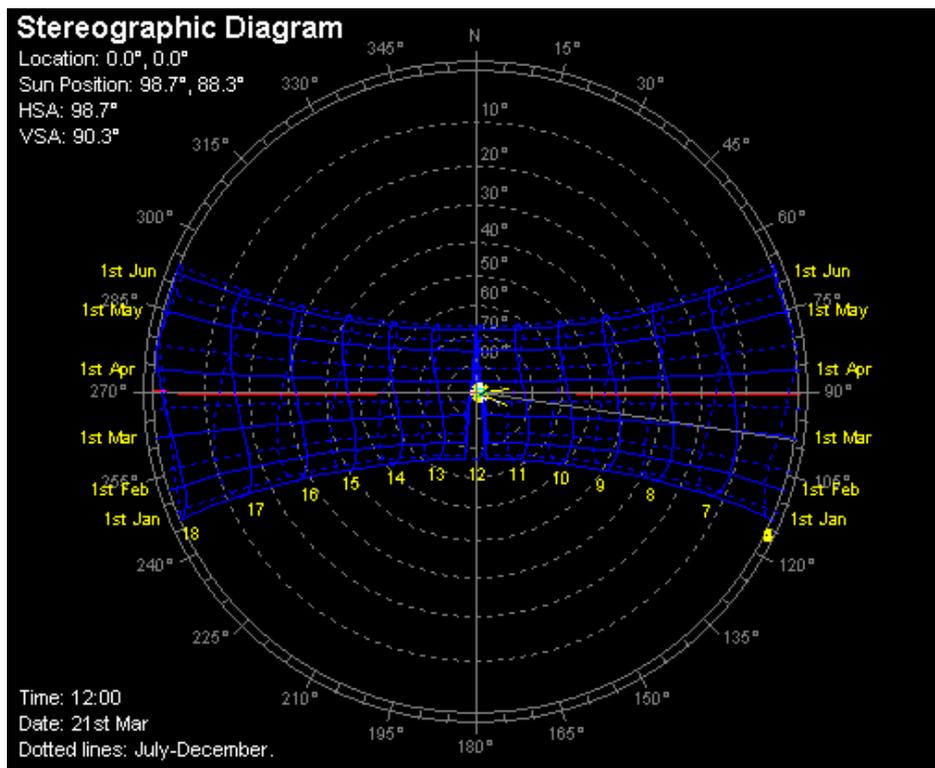
<sup>53</sup><http://150.214.57.159/recursos/ficheros/>

<sup>54</sup> <sup>55</sup> [http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_elevation\\_angle](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_elevation_angle)



**Figura 2.19** Variación de la altitud y azimut solar en diciembre y junio en el hemisferio norte.<sup>56</sup>

Un esquema de la trayectoria solar para una zona de latitud 0° se muestra a continuación:



**Figura 2.20** Diagrama estereográfico<sup>57</sup> de la trayectoria solar en un punto de latitud 0°.

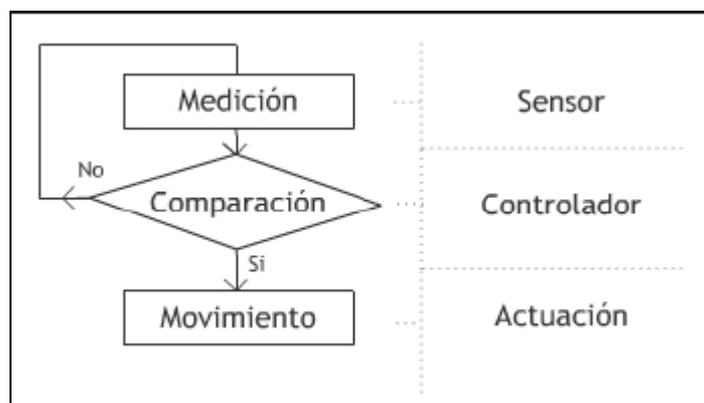
<sup>56</sup> <http://www.rerc-vt.org/images/sunpath.jpg>

## 2.5 SISTEMAS DE SEGUIMIENTO SOLAR

Los sistemas de seguimiento solar permiten una mejor rentabilidad para el colector solar debido principalmente a la cantidad de energía que puede captar a diferencia de un sistema fijo.

### 2.5.1 FUNCIONAMIENTO

El sistema consta básicamente de tres partes principales que son: el sensor, el controlador y la actuación. El principio de funcionamiento se basa en un control básico a lazo cerrado el cual mide, compara y luego actúa.<sup>58</sup>



**Figura 2.21** Diagrama de operación del sistema<sup>22</sup>

En los sistemas que utilizan sensores de luz, el sensor detecta el movimiento del sol a través de una diferencia de luminosidad generada por la sombra en la sonda. Luego, el controlador compara la señal y si sobrepasa el umbral establecido (calibrado por el usuario con anterioridad) envía una señal para que el motor desplace la estructura a la nueva posición de óptimo lumínico.

<sup>57</sup><http://www.learn.londonmet.ac.uk/>

<sup>58</sup><http://www.consumer.es/>

Como alternativa adicional, se pueden usar sensores inductivos de proximidad y programar el movimiento en base a éstos (que actuarían como límites iniciales y finales del movimiento).

## **2.6 AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL**

La automatización Industrial se define como el uso de sistemas y/o elementos computarizados para controlar la maquinaria de distintos procesos, y de esta manera disminuir la necesidad de operadores humanos.

Los primeros mecanismos autómatas datan del 300 A.C.; entre ellos se tienen barcos a vela que reemplazaron la necesidad de remos. Posteriormente se consiguieron grandes logros durante la revolución industrial, por ejemplo la fabricación de un telar automático. En el último siglo la automatización alcanzó niveles impresionantes debido a la aparición de computadoras digitales, las cuales han permitido que se automaticen procesos muy especializados.

La estructura de seguimiento solar del presente proyecto consta de un mecanismo automático de movimiento basado en PLC's, sensores y actuadores, por lo que deben analizar a fondo dichos temas.<sup>59</sup>

### **2.6.1 SENSORES**

Un sensor es un dispositivo que puede transformar magnitudes químicas o físicas en señales eléctricas.

Entre las magnitudes físicas y químicas que puede medir un sensor se tienen: Velocidad, desplazamiento, presión, pH, intensidad luminosa, etc.

---

<sup>59</sup> <http://es.wikipedia.org/wiki/Automatizaci%C3%B3n>

Entre las señales eléctricas que pueden ser obtenidas se tienen: Corriente eléctrica (usualmente de 4mA a 20mA), resistencia eléctrica, tensión eléctrica, capacidad eléctrica, etc.

Las principales características de los sensores son:

*Rango.* Se especifica por los valores máximos y mínimos de entrada y salida

*Alcance.* Máxima variación entre la entrada y la salida

*Resolución.* Mínima variación de la magnitud de entrada que puede apreciarse a la salida.

*Velocidad de respuesta.* Depende de la capacidad del sistema para seguir las variaciones de la entrada.

*Precisión.* Es el error de medida máximo que se espera.

*Sensibilidad.* Relación entre la variación de la salida y la variación de la entrada

*Linealidad.* Cuánto se acerca la relación entre entradas y salidas a una relación lineal.

El presente proyecto requiere del uso de sensores de luz.<sup>60</sup>

### **2.6.1.1    SENSORES EN SISTEMAS DE SEGUIMIENTO SOLAR**

Se pueden utilizar primordialmente sensores de luz o sensores inductivos de proximidad.

Los sensores de luz detectan la iluminancia. Básicamente, existen 3 tipos de sensores de luz:

*Fotorresistencias.* Son resistencias variables con la luz, son muy parecidos a los potenciómetros y se conocen también como fotocélulas.

---

<sup>60</sup> <http://es.wikipedia.org/wiki/Sensor>

*Fotodiodos.* Tienen una gran sensibilidad, producen una salida lineal en un amplio rango de niveles de luz, y responden rápidamente a los cambios de iluminación.

*Fototransistores.* Tienen una mayor sensibilidad a la luz que las fotorresistencias.<sup>61</sup>

Los sensores inductivos, por su parte, pueden actuar como elementos para encender o apagar el movimiento en posiciones específicas del seguidor.

## **2.6.2 ACTUADORES**

Los actuadores son dispositivos que pueden generar una fuerza partir de líquidos, gases o electricidad con el objeto de provocar un efecto sobre un proceso automatizado.

De manera general, los actuadores pueden clasificarse en:

*Actuadores hidráulicos.* Funcionan en base a fluidos a presión (por ejemplo agua, aceite, etc.). Requieren de bastante mantenimiento y se usan principalmente para generar potencia. Entre ellos se tienen: motores hidráulicos, cilindros hidráulicos, entre otros.

*Actuadores neumáticos.* Son dispositivos que convierten la energía del aire comprimido en trabajo mecánico. Entre ellos se tienen motores neumáticos, cilindros neumáticos, motores rotatorios con pistón, entre otros.

*Actuadores eléctricos.* Utilizan la energía eléctrica como fuente de poder. Son sistemas altamente versátiles ya que no presentan restricciones en cuanto a la distancia a la fuente de poder y el actuador. Entre ellos se pueden

---

<sup>61</sup> [http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/rob\\_sis5.htm](http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/rob_sis5.htm)

resaltar los servomotores, motores de inducción, motores de corriente continua, etc.<sup>62</sup>

### 2.6.3 PROGRAMACIÓN DE UN PLC

Un PLC (Programmable Logic Controller) es un dispositivo electrónico encargado de controlar un proceso industrial en tiempo real. El PLC recibe las señales de los diferentes sensores que están colocados en el proceso, y envía órdenes a los actuadores del mismo.

De manera general, un PLC se compone de los siguientes componentes:

*Dispositivos de entrada/salida.* Permiten la entrada de las señales de los sensores y la salida de las señales hacia los actuadores.

*Memoria.* Donde el PLC guarda la programación y los datos.

*CPU (Unidad Central de Procesamiento).* De manera similar al CPU de un computador, el CPU de un PLC lee las entradas, ejecuta los programas, realiza cálculos y controla las salidas.<sup>63</sup>

Para programar un PLC, se requiere de un periférico del autómatas como por ejemplo un PC, una consola de programación, etc. Las distintas marcas de PLCs constan de un software específico para la programación de los mismos, como es el caso del programa Step 7 que permite programar de una manera sencilla los PLCs Siemens S\_300. La programación se la puede realizar en varios lenguajes estandarizados, por ejemplo: lista de instrucciones (IL ), diagrama de funciones ( FBD), diagrama escalera ( LD ), etc. Se pueden usar de igual manera simuladores de PLCs, los cuales permiten verificar la

---

<sup>62</sup> <http://es.wikipedia.org/wiki/Actuador>

<sup>63</sup> [http://www.uclm.es/profesorado/rcarcelen\\_plc/control.htm](http://www.uclm.es/profesorado/rcarcelen_plc/control.htm)

programación realizada antes de transmitirla al autómata, lo cual asegura el correcto funcionamiento del PLC al momento de probarlo en la vida real.<sup>64</sup>

---

<sup>64</sup> LUIS ECHEVERRÍA. PLCs3.pdf, Escuela Politécnica del Ejército, 2007

## **CAPÍTULO 3**

### **SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

#### **3.1 PARÁMETROS DE CALIFICACIÓN**

Las distintas características del sistema de seguimiento solar serán evaluadas de acuerdo a los siguientes parámetros de calificación:

##### **Aspectos Técnicos**

- Facilidad de Fabricación
- Facilidad de Montaje
- Disponibilidad de Materiales

##### **Aspectos Económicos**

- Costo de Fabricación
- Costo de Mantenimiento
- Costo de Montaje

## **Aspectos Operacionales**

- Seguridad
- Facilidad de Operación

## **3.2 CARACTERÍSTICAS**

Las características del sistema de seguimiento solar que deberán someterse a una matriz de decisión son las siguientes:

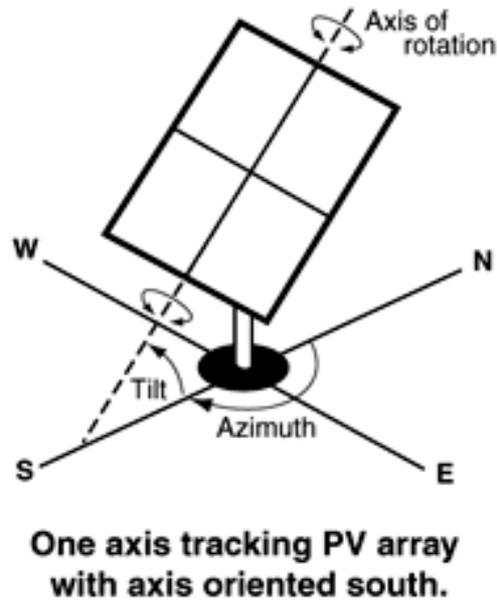
### **3.2.1 TIPO DE SEGUIMIENTO SOLAR**

Entre los tipos de seguimiento solar se tienen:

#### **3.2.1.1 SEGUIDORES DE UN EJE**

Dentro de esta configuración se pueden distinguir 3 tipos:

**a) Eje norte-sur:** Se fija el eje en posición paralela en dirección norte-sur a través del cual los paneles giran siguiendo la posición del sol durante el día. Esta configuración tiene como inconveniente el que en zonas ubicadas en latitudes considerables se reciben los rayos con un ángulo muy elevado, por lo que baja la eficiencia del sistema. Es más adecuado para los trópicos.



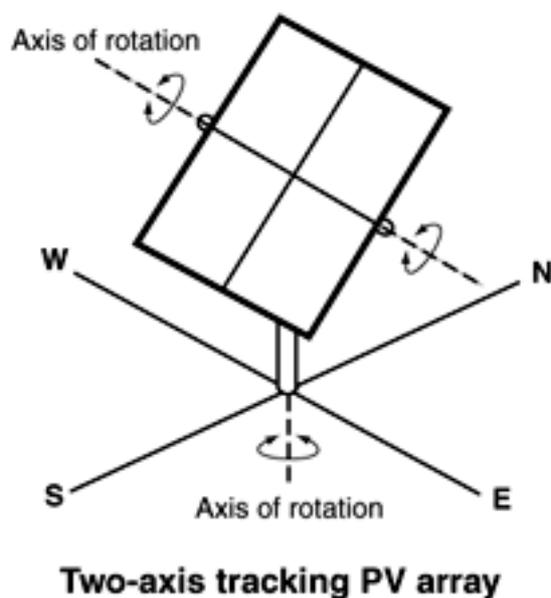
**Figura 3.1** Configuración de un seguidor de un eje con orientación norte-sur.<sup>65</sup>

**b) Eje norte-sur con ángulo:** Igual al anterior con la diferencia de que el eje no está paralelo al suelo sino que forma un ángulo con él igual a la latitud del lugar en el que se halla, lo que faculta su utilización en latitudes altas y bajas.

**c) Eje oeste-este:** Se fija el eje en posición paralela en dirección oeste-este con lo cual los paneles giran siguiendo al sol en su ángulo de altitud. Tiene eficiencias menores a las de los 2 sistemas anteriores.

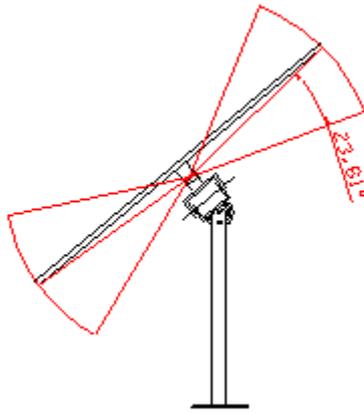
<sup>65</sup><http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/>

### 3.2.1.2 SEGUIDORES DE DOS EJES



**Figura 3.2** Configuración de un seguidor de dos ejes.

Con esta configuración se puede seguir al sol tanto en azimut (latitud) como en altitud solar. Esta configuración requiere que los dos ejes estén moviéndose continuamente lo cual representa un gasto de energía mecánica. Para conseguir un mayor ahorro de energía se debe lograr que el seguidor mueva un eje durante todo el día y el otro una sola vez en el día. El método para lograr esto consiste en conseguir una configuración que permita situar un eje en un ángulo igual a la latitud del lugar, y otro perpendicular a éste. Con este sistema se consigue que el primer eje controle el movimiento del concentrador frente al sol durante el día, mientras que el segundo controlará la declinación del sol respecto del eje solar (la cual es la misma todo el día).



**Figura 3.3** Configuración de un seguidor de dos ejes con ahorro energético.<sup>66</sup>

## **3.2.2 TIPO DE UNIDAD DE CONTROL**

### **3.2.2.1 CONTROL MANUAL**

Este debe realizarlo un operario quien debe colocar el equipo orientada al sol en forma aproximada. Las eficiencias que se alcanzan con este tipo de control son bajas ya que por no realizarse en periodos cortos se producen pérdidas en la captación de energía.<sup>67</sup>

### **3.2.2.2 PLC**

Programable Logic Controller (PLC), este tipo de equipo necesita de una programación en un determinado lenguaje, su diseño permite controlar en tiempo real la secuencia de pasos que podría realizar una máquina. El principio de funcionamiento es muy simple ya que necesita recibir señales por medio de sensores y compararlos con el programa lógico interno; finalmente, emite una señal sobre controladores que pueden ser motores, válvulas, bombas hidráulicas o neumáticas, etc.

---

<sup>66,67</sup> <http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/>



**Figura 3.4** Controlador Lógico Programable

Entre las ventajas de un PLC tenemos:

- No es necesario simplificar las ecuaciones lógicas, ya que, por lo general la capacidad de almacenamiento del módulo de memoria es lo suficientemente grande.
- Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir aparatos.
- Mínimo espacio de ocupación.<sup>68</sup>

### **3.2.2.3 CONTROL POR MICROPROCESADOR POR REALIMENTACIÓN**

Al igual que el controlador lógico programable funciona con el mismo principio no existe mucha diferencia con el mismo. En cuanto a una ventaja es el costo que es menor que del PLC. Un punto desfavorable es el de su confiabilidad ya que su ensamble interno es manual, y se debe procurar proteger muy bien el equipo a las condiciones climáticas.

### **3.2.2.4 CONTROL POR MICROPROCESADOR EN BUCLE ABIERTO**

Este sistema evita la compra de sensores que indiquen la posición del sol, sino que simplemente por conocimientos astronómicos de la posición del

---

<sup>68</sup><http://www.sc.ehu.es/sbweb/>

mismo se introducen fórmulas para que calcule el alineamiento del colector con el sol.<sup>69</sup>

### **3.2.3 TIPO DE SENSOR**

El sistema de seguimiento solar requerirá de sensores para su activación y apagado; por lo que se analizará los distintos tipos de sensores disponibles:

*Fotorresistencias.* Son resistencias variables con la luz, son muy parecidas a los potenciómetros y se conocen también como fotocélulas.

*Fotodiodos.* Tienen una gran sensibilidad, producen una salida lineal en un amplio rango de niveles de luz, y responden rápidamente a los cambios de iluminación.

*Fototransistores.* Tienen una mayor sensibilidad a la luz que las fotorresistencias.<sup>70</sup>

*Sensores inductivos.* Un sensor inductivo puede indicar la posición relativa del conjunto y enviar la señal al PLC, el cual encenderá un actuador de acuerdo a una programación establecida.

### **3.2.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO**

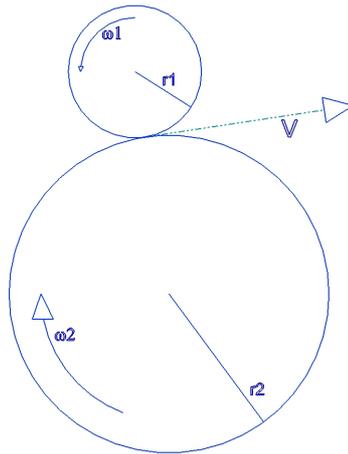
#### **3.2.4.1 TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO POR TRENES DE ENGRANES (TORNILLO SIN FIN-CORONA)**

Este sistema considera que las velocidades en los puntos de contacto de los engranes son iguales, por lo que las velocidades angulares tienen una relación inversa a los radios o números de dientes.

---

<sup>69</sup> <http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/>

<sup>70</sup> [http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/rob\\_sis5.htm](http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/rob_sis5.htm)



**Figura 3.5** Sistema de tren de engranes<sup>71</sup>

Velocidad en el punto de contacto: dientes externos

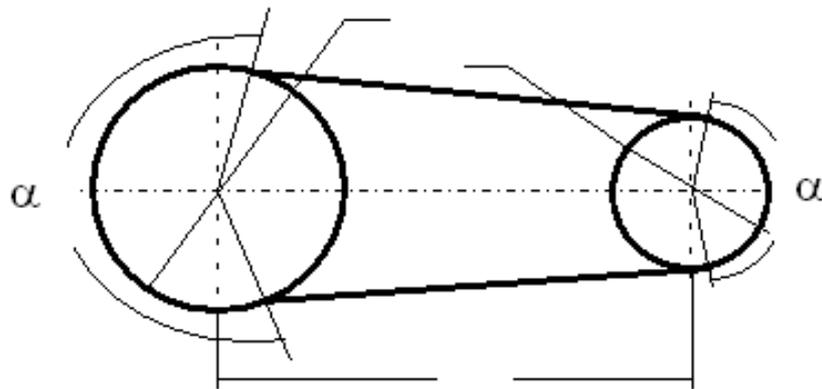
$$\begin{aligned}
 V_1 &= V_2 = V \\
 r_1 \omega_1 &= -r_2 \omega_2 \\
 \frac{r_2}{r_1} &= \frac{N_2}{N_1} = -\frac{\omega_1}{\omega_2}
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

- Donde:
- $V =$  Velocidad lineal
  - $r =$  radio
  - $N =$  Número de dientes
  - $\omega =$  Velocidad angular

### 3.2.4.2 TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO POR CORREAS Y POLEAS

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al moverse la cinta (correa) transmite energía desde la polea motriz a la polea movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas.

<sup>71</sup> <http://profesor.sis.uia.mx/>



**Figura 3.6** Esquema de una transmisión por correa

En la figura son identificados los parámetros geométricos básicos de una transmisión por correas.

Durante la transmisión del movimiento, en un régimen de velocidad uniforme, el momento producido por las fuerzas de rozamiento en las poleas (en el contacto correa-polea) será igual al momento motriz en el árbol conductor y al del momento resistivo en el árbol conducido. Cuanto mayor sea el tensado, el ángulo de contacto entre polea y correa, y el coeficiente de rozamiento, tanto mayor será la carga que puede ser transmitida por el accionamiento de correas y poleas.

### **Ventajas**

- Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes.
- Funcionamiento suave, sin choques y silencioso.
- Diseño sencillo.
- Costo inicial de adquisición o producción relativamente bajo.<sup>72</sup>

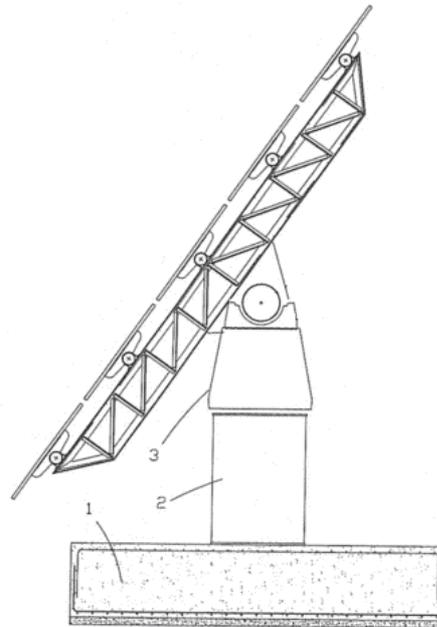
<sup>72</sup> <http://www.elprisma.com/>

### 3.2.5 ESTRUCTURA FIJA

Básicamente, la estructura fija del seguidor solar puede ser:

#### 3.2.5.1 PILAR FIJO

El pilar fijo (usualmente tubería) soporta la estructura giratoria.



**Figura 3.7** Estructura de pilar fijo.<sup>73</sup> Componentes: 1. Cimiento 2. Pilar fijo.  
3. Estructura giratoria

#### 3.2.5.2 ESTRUCTURA METÁLICA CON PERFILES

Una estructura metálica entramada formada de perfiles conforma la estructura base.

---

<sup>73</sup> <http://patentados.com/invento/>



**Figura 3.8** Estructura fija con perfiles<sup>74</sup>

### 3.2.6 GENERACIÓN DE MOVIMIENTO

La generación de movimiento puede hacerse de varias maneras:

#### 3.2.6.1 ACCIONAMIENTO MANUAL

Es el mecanismo de accionamiento más rudimentario de todos. Se usa comúnmente para ajustar el eje que sigue el azimut solar puesto que éste varía ligeramente.



**Figura 3.9** Sistema de accionamiento manual

<sup>74</sup> <http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/>

### 3.2.6.2 ACCIONAMIENTO POR MOTOR ELÉCTRICO

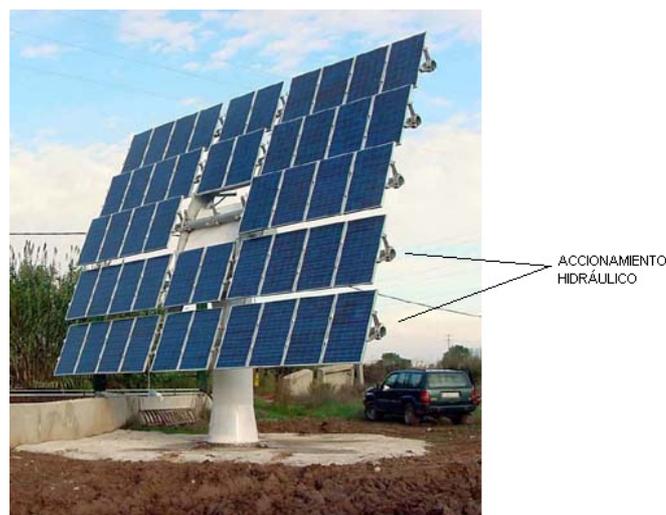
Es el más usado debido al control que se tiene del sistema de movimiento. Para aplicaciones pequeñas se utilizan servomotores (alto control de posición y velocidad) o moto-reductores; para aplicaciones más grandes se pueden utilizar motores de continua especiales (buen control de posición).<sup>75</sup>



**Figura 3.10** Sistema de accionamiento por motor eléctrico.<sup>76</sup>

### 3.2.6.3 ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO

Usado para sistemas de gran tamaño que requieren grandes fuerzas para producir el movimiento.<sup>77</sup>



**Figura 3.11** Sistema de accionamiento hidráulico.<sup>78</sup>

<sup>75</sup> <http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/>

<sup>76</sup> <http://www.sunpowercorp.com/>

<sup>77</sup> <http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/>

### 3.3 MATRIZ DE DECISIÓN

La matriz de decisión base para cada una de las características antes mencionadas será:

**Tabla 3.1** Formato de matriz de decisión

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS		
		A	B	C
<b>Aspectos Técnicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Técnicos</b>		
Disponibilidad de Materiales	15			
Facilidad de Fabricación	15			
Facilidad de Montaje	10			
<b>Aspectos Económicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Económicos</b>		
Costo de Fabricación	20			
Costo de Mantenimiento	10			
Costo de Montaje	10			
<b>Aspectos Operacionales</b>	<b>20</b>	<b>Aspectos Operacionales</b>		
Seguridad	10			
Facilidad de Operación	10			
<b>Puntuación Total</b>	<b>100</b>			

La matriz tiene ligeras modificaciones para algunas características debido a que ciertos parámetros son de vital importancia en las mismas.

A continuación se presentan las matrices de decisión para cada uno de las características claves seleccionadas para el diseño del sistema de seguimiento solar:

<sup>78</sup> [http://www.solener.com/seguidores\\_e.html](http://www.solener.com/seguidores_e.html)

### 3.3.1 TIPO DE SEGUIMIENTO SOLAR

**Tabla 3.2** Matriz de ponderación para seguimiento solar

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS			
		A	B	C	D
<b>Aspectos Técnicos</b>	<b>50</b>	<b>Aspectos Técnicos</b>			
Disponibilidad de Materiales	10	10	10	10	10
Facilidad de Fabricación	10	7	7	7	6
Facilidad de Montaje	10	8	8	8	7
Eficiencia	20	10	14	10	20
<b>Aspectos Económicos</b>	<b>35</b>	<b>Aspectos Económicos</b>			
Costo de Fabricación	15	12	12	12	11
Costo de Mantenimiento	10	9	9	9	8
Costo de Montaje	10	8	8	8	8
<b>Aspectos Operacionales</b>	<b>15</b>	<b>Aspectos Operacionales</b>			
Seguridad	5	5	5	5	5
Facilidad de Operación	10	10	9	10	9
<b>Puntuación Total</b>	<b>100</b>	79	<b>83</b>	79	84

Donde:

*Alternativa A: Sistema de seguimiento de eje norte-sur.*

*Alternativa B: Sistema de seguimiento de dos ejes con ahorro energético.*

*Alternativa C: Sistema de seguimiento este-oeste.*

*Alternativa D: Sistema de seguimiento de eje norte-sur con ángulo.*

### 3.3.2 TIPO DE UNIDAD DE CONTROL

**Tabla 3.3** Matriz de ponderación para tipo de unidad de control

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS			
		A	B	C	D
<b>Aspectos Técnicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Técnicos</b>			
Disponibilidad de Materiales	15	15	12	15	15
Facilidad de Fabricación	15	12	15	12	12
Facilidad de Montaje	10	8	10	7	7
<b>Aspectos Económicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Económicos</b>			
Costo de Fabricación	20	17	14	18	18
Costo de Mantenimiento	10	10	6	8	8
Costo de Montaje	10	7	10	7	7
<b>Aspectos Operacionales</b>	<b>20</b>	<b>Aspectos Operacionales</b>			
Seguridad	10	10	10	10	10
Facilidad de Operación	10	7	10	7	7
<b>Puntuación Total</b>	<b>100</b>	86	<b>87</b>	84	84

Donde:

*Alternativa A: Control manual*

*Alternativa B: PLC*

*Alternativa C: Control de Microprocesador por Realimentación*

*Alternativa D: Control por Microprocesador en Bucle Abierto*

### 3.3.3 TIPO DE SENSOR

**Tabla 3.4** Matriz de ponderación para tipo de sensor

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS			
		A	B	C	D
<b>Aspectos Técnicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Técnicos</b>			
Disponibilidad de Materiales	15	15	15	15	15
Facilidad de Fabricación	15	15	15	15	15
Facilidad de Montaje	10	8	8	8	12
<b>Aspectos Económicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Económicos</b>			
Costo de Fabricación	20	20	20	20	20
Costo de Mantenimiento	10	10	10	10	8
Costo de Montaje	10	8	8	8	8
<b>Aspectos Operacionales</b>	<b>20</b>	<b>Aspectos Operacionales</b>			
Seguridad	10	10	10	10	10
Facilidad de Operación	10	10	10	10	10
<b>Puntuación Total</b>	<b>100</b>	96	96	96	<b>98</b>

*Donde:*

*Alternativa A: Fotorresistencias*

*Alternativa B: Fotodiodos*

*Alternativa C: Fototransistores*

*Alternativa D: Sensor inductivo*

### 3.3.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO

**Tabla 3.5** Matriz de ponderación para sistema de transmisión de movimiento

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN N	ALTERNATIVAS	
		A	B
<b>Aspectos Técnicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Técnicos</b>	
Disponibilidad de Materiales	15	15	15
Facilidad de Fabricación	15	12	15
Facilidad de Montaje	10	10	7
<b>Aspectos Económicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Económicos</b>	
Costo de Fabricación	20	18	18
Costo de Mantenimiento	10	7	7
Costo de Montaje	10	10	8
<b>Aspectos Operacionales</b>	<b>20</b>	<b>Aspectos Operacionales</b>	
Seguridad	10	10	10
Facilidad de Operación	10	10	10
<b>Puntuación Total</b>	<b>100</b>	<b>93</b>	88

Donde:

*Alternativa A: Transmisión de movimiento por trenes de engranes (tornillo sin fin corona).*

*Alternativa B: Transmisión por correas y poleas.*

### 3.3.5 ESTRUCTURA FIJA

**Tabla 3.6** Matriz de ponderación para la estructura fija

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS	
		A	B
<b>Aspectos Técnicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Técnicos</b>	
Disponibilidad de Materiales	15	15	15
Facilidad de Fabricación	15	15	10
Facilidad de Montaje	10	10	7
<b>Aspectos Económicos</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Económicos</b>	
Costo de Fabricación	20	20	17
Costo de Mantenimiento	10	10	8
Costo de Montaje	10	10	8
<b>Aspectos Operacionales</b>	<b>20</b>	<b>Aspectos Operacionales</b>	
Seguridad	10	10	10
Facilidad de Operación	10	10	10
<b>Puntuación Total</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	85

*Donde:*

*Alternativa A: Pilar fijo*

*Alternativa B: Estructura metálica con perfiles*

### 3.3.6 GENERACIÓN DE MOVIMIENTO

**Tabla 3.7** Matriz de ponderación para generación de movimiento

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS		
		A	B	C
<b>Aspectos Técnicos</b>	<b>30</b>	<b>Aspectos Técnicos</b>		
Disponibilidad de Materiales	10	10	10	8
Facilidad de Fabricación	10	10	8	7
Facilidad de Montaje	10	10	8	5
<b>Aspectos Económicos</b>	<b>30</b>	<b>Aspectos Económicos</b>		
Costo de Fabricación	10	10	7	5
Costo de Mantenimiento	10	10	8	6
Costo de Montaje	10	10	8	7
<b>Aspectos Operacionales</b>	<b>40</b>	<b>Aspectos Operacionales</b>		
Seguridad	10	10	10	10
Facilidad de Operación	30	15	30	30
<b>Puntuación Total</b>	<b>100</b>	85	<b>89</b>	78

*Donde:*

*Alternativa A: Accionamiento manual*

*Alternativa B: Accionamiento con motor eléctrico*

*Alternativa C: Accionamiento hidráulico*

### **3.4 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS ÓPTIMAS**

Luego del análisis de las matrices de decisión del punto 3.3, se ha establecido las siguientes características de diseño para el sistema de seguimiento solar a construirse:

1. Tipo de seguimiento solar: Sistema de seguimiento solar biaxial con ahorro energético.
2. Tipo de unidad de control: Mini-PLC para el control general del equipo.
3. Tipo de sensor: Sensor inductivo para posición del conjunto.
4. Sistema de transmisión de movimiento: Tornillo sinfín-corona
5. Estructura fija: Pilar fijo (tubería).
6. Generación de movimiento: Motor eléctrico (servomotor/moto-reductor para esta aplicación en específico).

## **CAPÍTULO 4**

### **DISEÑO DE LOS ELEMENTOS**

#### **4.1 SISTEMA DE SOPORTE**

##### **4.1.1 DISEÑO DE SOPORTE PRINCIPAL**

###### **DATOS GENERALES DE LA COLUMNA**

A continuación se detalla las propiedades mecánicas de la tubería de soporte a partir del Catálogo de Casing y Revestimiento TENARIS, Tabla de Casing 7"

peso 26lb/pie, pág 59

$S_y := 80\text{ksi}$

$S_u := 100\text{ksi}$

Constante de elasticidad del acero

$E := 29000\text{ksi}$

## ANÁLISIS DE LA COLUMNA POR ESBELTEZ



**Figura 4.1** Esquema de la carga concéntrica sobre la columna

Peso de la antena junto con el vaporizador y la estructura

$$F1 := 400\text{lbf}$$

Peso del motor desplazado del eje de la columna

$$F2 := 50\text{lbf}$$

Longitud de la columna

$$L := 1000\text{mm}$$

Distancia de la excentricidad del peso del motor a la columna

$$d1 := 200\text{mm}$$

Factor de longitud efectiva

$$K := 2$$

Diámetro exterior de la columna

$$OD := 7\text{in}$$

Diámetro interior de la columna

$$ID := 7\text{in} - .362\text{in} \cdot 2 \quad (4.1)$$

$$ID = 6.276\text{in}$$

Área transversal de la columna

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (OD^2 - ID^2) \quad (4.2)$$

$$A = 7.549\text{in}^2$$

Momento de inercia del círculo exterior de la columna

$$IOD := \frac{\pi \cdot \left(\frac{OD}{2}\right)^4}{4} \quad (4.3)$$

$$IOD = 117.859\text{in}^4$$

Momento de inercia de la circunferencia interior de la columna

$$IID := \frac{\pi \cdot \left(\frac{ID}{2}\right)^4}{4} \quad (4.4)$$

$$IID = 76.156\text{in}^4$$

Momento de inercia del área transversal de la columna

$$I := IOD - IID \quad (4.5)$$

$$I = 41.703\text{in}^4$$

Radio de giro

$$r := \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (4.6)$$

$$r = 2.35\text{in}$$

Relación de esbeltez

$$\frac{L}{r} = 16.751 \quad (4.7)$$

Esfuerzo de pandeo establecido por Euler, para el cual se necesita la relación de esbeltez (4.7) y la constante de elasticidad del acero.

$$\sigma_{cr} := \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{L}{r}\right)^2} \quad (4.8)$$

$$\sigma_{cr} = 1.709 \times 10^7 \text{ psi}$$

Relación de esbeltez crítica

$$REc := \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_{cr}}} \quad (4.9)$$

$$REc = 4.093$$

Por tanto nuestra columna entra en la clasificación de columnas largas por tener la *relación de esbeltez* mayor a la *relación de esbeltez crítica* ( $L/r > REc$ ). De tal modo, nuestra columna debe tener una compresión menor a la del Esfuerzo de Pandeo de Euler.

Fuerza de compresión total sobre columna

$$W_t := F_1 + F_2 \quad (4.10)$$

$$W_t = 450 \text{ lbf}$$

Esfuerzo de compresión por el peso de la columna

$$\sigma_c := \frac{W_t}{A} \quad (4.11)$$

$$\sigma_c = 59.61 \text{ psi}$$

$\sigma_c < \sigma_{cr}$  por tanto la columna no corre riesgo de sufrir pandeo.

## ANÁLISIS DE ESFUERZO FLECTOR EN LA COLUMNA

### CARGA POR EXCENTRICIDAD DE LA CARGA AL EJE DE LA TUBERÍA

Distancia de excentricidad de la carga

$$X1 := 45\text{in}$$

Fuerza excéntrica que actúa sobre la columna

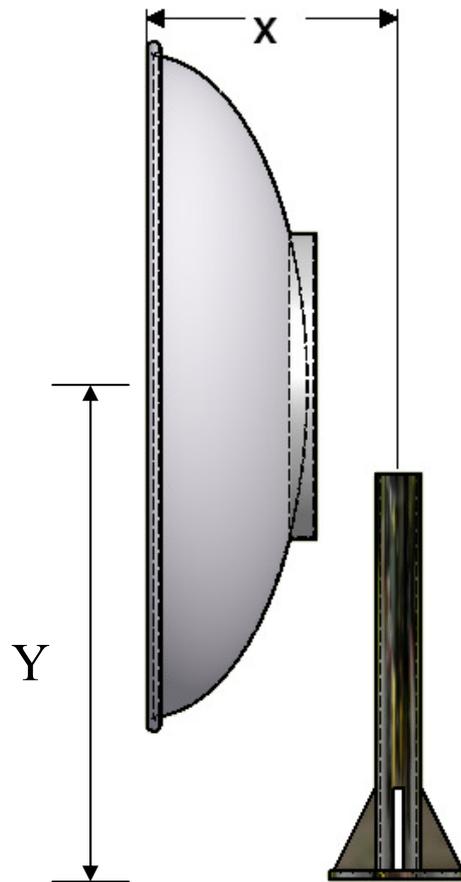
$$W := 200\text{lbf}$$

Momento sobre la base la columna

$$M1 := X1 \cdot W$$

(4.12)

$$M1 = 9 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$



**Figura 4.2** Esquema de la Carga Excéntrica sobre la columna

## CARGA DE VIENTO QUE ACTÚA SOBRE EL ÁREA DE LA PARABÓLICA

Área de caudal de flujo de aire en función del área sobre la que actúa el esfuerzo.

$$A_a := \frac{\pi}{4} \cdot 1.8^2 \cdot m^2 \quad (4.13)$$

$$A_a = 3.944 \times 10^3 \cdot in^2$$

Velocidad del viento a unos 2000m.

$$V_f := 10 \frac{m}{s}$$

$$V_f = 393.701 \cdot \frac{in}{s}$$

Densidad del aire a 2000m de altura.

$$\rho := 1.007 \frac{kg}{m^3}$$

Caudal de aire que choca con la antena el mismo que depende del área de la antena y la velocidad final.

$$Q := A_a \cdot V_f \quad (4.14)$$

$$Q = 898.649 \cdot \frac{ft^3}{s}$$

Variación de velocidad

$$\Delta v := V_f - 0 \quad (4.15)$$

$$\Delta v = 32.808 \frac{ft}{s}$$

Fuerza que actúa sobre la antena

$$F_v := \rho \cdot Q \cdot \Delta v \quad (4.16)$$

$$F_v = 57.607 \text{ lbf}$$

Distancia a la que actúa la carga de viento desde el plato bastidor

$$X_2 := 57.193 \text{ in} \quad (4.17)$$

Momento flector generado por la carga de viento

$$M_2 := F_v \cdot X_2 = 3.295 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \quad (4.18)$$

$$M_2 = 3.295 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Momento total generado sobre la columna debido a la carga excéntrica y la carga excéntrica sobre la columna.

$$M_t := M_1 + M_2 \quad (4.19)$$

$$M_t = 1.229 \times 10^4 \cdot \text{lb} \cdot \text{in}$$

Distancia de la fibra que sufre la mayor tensión en la parte exterior de la columna.

$$y := 3.5 \text{in} \quad (4.20)$$

Esfuerzo máximo de flexión sufrido por la columna

$$\sigma_1 := \frac{M_t \cdot y}{I} \quad (4.21)$$

$$\sigma_1 = 1.032 \times 10^3 \text{psi}$$

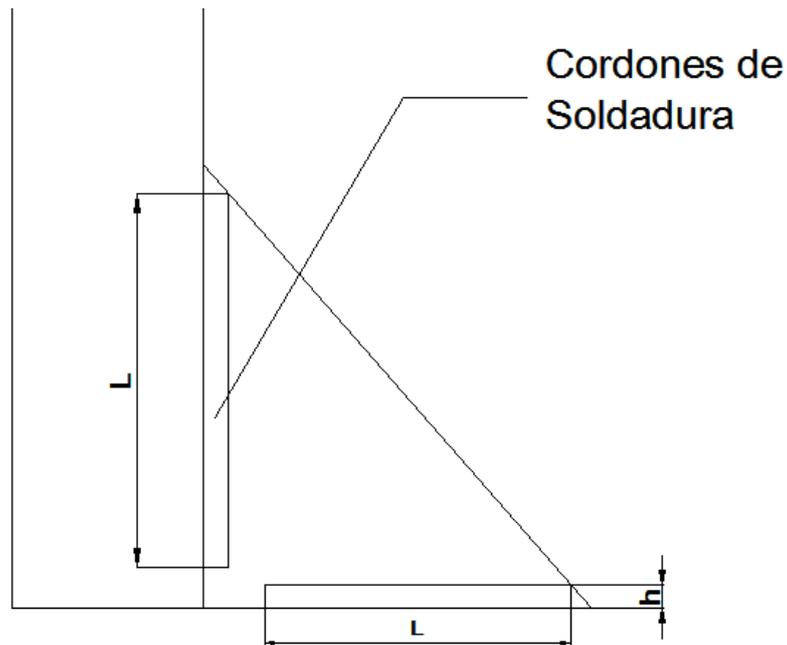
Factor de seguridad para llegar a fallar por causa del momento debido a la carga excéntrica.

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_1} \quad (4.22)$$

$$FS = 77.53$$

Por tanto el factor de seguridad es sumamente alto por lo que la columna de la tubería no fallará y su construcción no tendrá problemas por los momentos generados sobre ellos.

## 4.1.2 DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS



**Figura 4.3** Esquema de las soldaduras de soporte entre el plato y el tubo

Espesor del cordón de soldadura

$$h := .326 \text{ in}$$

Longitud del cordón de soldadura

$$L := 5 \text{ in}$$

Fuerza cortante que actúa sobre cada cordón de soldadura el cual se determina a partir de la fuerza generada sobre la fibra exterior de la columna en donde se halla la soldadura.

$$F_c := \frac{M_t}{2 \cdot 3.5 \text{ in}} \quad (4.23)$$

$$F_c = 1.756 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Esfuerzo cortante en soldadura de filete

$$\tau := \frac{F_c \cdot \sqrt{2}}{h \cdot L} \quad (4.24)$$

$$\tau = 1.524 \times 10^3 \text{ psi}$$

Resistencia a la fluencia del electrodo E7018

$$S_{ye} := 70\text{ksi}$$

Resistencia al cortante del material del electrodo

$$S_{sye} := \frac{S_{ye}}{2} \quad (4.25)$$

$$S_{sye} = 3.5 \times 10^4 \text{ psi}$$

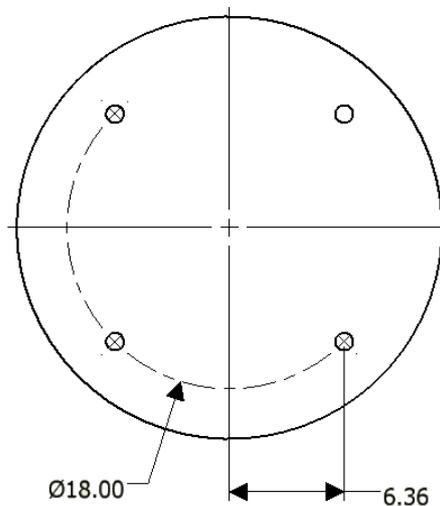
Factor de seguridad con el que trabajan las soldaduras de filete

$$F_{Sc} := \frac{S_{sye}}{\tau} = 22.968 \quad (4.26)$$

$$F_{Sc} = 22.968$$

Por tanto la resistencia del electrodo no se verá afectado por las fuerzas que actúen sobre el cordón de soldadura, ya que el mismo es sumamente alto.

#### 4.1.3 DISEÑO DE JUNTAS EMPERNADAS



**Figura 4.4** Esquema de la distancia donde actúa la carga a tracción

Momento que actúa sobre el plato del bastidor

$$M_t = 1.229 \times 10^4 \cdot \text{lb} \cdot \text{in}$$

Diámetro del perno de sujeción

$$D := \frac{3}{4} \text{in}$$

Distancia perpendicular de los pernos al eje central del plato.

$$d := 6.36 \text{in}$$

Fuerza sobre cada perno, la misma que se obtiene a partir del momento que actúa sobre cada perno.

$$F_p := \frac{M_t}{2d} \quad (4.27)$$

$$F_p = 966.567 \text{ lbf}$$

Resistencia a la tensión del perno

$$S_{yp} := 120 \text{ksi}$$

Área transversal del perno.

$$A_p := 0.3345 \cdot \text{in}^2 \quad (4.28)$$

Esfuerzo de tracción que actúa sobre el perno.

$$\sigma_t := \frac{F_p}{A_p} \quad (4.29)$$

$$\sigma_t = 2.89 \times 10^3 \text{ psi}$$

Factor de seguridad con el que trabaja el perno.

$$F_{Sp} := \frac{S_{yp}}{\sigma_t} \quad (4.30)$$

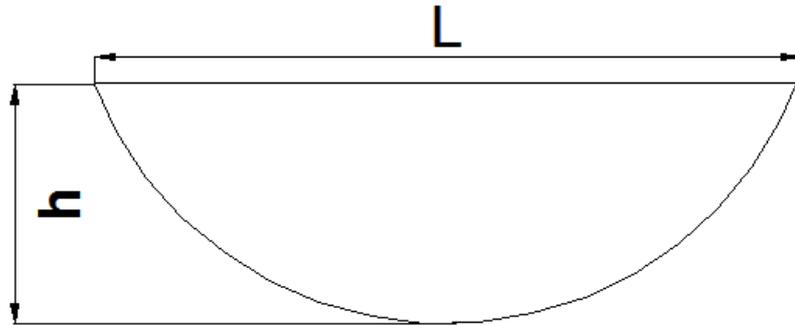
$$F_{Sp} = 41.528$$

Por tanto los pernos pueden resistir ampliamente la fuerza de tracción que actúa sobre el mismo.

#### 4.1.4 DISEÑO DE LA SUJECIÓN ENTRE EL SOPORTE PRINCIPAL Y LA ANTENA

##### REQUISITO INICIAL DE TORQUE

##### CÁLCULO PARA DETERMINAR EL FOCO DE LA PARÁBOLA



**Figura 4.5** Esquema de la Parábola

Altura de la antena

$$h := 442.86\text{mm}$$

Luz de la parábola

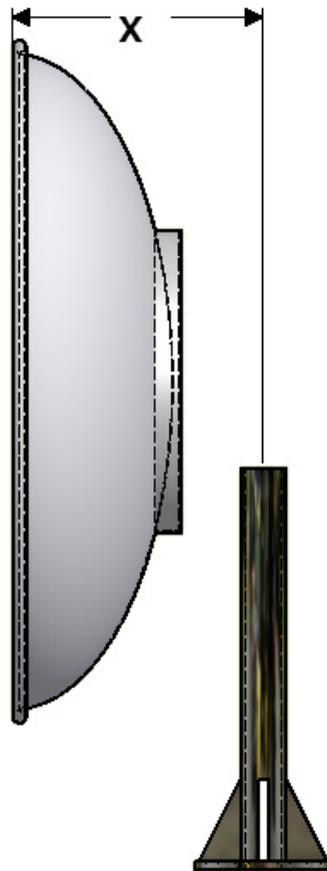
$$L := 1828.8\text{mm}$$

De la fórmula general de la parábola  $x^2=4py$ , despejamos el valor de  $p$  la misma que es la distancia del centro de la parábola al foco ([www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)). A continuación se procede a calcular y determinar la distancia entre la base de la parábola y el foco de la misma.

$$p := \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^2}{4 \cdot h} = 18.583 \cdot \text{in} \quad (4.31)$$

$$p = 18.583 \cdot \text{in}$$

**CÁLCULO PARA DETERMINAR EL TORQUE NECESARIO QUE DEBE TRANSMITIR LA CORONA**



**Figura 4.6** Esquema demostrativo para determinar el torque máximo necesario para mover el sistema

Peso total establecida menos el peso de los contrapesos.

$$\Delta W_{\text{total}} := 100\text{lbf}$$

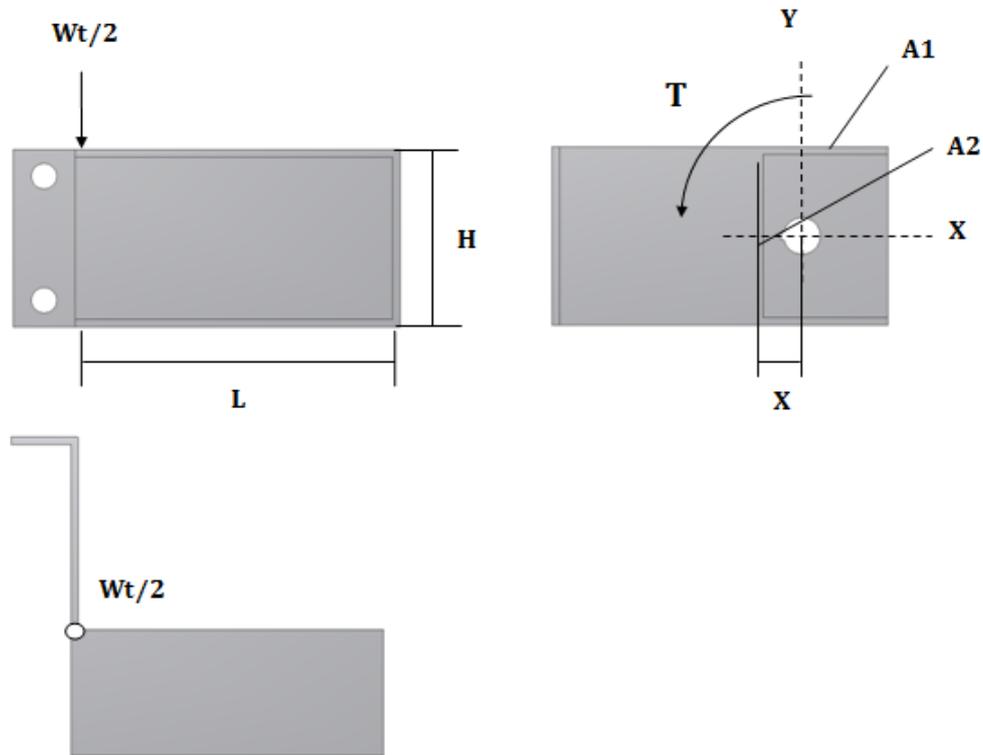
Distancia máxima a la que se considera la fuerza para obtener el torque necesario.

$$x := 10\text{in} + p = 28.583\cdot\text{in} \quad (4.32)$$

Torque necesario para mover la antena.

$$T := \Delta W_{\text{total}} \cdot x = 2.858 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \quad (4.33)$$

**DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LAS SUJECIONES DE LA ANTENA A LA ESTRUCTURA**



**Figura 4.7** Diagrama de cuerpo libre de la sujeción entre el soporte principal y la antena

Peso total de la antena más el caldero y contrapesos.

$$Wt := 400\text{ lbf}$$

Torque producido por el peso del caldero y antena sobre el eje de rotación

$$T = 2.858 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Longitud de la viga más crítica donde se apoyará el soporte de la antena.

$$L := 10.223\text{ in}$$

Distancia en la cual actúa el momento torsor.

$$x := 1.25\text{ in}$$

Espesor de la chapa de acero en toda la oreja.

$$t := 6\text{ mm}$$

Altura total de la viga

$$H := 5.5\text{in}$$

Radio en el cuál áctúa el esfuerzo cortante máximo

$$\rho := 2.907\text{in}$$

### INERCIA POLAR DEL ÁREA A1

Base del área rectangular

$$b := 4.25\text{in}$$

Altura del área rectangular

$$h := t = 0.236\cdot\text{in}$$

$$h = 0.236\cdot\text{in}$$

Distancia al eje x del centro del área

$$dx := \frac{H}{2} = 2.75\cdot\text{in} \quad (4.34)$$

$$dx = 2.75\cdot\text{in}$$

Distancia al eje y del centro del área

$$dy := \frac{b}{2} - x - t \quad (4.35)$$

$$dy = 0.639\cdot\text{in}$$

Inercia para el eje x

$$I_{xA1} := \frac{b\cdot h^3}{12} + dx^2\cdot h\cdot b = 7.597\cdot\text{in}^4 \quad (4.36)$$

$$I_{xA1} = 7.597\cdot\text{in}^4$$

Fórmulas de propiedades geométricas de áreas planas

Inercia para el eje y

$$I_{yA1} := \frac{h\cdot b^3}{12} + dy^2\cdot h\cdot b \quad (4.37)$$

$$I_{yA1} = 1.921\cdot\text{in}^4$$

Inercia polar del A1

$$I_{pA1} := I_{xA1} + I_{yA1} = 9.518\cdot\text{in}^4 \quad (4.38)$$

$$I_{pA1} = 9.518\cdot\text{in}^4$$

## INERCIA POLAR DEL ÁREA A2

Base del área rectangular

$$b := t$$

$$b = 0.236 \cdot \text{in}$$

Altura del área rectangular

$$h := H - 2t = 5.028 \cdot \text{in} \quad (4.39)$$

$$h = 5.028 \cdot \text{in}$$

Distancia al eje y del centro del área

$$dy := x + \frac{t}{2} \quad (4.40)$$

$$dy = 1.368 \cdot \text{in}$$

Inercia para el eje x

$$I_{xA2} := \frac{b \cdot h^3}{12} = 2.502 \cdot \text{in}^4 \quad (4.41)$$

$$I_{xA2} = 2.502 \cdot \text{in}^4$$

Inercia para el eje y

$$I_{yA2} := \frac{h \cdot b^3}{12} + dy^2 \cdot h \cdot b = 2.228 \cdot \text{in}^4 \quad (4.42)$$

$$I_{yA2} = 2.228 \cdot \text{in}^4$$

Inercia polar del A2

(4.43)

$$I_{pA2} := I_{xA2} + I_{yA2} = 4.73 \cdot \text{in}^4$$

$$I_{pA2} = 4.73 \cdot \text{in}^4$$

Fórmulas de propiedades geométricas de áreas planas

## INERCIA TOTALES DE LA VIGA

Inercia total con respecto al eje x

$$I_{xt} := I_{xA1} \cdot 2 + I_{xA2} \quad (4.44)$$

$$I_{xt} = 17.695 \cdot \text{in}^4$$

Suma de inercias para obtener el total

$$I_p := I_{pA1} + I_{pA2} \quad (4.45)$$

$$I_p = 23.765 \cdot \text{in}^4$$

### DESARROLLO DEL CÁLCULO

Resistencia de la chapa

$$S_{ychapa} := 36000 \text{psi}$$

Resistencia de la chapa al cortante

$$S_{sychapa} := \frac{S_{ychapa}}{2} \quad (4.46)$$

$$S_{sychapa} = 1.8 \times 10^4 \text{psi}$$

### ESFUERZO RESULTANTE DE LA TORSIÓN

Esfuerzo cortante que subre la viga debido a la torsión

$$\tau := \frac{T \cdot \rho}{I_p} \quad (4.47)$$

$$\tau = 349.627 \text{psi}$$

Factor de seguridad para la viga

$$FS := \frac{S_{sychapa}}{\tau} \quad (4.48)$$

$$FS = 51.483$$

### ESFUERZO RESULTANTE DE LA FLEXIÓN

Momento máximo sobre la viga

$$M := \frac{W_t}{2} \cdot L = 2.045 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \quad (4.49)$$

$$M = 2.045 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Distancia a la fibra más exterior de la viga

$$y := \frac{H}{2} = 2.75 \cdot \text{in} \quad (4.50)$$

$$y = 2.75 \cdot \text{in}$$

Esfuerzo de flexión sobre la fibra más crítica

$$\sigma := \frac{M \cdot y}{I_{xt}} = 317.746 \cdot \text{psi} \quad (4.51)$$

$$\sigma = 317.746 \text{ psi}$$

Factor de seguridad del esfuerzo a flexión

$$FS := \frac{S_{ychapa}}{\sigma} = 113.298 \quad (4.52)$$

$$FS = 113.298$$

### **ESFUERZO CORTANTE SOBRE PERNOS DE SUJECIÓN**

Fuerza sobre los 4 pernos que sujetan la parabólica

$$F := 200 \text{ lbf}$$

Área transversal del perno

$$A := .5069 \text{ in}^2 \quad (4.53)$$

Esfuerzo cortante sobre cada perno

$$\tau := \frac{F}{4A} \quad (4.54)$$

$$\tau = 98.639 \text{ psi}$$

Resistencia mínima del perno

$$S_y := 85 \text{ ksi} \quad (4.55)$$

Resistencia al cortante del perno

$$S_{sy} := \frac{S_y}{2} \quad (4.56)$$

$$S_{sy} = 4.25 \times 10^4 \text{ psi}$$

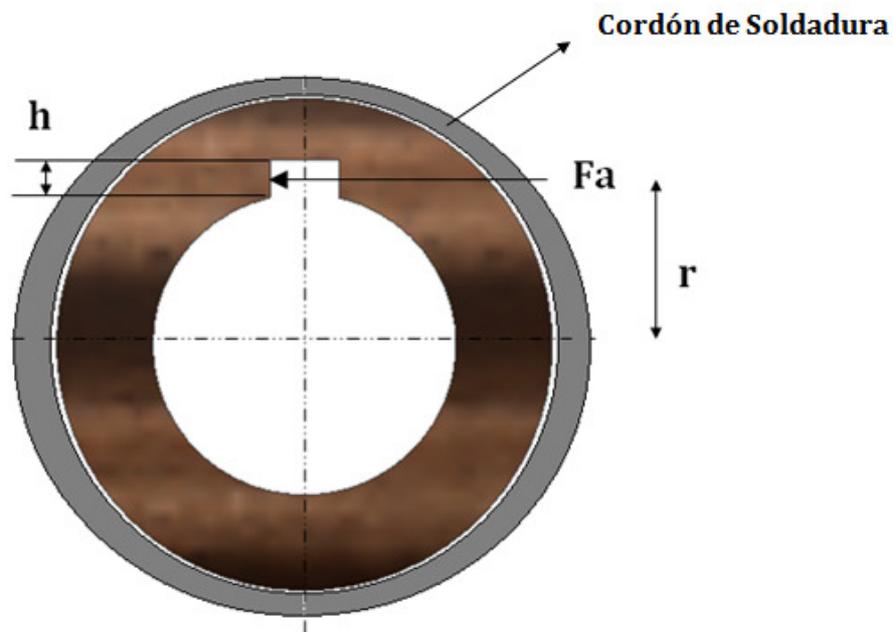
Factor de seguridad de los pernos

$$FS := \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (4.57)$$

$$FS = 430.865$$

El factor de seguridad nos indica que el elemento no tendrá muchos problemas

## DISEÑO DE BUJES PARA TRANSMISIÓN DEL TORQUE



**Figura 4.8** Esquema donde actúa la fuerza que produce el aplastamiento

### CÁLCULO DE LOS CHAVETEROS

Torque que va a trabajar sobre el buje

$$T = 2.858 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Radio en el cuál actúa la fuerza cortante

$$r := 37\text{mm}$$

Fuerza de aplastamiento sobre el buje de transmisión

$$F_a := \frac{T}{r} \quad (4.58)$$

$$F_a = 1.962 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Factor de seguridad para la resistencia del buje al aplastamiento

$$FS := 1.5$$

Por tanto el factor de seguridad sobrepasa de manera cómoda el nivel más bajo que es el valor de 1.

Profundidad del chavetero

$$h := 4\text{mm}$$

Resistencia a la fluencia del acero AISI 1018

$$S_y := 34000\text{psi}$$

$$S_y = 3.4 \times 10^4 \text{psi}$$

Resistencia del acero al aplastamiento

$$\sigma_{\text{perm}} := .9S_y \quad (4.59)$$

$$\sigma_{\text{perm}} = 3.06 \times 10^4 \text{psi}$$

Longitud mínima del chavetero

$$L := \frac{FS \cdot F_a}{\sigma_{\text{perm}} \cdot h} = 0.611 \cdot \text{in} \quad (4.60)$$

$$L = 0.611 \cdot \text{in}$$

## CÁLCULO DE LA SOLDADURA PERIMETRAL PARA SUJECIÓN A LAS OREJAS

Torque que va a trabajar sobre el buje.

$$T = 2.858 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Radio exterior de los bujes.

$$r := 1\text{in}$$

Segundo momento polar de inercia del cordón de soldadura.

$$J_u := 2\pi r^3 = 6.283 \cdot \text{in}^3 \quad (4.61)$$

Altura del cordón de soldadura

$$h := .125\text{in}$$

Momento polar de inercia respecto al centroide.

$$J := 0.707 \cdot h \cdot J_u \quad (4.62)$$

$$J = 0.555 \cdot \text{in}^4$$

Cortante que actúa sobre la soldadura, el mismo que depende del torque, radio en el que actuará la fuerza y el momento polar de inercia.

$$\tau_{\text{sold}} := \frac{T \cdot r}{J} = 2.574 \times 10^3 \cdot \text{psi}$$

$$\tau_{\text{sold}} = 2.574 \times 10^3 \text{ psi}$$

Resistencia al cortante del acero AISI 1018.

$$S_{\text{sy}} := \frac{S_y}{2} \tag{4.63}$$

$$S_{\text{sy}} = 1.7 \times 10^4 \text{ psi}$$

Factor de seguridad de la soldadura del cordón de soldadura en los bujes.

$$FS := \frac{S_{\text{sy}}}{\tau_{\text{sold}}} = 6.605 \tag{4.64}$$

De tal forma que los cordones de soldadura con los que se sujetó los bujes a las orejas

no sufrirán falla.

## 4.2 SISTEMA MECÁNICO

### 4.2.1 DISEÑO DEL SISTEMA TRANSMISIÓN SINFÍN-CORONA

#### DATOS PROPUESTOS PARA EL DISEÑO

Servicio : Liviano

Sistema de transmisión: Tornillo sinfín-corona.

Criterio: Medidas mínimas

Disposición de ejes: Perpendiculares

Entradas del tornillo sinfín: 1

Sistema de alimentación eje principal: Servomotor o motorreductor

Sistema de alimentación eje secundario: Accionamiento manual

Factores de diseño:

Máquina impulsora (servomotor) e impulsada uniforme. Norton, Tabla 11-17

$$K_a := 1$$

Factor de diseño para soportes de maquinaria ligera impulsada con eje de transmisión o motor. Shigley, pág. 29.

$$K_o := 1.2$$

Velocidad angular de entrada.

$$\omega_w := 78\text{rpm}$$

Velocidad angular de salida.

$$\omega_g := 1.95\text{rpm}$$

Potencia nominal del motor eléctrico.

$$\Phi_n := 0.241\text{hp}$$

## DECISIONES DE DISEÑO

Número de hélices sinfín, hipótesis, engranajes de sinfín comerciales tienen entre 1 y 10 hélices. Norton, pág 795

$$N_w := 1$$

Angulo de presión estándar: 14.5°, 17.5°, 20°, 22.5°, 25°, 27.5°, 30°. Norton, pág 795

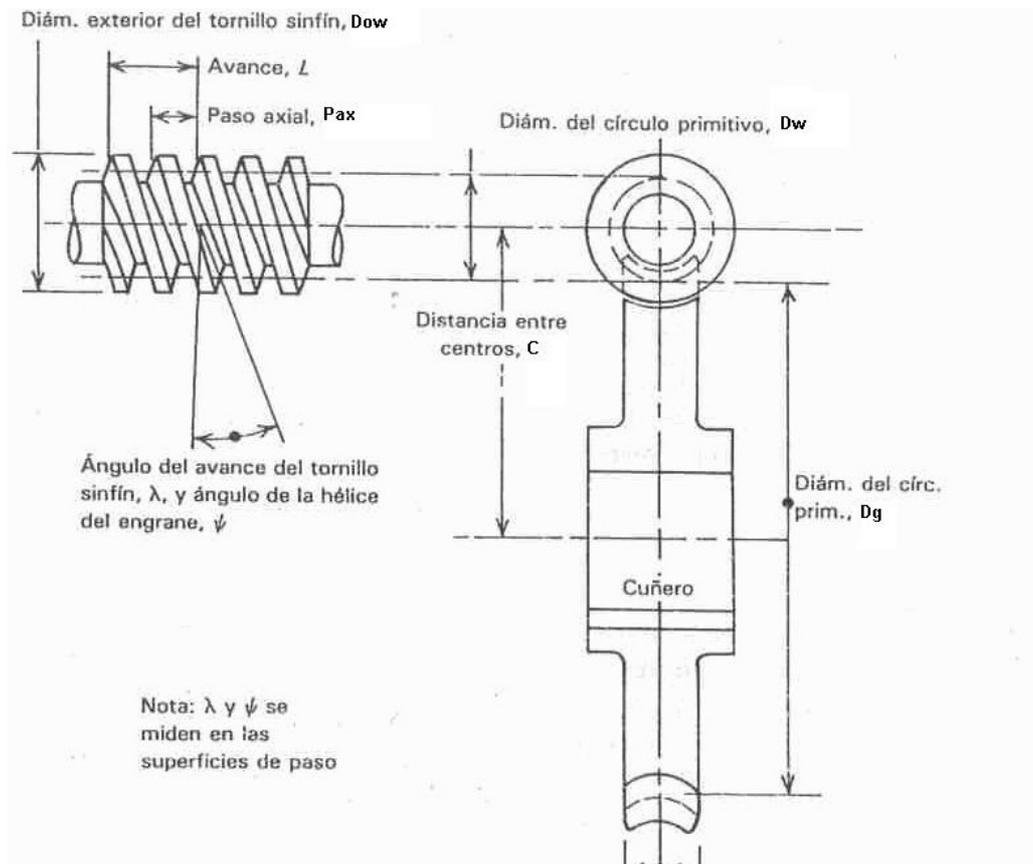
$$\phi_n := 20\text{deg}$$

$$\phi_{n\text{rad}} := \phi_n \cdot \frac{\pi}{180\text{deg}} \quad (4.65)$$

El ángulo de presión se lo pasa a radianes.

$$\phi_{n\text{rad}} = 0.349$$

## CÁLCULO DEL MECANISMO SINFÍN-CORONA



**Figura 4.9** Modificación de la figura 16.9 de Juvinal para mostrar la geometría del sinfín-corona.

Relación de transmisión entre la corona y el sin-fin, Ecuación 16.26 Juvinal.

$$mG := \frac{\omega_w}{\omega_g} = 40 \quad (4.66)$$

Para tener esta relación de transmisión se requerirá de una corona de 40 dientes. Por tanto se debe verificar que no haya interferencia en base al número de dientes.

Dientes de la rueda, hipótesis, al menos deben ser 21. Norton, Tabla 12-7, pág. 797.

$$N_g := 40$$

Número de hélices sinfín, decisión de diseño tomada previamente.

$$N_w = 1$$

Given

Relación de transmisión, Ecuación 16.26 Juvinall.

$$mG = \frac{N_g}{N_w} \quad (1) \quad (4.67)$$

La siguiente desigualdad es la recomendación para evitar interferencia.

$$N_g + N_w \geq 4 \quad (2) \quad (4.68)$$

Ahora se procede a realizar la sumatoria de los pasos entre la corona y sinfín

$$\text{suma} := N_g + N_w \quad (4.69)$$

$$\text{Sol} := \text{Find}(mG, \text{suma})$$

Finalmente se cumple la recomendación AGMA citada en Juvinall, pág. 571.

$$mG = 40$$

$$\text{suma} = 41$$

## DECISIÓN DE DISEÑO

Se debe establecer una distancia entre centros. El proceso iterativo se basará en variar este parámetro de manera iterativa, tal como se ve en el caso 8B de Norton, pág. 800

$$C_{in} := 3.95 \text{ in}$$

Diámetro sinfín tomando en cuenta la distancia entre centros.

$$D_w := \frac{C_{in}^{0.875}}{2.2(\text{in}^{-.125})}$$

$$D_w = 1.512 \cdot \text{in}$$

Diámetro corona obtenido a partir de la diferencia entre la distancia entre centros y el diámetro de la corona.

$$D_g := 2C_{in} - D_w \quad (4.70)$$

$$D_g = 6.388 \cdot \text{in}$$

El paso circular se determina a partir del diámetro de la corona y el número de dientes del mismo.

$$P_c := \pi \cdot \frac{D_g}{N_g} \quad (4.71)$$
$$P_c = 0.502 \cdot \text{in}$$

El paso axial del sin-fin debe ser igual al paso circular de la corona.

$$P_{ax} := P_c \quad (4.72)$$
$$P_{ax} = 0.502 \cdot \text{in}$$

El avance del sinfín se determinará a partir del paso axial y el número de hilos que tiene el mismo.

$$L := P_{ax} \cdot N_w \quad (4.73)$$
$$L = 0.502 \cdot \text{in}$$

Para determinar el ángulo de avance se debe sacar el arcotangente de la relación entre el avance del sinfín y la longitud de todo el hilo del sin-fin

$$\lambda := \text{atan}\left(\frac{L}{\pi \cdot D_w}\right) \quad (4.74)$$

El ángulo de avance debe ser menor a 6° para asegurar autobloqueo. Sin embargo, el autobloqueo puede presentarse hasta con 10°.

$$\lambda = 0.105 \cdot \text{rad}$$

El ángulo de avance es menor al máximo recomendado para un ángulo de presión de 20° que es de 25°. Shigley, Tabla 15-10, pág. 993

$$\lambda_{\text{deg}} := \frac{180 \cdot \lambda}{\pi} = 6.029 \quad (4.75)$$
$$\lambda_{\text{deg}} = 6.029$$

Para facilidad de fabricación se hará un ángulo de avance de 6°

$$\lambda_{\text{deg}} := 6 \text{deg}$$

## DISEÑO DIMENSIONAL DEL TORNILLO SINFIN

Primero se calcula la cabeza del engrane o conocido también como adendum.

$$a := \frac{P_{ax}}{\pi} = 0.16 \cdot \text{in} \quad (4.76)$$

$$a = 0.16 \cdot \text{in}$$

Por tanto el diámetro exterior tornillo sinfin será:

$$D_{ow} := D_w + 2a \quad (4.77)$$

$$D_{ow} = 1.832 \cdot \text{in}$$

Raíz de engrane el cual se determina a partir del paso axial se lo conoce como dedendum.

$$b := 1.157 \cdot \frac{P_{ax}}{\pi} \quad (4.78)$$

$$b = 0.185 \cdot \text{in}$$

Diámetro de raíz tornillo sinfin determinado de la diferencia entre el diámetro de paso de la corona menos el dedendum.

$$D_{rw} := D_w - 2 \cdot b \quad (4.79)$$

$$D_{rw} = 1.143 \cdot \text{in}$$

Holgura que puede haber entre los ejes del sin-fin y la corona.

$$c := b - a = 0.025 \cdot \text{in} \quad (4.80)$$

$$c = 0.025 \cdot \text{in}$$

Ancho máximo de la cara del sinfin que se calcula a partir de los diámetros del sin-fin.

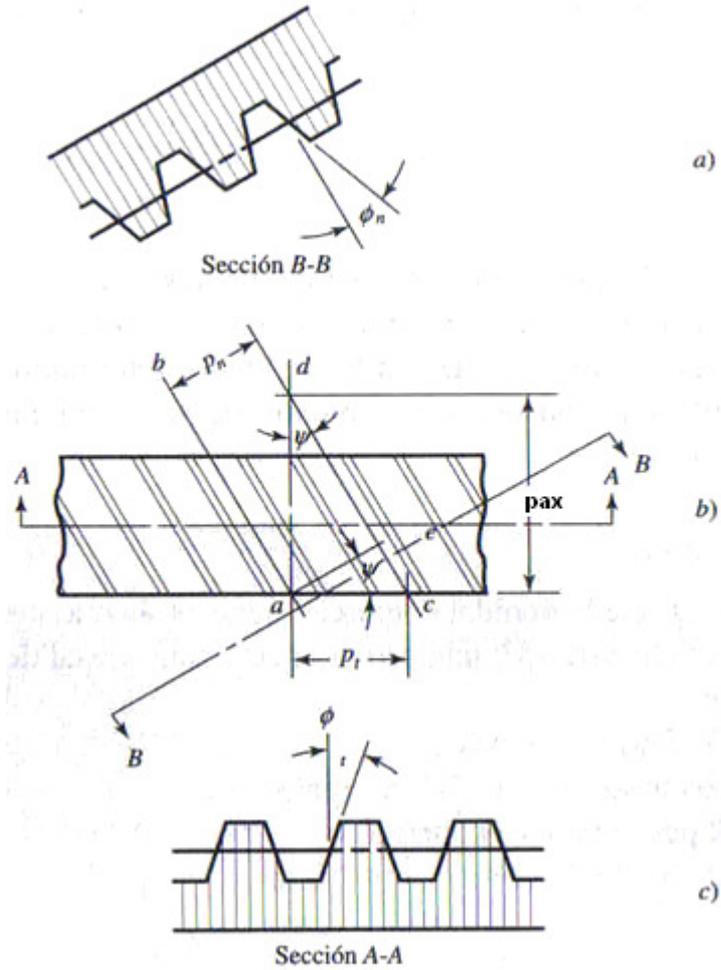
$$F_{maxw} := 2 \sqrt{\left(\frac{D_{ow}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_w}{2} - a\right)^2} \quad (4.81)$$

$$F_{maxw} = 1.39 \cdot \text{in}$$

Longitud total del tornillo sinfin

$$L_{total} := 2.5 \text{in}$$

## DISEÑO DIMENSIONAL DE LA CORONA



**Figura 4.10** Modificación de la figura 13-23 de Shigley para mostrar la geometría del sinfín

Cabeza engrane el mismo que se determina a partir del paso axial del sin-fin y se lo conoce como adendum.

$$a := \frac{P_{ax}}{\pi} = 0.16 \cdot \text{in} \quad (4.82)$$

$$a = 0.16 \cdot \text{in}$$

Diámetro exterior corona que resulta de la suma del diámetro de paso de la corona y 2 veces el adendum.

$$D_{og} := D_g + 2a \quad (4.83)$$

$$D_{og} = 6.707 \cdot \text{in}$$

Raíz engrane o dedendum.

$$b := 1.157 \cdot \frac{Pax}{\pi} \quad (4.84)$$

$$b = 0.185 \cdot \text{in}$$

Diámetro de raíz corona resultante de la diferencia del diámetro de paso de la corona

menos 2 veces el dedendum.

$$Drg := Dg - 2 \cdot b = 6.018 \cdot \text{in} \quad (4.85)$$

Holgura la misma que se calcula de igual forma que en la corona.

$$c := b - a = 0.025 \cdot \text{in} \quad (4.86)$$

$$c = 0.025 \cdot \text{in}$$

Ancho de la corona para  $Pax > 0.16 \text{in}$

$$Fmaxg := 0.67 \cdot Dw \quad (4.87)$$

$$Fmaxg = 1.013 \cdot \text{in}$$

Ángulo de avance del sinfín es igual al ángulo de hélice de la corona para ángulo entre ejes de  $90^\circ$ .

$$\psi := \lambda \quad (4.88)$$

$$\psi = 0.105 \cdot \text{rad}$$

$$\psi_{\text{deg}} := \lambda_{\text{deg}}$$

Se fabricará por facilidad con un ángulo de avance de  $6^\circ$ .

Módulo normal de la corona la misma que es necesaria para la fabricación tanto del engrane como del sin-fín.

$$Mn := \cos(\lambda) \cdot \frac{\left(25.4 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{in}}\right) Dg}{Ng} \quad (4.89)$$

$$Mn = 4.034 \cdot \text{mm}$$

Para fabricación se redondeará a 4.

$$Mn := 4 \text{mm}$$

## CÁLCULO DE FUERZAS AGMA SOBRE EL SINFIN Y LA CORONA

Como primer paso se debe determinar los factores de materiales AGMA. Engranajes enfriados en la fundición.

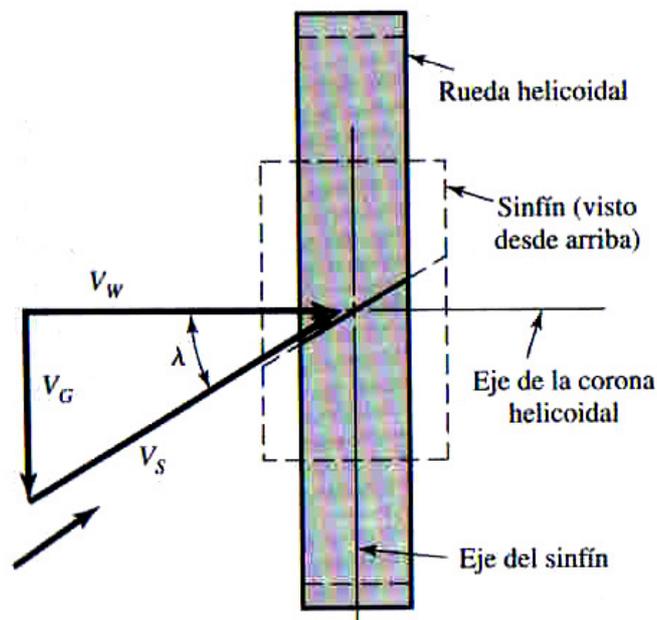
$$D_g = 6.388 \cdot \text{in}$$

$$C_s := 1000$$

Factor de corrección de relación.

$$C_m := 0.0107 \sqrt{-mG^2 + 56mG + 5145} \quad (4.90)$$

$$C_m = 0.814$$



**Figura 4.11** Modificación de la figura 13-41 de Shigley para determinación de velocidades de deslizamiento

Adelante se calcula la velocidad de deslizamiento entre la corona.

$$V_s := \frac{(\omega_w) \cdot D_w}{2 \cos(\lambda)} \quad (4.91)$$

$$V_s = 31.051 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Factor de velocidad  $V_t < 700$  fpm

$$C_v := 0.659e^{-0.0011V_s \cdot \left(\frac{\text{min}}{\text{ft}}\right)} \quad (4.92)$$

$$C_v = 0.637$$

### ESPECIFICACIONES MÁXIMAS DEL SISTEMA

Se va a calcular la carga tangencial máxima

$$W_{tg} := C_s \cdot C_m \cdot C_v \cdot D_g^{0.8} F_{maxg} \cdot \left(\frac{\text{lbf}}{\text{in}^{1.8}}\right) \quad (4.93)$$

$$W_{tg} = 2.315 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Ahora se procede a determinar el coeficiente de fricción para  $V_t \geq 10$  fpm

$$\mu := 0.103e^{-0.1110 \left(V_s \cdot \frac{\text{min}}{\text{ft}}\right)^{0.45}} \quad (4.94)$$

$$\mu = 0.061$$

La fuerza de fricción se debe calcular a partir de la fuerza tangencial y el coeficiente de rozamiento.

$$W_f := \frac{(\mu \cdot W_{tg})}{\cos(\lambda) \cdot \cos(\phi_n)} \quad (4.95)$$

$$W_f = 151.558 \text{ lbf}$$

Potencia nominal de salida máxima la cual se determina con la siguiente fórmula.

$$\Phi_o := \frac{(\omega_w \cdot W_{tg} \cdot D_g)}{2mG} \quad (4.96)$$

$$\Phi_o = 0.229 \cdot \text{hp}$$

Para sacar la potencia por perdida en el acoplamiento utilizaremos la siguiente fórmula.

$$\Phi_l := V_s \cdot W_f = 0.143 \cdot \text{hp} \quad (4.97)$$

Potencia de entrada que se calcula de la suma entre la potencia de salida y la potencia perdida por rozamiento.

$$\Phi := \Phi_o + \Phi_l = 0.371 \cdot \text{hp} \quad (4.98)$$

## ESPECIFICACIONES REQUERIDAS PARA MOVER EL MECANISMO

Los cálculos previos de carga tangencial y potencia son los máximos que puede dar el sistema con el ancho máximo de cara de la corona. Sin embargo, se requiere una carga tangencial específica  $W_{tgreq}$  para mover el mecanismo, por lo que se debe dimensionar la corona y calcular las demás fuerzas y potencias en función de esta carga.

La carga tangencial sobre los dientes de la corona es función directa del ancho de la cara de la corona, por lo que se debe calcular el ancho de cara mínimo para poder tener la fuerza tangencial requerida para impulsar al mecanismo.

Fuerza tangencial requerida por la corona a partir del torque que se necesita para mover el mecanismo.

$$W_{tgreq} := \frac{T}{\frac{D_g}{2}} \quad (4.99)$$

$$W_{tgreq} = 894.915 \text{ lbf}$$

Ahora procederemos a calcular el ancho de la corona para soportar el torque.

$$F_g := \frac{W_{tgreq} \cdot \left(\frac{\text{in}^{1.8}}{\text{lbf}}\right) \cdot K_o}{C_s \cdot C_m \cdot C_v \cdot D_g^{0.8}} \quad (4.100)$$

$$F_g = 0.47 \cdot \text{in}$$

Se elije un ancho de la corona de 0.625in por comodidad de fabricación.

$$F_g := 0.625 \text{ in}$$

En el siguiente cálculo se determinará la fuerza de fricción entre la corona y el sin-fin

$$W_f := \frac{(\mu \cdot W_{tgreq})}{\cos(\lambda) \cdot \cos(\phi_n)} = 58.589 \text{ lbf} \quad (4.101)$$

$$W_f = 58.589 \text{ lbf}$$

Ahora se procede a determinar la potencia nominal de salida máxima.

$$\Phi_0 := \frac{(\omega_w \cdot W_{tgreq} \cdot D_g)}{2 \cdot mG} \quad (4.102)$$

$$\Phi_0 = 0.088 \cdot \text{hp}$$

En la siguiente fórmula se calculará la potencia perdida en el acoplamiento.

$$\Phi_1 := V_s \cdot W_f \quad (4.103)$$

$$\Phi_1 = 0.055 \cdot \text{hp}$$

Potencia de entrada resultante de la suma de la potencia de salida y la que se pierde por fricción.

$$\Phi := \Phi_0 + \Phi_1 = 0.144 \cdot \text{hp} \quad (4.104)$$

$$\Phi = 0.144 \cdot \text{hp}$$

Una vez determinadas las potencias se procede a verificar la eficiencia de los engranes para lo cual se usa la fórmula siguiente:

$$\eta := \frac{\Phi_0}{\Phi} \quad (4.105)$$

$$\eta = 61.6\%$$

Finalmente se procede a calcular el error de la iteración dada la potencia de entrada.

$$\text{Error} := \frac{(\Phi_n - \Phi)}{\Phi} \quad (4.106)$$

$$\text{Error} = 67.87\%$$

El motorreductor de 0.24 HP supuesto en la entrada satisface las condiciones de diseño para mover el mecanismo.

## ESPECIFICACIONES DE CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA

El sistema de alimentación se basa en un moto-reductor de .24 hp, por lo que se debe iterar un espesor de cara de la corona que permita acercarse a esa potencia de entrada.

Se hará el cálculo con un espesor de la corona de 0.625in para iterar nuevamente.

$$F_g = 0.625 \cdot \text{in}$$

Se procede a determinar la carga tangencial máxima que puede soportar el diente de la corona.

$$W_{tg} := C_s \cdot C_m \cdot C_v \cdot D_g^{0.8} F_g \cdot \left( \frac{\text{lbf}}{\text{in}^{1.8}} \right) = 1.428 \times 10^3 \text{ lbf} \quad (4.107)$$

$$W_{tg} = 1.428 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Se debe determinar el coeficiente de fricción para  $V_t \geq 10$  fpm.

$$\mu := 0.103e^{-0.1110 \left( v_s \cdot \frac{\text{min}}{\text{ft}} \right)^{0.45}} \quad (4.108)$$

$$\mu = 0.061$$

La fuerza de fricción se calcula en base al coeficiente de rozamiento entre la corona y el sin-fin.

$$W_f := \frac{(\mu \cdot W_{tg})}{\cos(\lambda) \cdot \cos(\phi_n)} \quad (4.109)$$

$$W_f = 93.494 \text{ lbf}$$

Ahora debemos determinar la potencia nominal de salida máxima.

$$\Phi_o := \frac{(\omega_w \cdot W_{tg} \cdot D_g)}{2mG} = 0.141 \cdot \text{hp} \quad (4.110)$$

$$\Phi_o = 0.141 \cdot \text{hp}$$

Una vez obtenida la potencia de salida debemos calcular la potencia perdida en el acoplamiento.

$$\Phi_1 := V_s \cdot W_f = 0.088 \cdot \text{hp} \quad (4.111)$$

Potencia de entrada que se necesita para mover el mecanismo la obtenemos de sumar la pérdida por rozamiento más la potencia de salida.

$$\Phi := \Phi_0 + \Phi_1 = 0.229 \cdot \text{hp} \quad (4.112)$$

Finalmente se determinará la eficiencia del engranaje.

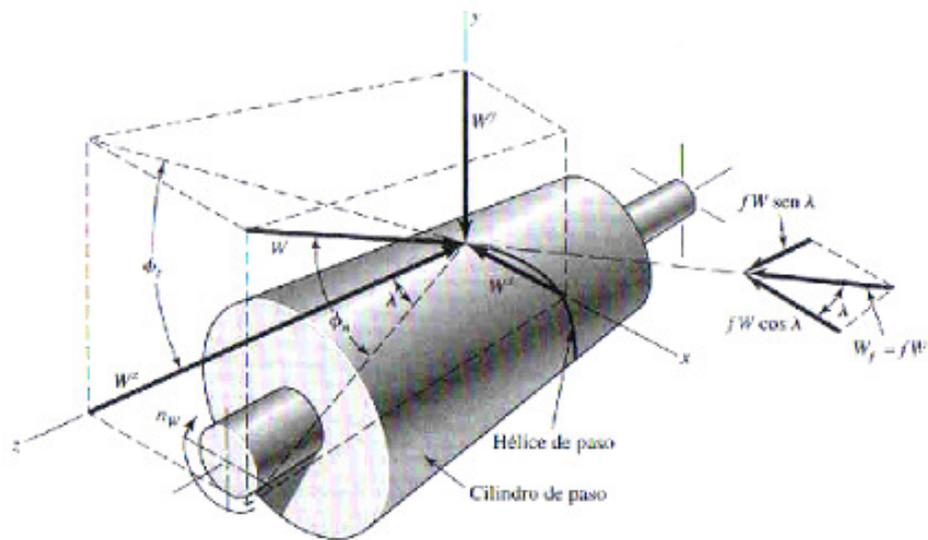
$$\eta := \frac{\Phi_0}{\Phi} = 61.6\% \quad (4.113)$$

Como adicional se debe calcular el error de la iteración dada la potencia de entrada.

$$\text{Error} := \frac{(\Phi_n - \Phi)}{\Phi} = 5.197\% \quad (4.114)$$

Por tanto el motorreductor de 0.24 HP supuesto en la entrada satisface las condiciones de diseño para mover el mecanismo.

#### ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE UN SISTEMA SINFIN-CORONA



**Figura 4.12** Esquema de fuerzas de la figura 13-40 de Shigley

Se procede a calcular la fuerza tangencial del tornillo sin-fin

$$V_w := V_s \cdot \cos(\lambda) \quad (4.115)$$

$$V_w = 30.879 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Ahora se calcula la fuerza tangencial sobre el sin-fin.

$$W_x := \frac{\Phi_n}{V_w} \quad (4.116)$$

$$W_x = 257.554 \text{ lbf}$$

Por medio de funciones trigonométricas se determina la fuerza total que actúa sobre el

sin-fin.

$$W := \frac{W_x}{\cos(\phi_n) \cdot \sin(\lambda) + \mu \cdot \cos(\lambda)} \quad (4.117)$$

$$W = 1.614 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Ahora se debe descomponer la fuerza en sus diferentes componentes para determinar

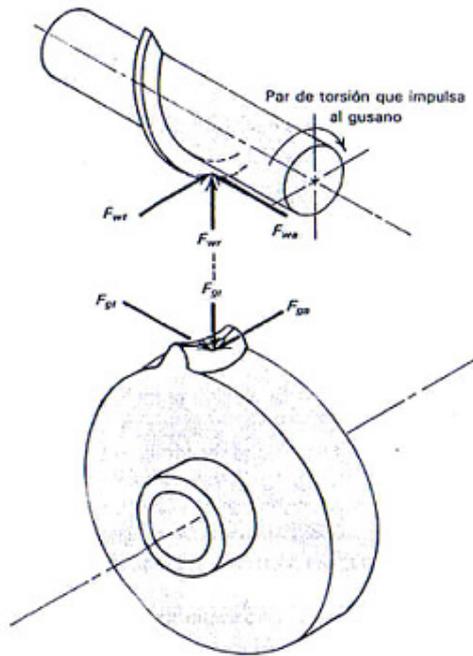
tanto la fuerza radial en el eje y y la axial en el eje z.

$$W_y := W \cdot \sin(\lambda) \quad (4.118)$$

$$W_y = 169.553 \text{ lbf}$$

$$W_z := W \cdot (\cos(\phi_n) \cdot \cos(\lambda) - \mu \cdot \sin(\lambda)) \quad (4.119)$$

$$W_z = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf}$$



**Figura 4.13** Esquema de fuerzas de la figura 16.20 de Juvinall  
demostrando el principio de acción y reacción

Para un ángulo entre ejes de 90°, la fuerza tangencial del tornillo es igual a la fuerza axial de la corona y viceversa.

$$W_{tw} := W_x \quad (4.120)$$

$$W_{tw} = 257.554 \text{ lbf}$$

$$W_{ag} := W_x \quad (4.121)$$

$$W_{ag} = 257.554 \text{ lbf}$$

$$W_{aw} := W_z \quad (4.122)$$

$$W_{aw} = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf}$$

$$W_{tg} := W_z \quad (4.123)$$

$$W_z = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Las cargas radiales del tornillo sinfin y de la corona son las mismas.

$$W_{rw} := W_y \quad (4.124)$$

$$W_{rw} = 169.553 \text{ lbf}$$

$$W_{rg} := W_y \quad (4.125)$$

$$W_{rg} = 169.553 \text{ lbf}$$

## ESFUERZOS

### FLEXIÓN EN EL SINFIN

Los dientes del sinfín son intrínsecamente mucho más fuertes que los dientes de la corona, por lo que no se consideran para análisis de esfuerzo a flexión.

### FLEXIÓN EN LA CORONA

Wilfred Lewis desarrolló una ecuación para determinar el esfuerzo a la flexión en dientes de engranes que hoy se usa ampliamente. Buckingham adaptó la ecuación de Lewis para la forma de los dientes de la corona helicoidal (Los dientes de la corona son cortos y gruesos sobre los bordes de la cara; a medio plano son más delgados, así como también curvados).

Ahora se procede a calcular el esfuerzo flexionante en cada diente por lo que se debe contar con el ancho del diente. El valor de  $y$  corresponde al factor de forma de Lewis para un ángulo de presión normal de  $20^\circ$ .

$$y := 0.125$$
$$\sigma_a := \frac{W_t g}{P_a x \cdot \cos(\lambda) \cdot y \cdot F_g} \quad (4.126)$$

$$\sigma_a = 3.844 \times 10^4 \text{ psi}$$

Ahora se determina el factor de seguridad con el se va a trabajar bajo flexión.

$$FS := 1.5 \quad (4.127)$$

El material de la corona debe tener al menos esta resistencia para soportar la flexión en los dientes.

$$S_y := FS \cdot \sigma_a \quad (4.128)$$

$$S_y = 5.766 \times 10^4 \text{ psi}$$

A continuación se señala la resistencia del bronce al aluminio Askeland Tabla 13-7.

$$S_{y\text{bronce}} := 60\text{ksi}$$

## **DESGASTE (PICADURA) EN LOS DIENTES DE LA CORONA**

El esfuerzo por contacto para determinar desgaste (o picadura) se basa en un requerimiento de 10 millones de ciclos de esfuerzo y confiabilidad 99%. El mecanismo a construirse no trabaja todo el tiempo (movimientos de 2-3 rpms cada hora en el eje del sinfín), por lo que se tendrían pocas revoluciones totales por día (menos de 100 en total en el eje principal y uno diario en el eje de la corona), lo cual demostraría como innecesaria la verificación de desgaste en los dientes por Buckingham.

## **VERIFICACIÓN DE MOVIMIENTO POR FUERZA HUMANA EN LA CORONA Y TORNILLO SECUNDARIOS**

Abajo se indica la fuerza ejercida en promedio por una persona adulta promedio.

$$F_h := 30\text{kgf}$$

$$F_h = 66.139\text{lbf}$$

En la siguiente igualdad se coloca la longitud de palanca con la que se moverá el mecanismo.

$$L := 28\text{cm} = 11.024\text{in}$$

A partir de los datos anteriores se calcula la torsión generada por una persona promedio.

$$T_h := F_h \cdot L = 729.088 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \quad (4.129)$$

Se debe determinar la fuerza de fricción a vencer para de ahí mover el mecanismo.

$$W_f = 93.494\text{lbf} \quad (4.130)$$

El siguiente es el dato del diámetro de pitch donde actúa la fuerza de rozamiento

$$D_w = 1.512\text{in}$$

Torque necesario para vencer el rozamiento del mecanismo.

$$T_f := W_f \cdot \frac{D_w}{2} = 70.69 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \quad (4.131)$$

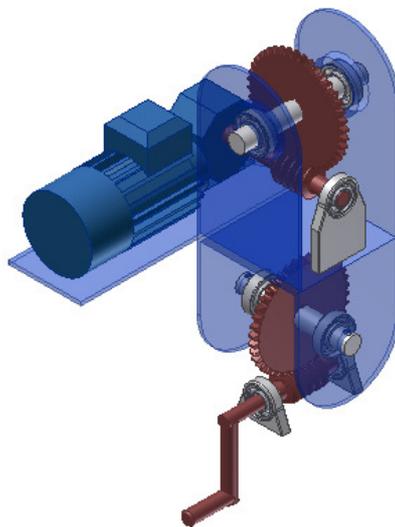
$$T_f = 70.69 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

$$T_f < T_h$$

Por tanto el mecanismo secundario puede moverse sin problemas debido a que la fuerza humana produce un torque mucho más grande que el necesario para vencer el rozamiento del mecanismo. Sin embargo, El desplazamiento de la antena no afecta significativamente al torque necesario ya que el mecanismo secundario solo tiene un rango de  $90^\circ \pm 23.5^\circ$  porque sirve simplemente para la corrección de azimut.

#### 4.2.2 DISEÑO DE FLECHAS

Se calcularán 2 flechas: La flecha "a" es el eje que sale del tornillo sinfin y se une al motor eléctrico. La flecha "b" es la que se atraviesa a las orejas unidas al soporte del concentrador parabólico, como se indica en la figura:



**Figura 4.14** Esquema de los mecanismos dos mecanismos reductores

El diseño de las flechas se lo hará siguiendo las recomendaciones, analizando cada flecha por:

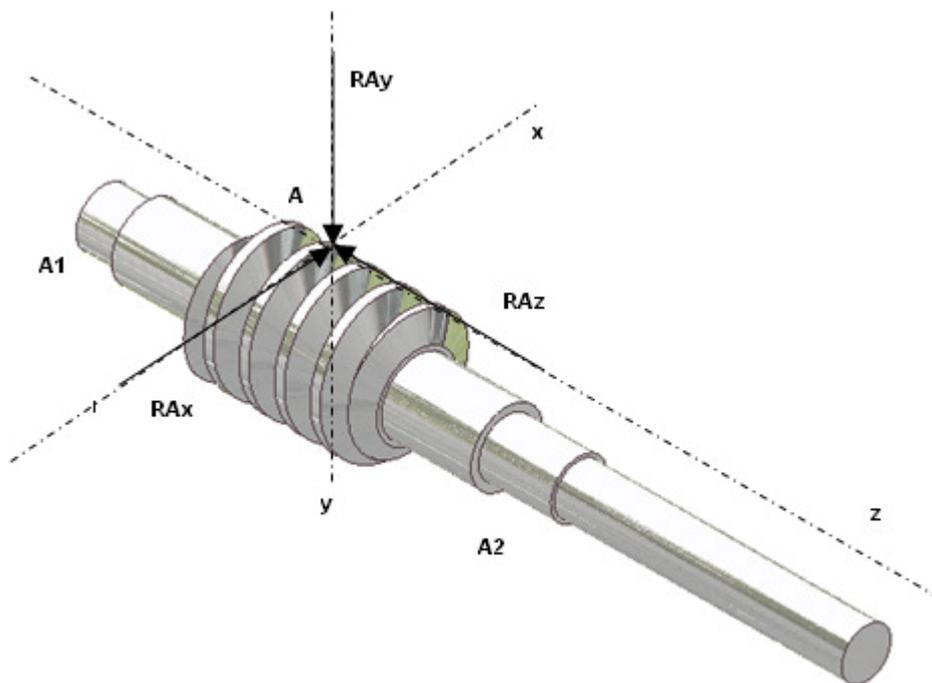
1. Deflexión y Rigidez
2. Resistencia estática
3. Resistencia a la fatiga

### **FLECHA "a"**

#### **FUERZAS, MOMENTOS Y TORQUE.**

En la flecha "a" se tiene un punto A en donde se transmiten las fuerzas del tornillo sin-fin, momentos flectores, y el torque del movimiento. La flecha "a" cuenta con 2 puntos de apoyo (rodamientos), marcados como A1 y A2.

Con la ayuda del software Autodesk Inventor se puede tener una longitud tentativa previa del eje de 5 in, con el punto de aplicación de la fuerza a 2.5in.



**Figura 4.15** Esquema de las fuerzas que actúan sobre el sinfín

A continuación se procede a determinar las cargas en los ejes.

$$R_{Ax} := W_{tw} = 257.554 \text{ lbf} \quad (4.132)$$

$$R_{Ay} := W_{rw} = 169.553 \text{ lbf} \quad (4.133)$$

$$R_{Az} := W_{aw} = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf} \quad (4.134)$$

#### PLANO XY

Torque determinado a partir de la potencia máxima que puede soportar el sistema.

$$T_{az} := \frac{\Phi_n}{\omega_w} = 194.732 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \quad (4.135)$$

La carga axial del gusano se transmite a los puntos de apoyo A1 y A2.

$$R_{A1z} := R_{Az} = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf} \quad (4.136)$$

$$R_{A2z} := R_{Az} = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf} \quad (4.137)$$

Se procede a calcular las reacciones estáticas sobre las flechas:

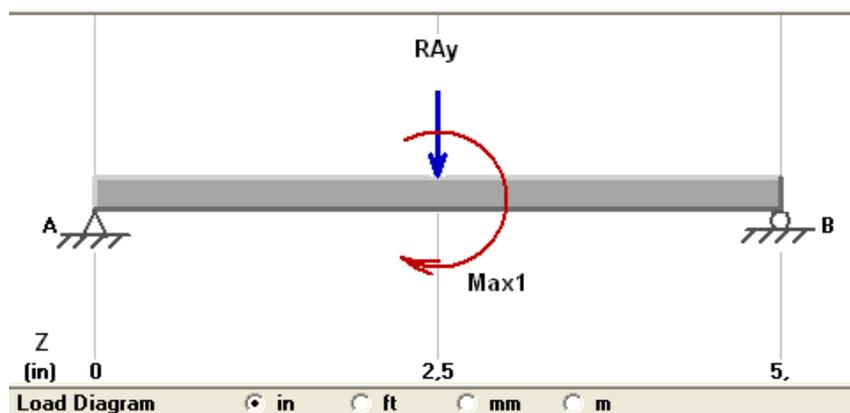
#### PLANO YZ

La fuerza axial también produce un momento alrededor del eje x.

A continuación se calcula el momento producido por la carga axial en z.

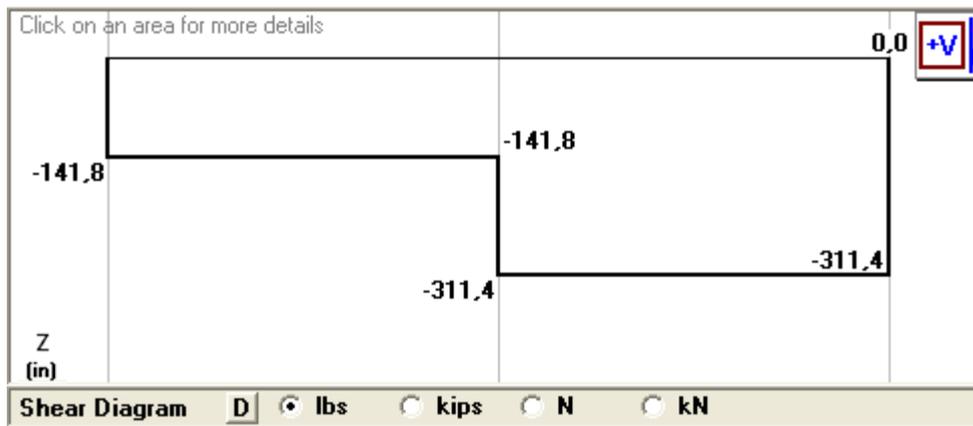
$$\text{Max1} := R_{Az} \cdot \frac{D_w}{2} \quad (4.138)$$

$$\text{Max1} = 94.404 \cdot \text{lbf} \cdot \text{ft}$$



**Figura 4.16** Esquema del eje del Sinfín con las cargas que actúan sobre el mismo

### DIAGRAMA DE CORTANTE



**Figura 4.17** Diagrama de fuerza cortante sobre el eje "a"

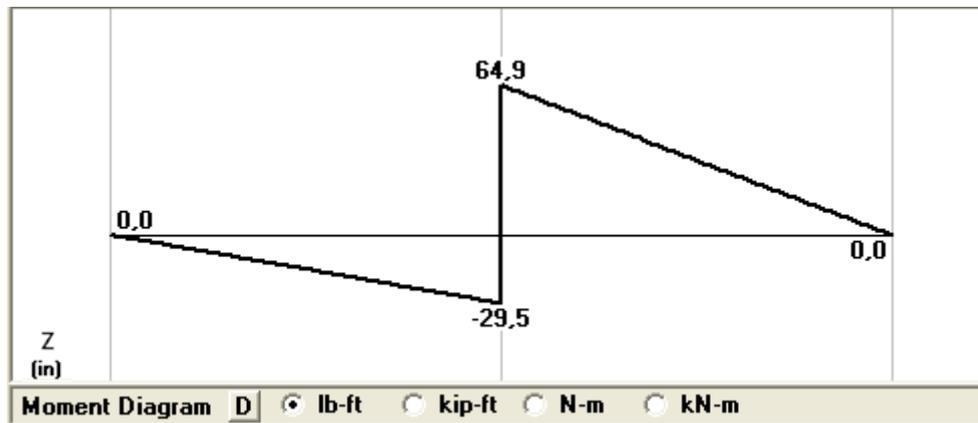
Del diagrama anteriormente indicado podemos determinar las reacciones en el eje Y del punto RA1.

$$RA1y := 141.8\text{ lbf}$$

De igual forma se determina la reacción en el eje Y del punto RA2.

$$RA2y := 311.4\text{ lbf}$$

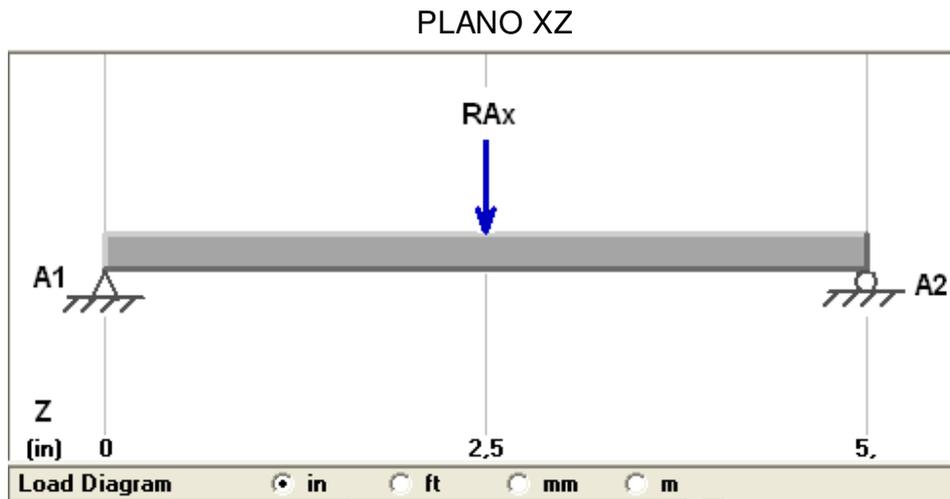
### DIAGRAMA DE MOMENTO X



**Figura 4.18** Diagrama de momento flector sobre el eje "a"

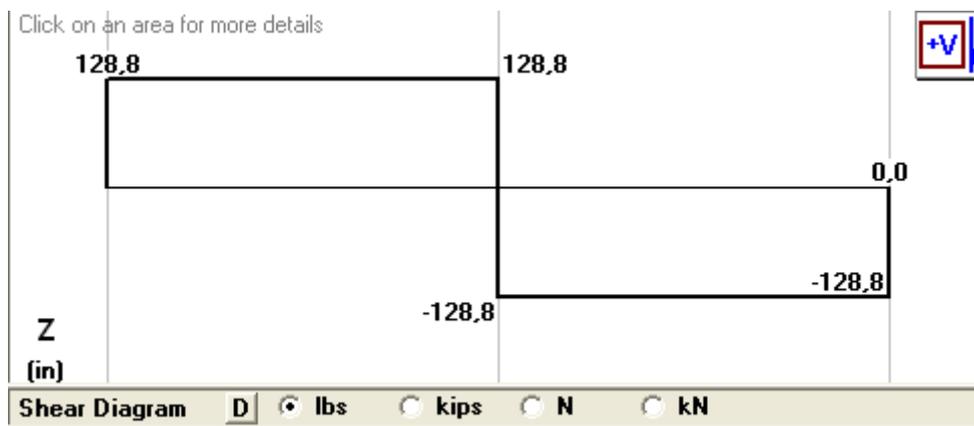
Del diagrama anterior podemos determinar el momento flector máximo en el eje en el eje x.

$$\text{Max} := 64.9\text{ lbf}\cdot\text{ft} = 778.8\text{ lbf}\cdot\text{in}$$



**Figura 4.19** Diagrama de momento de cargas en el eje "a" plano XZ

**DIAGRAMA DE CORTANTE**



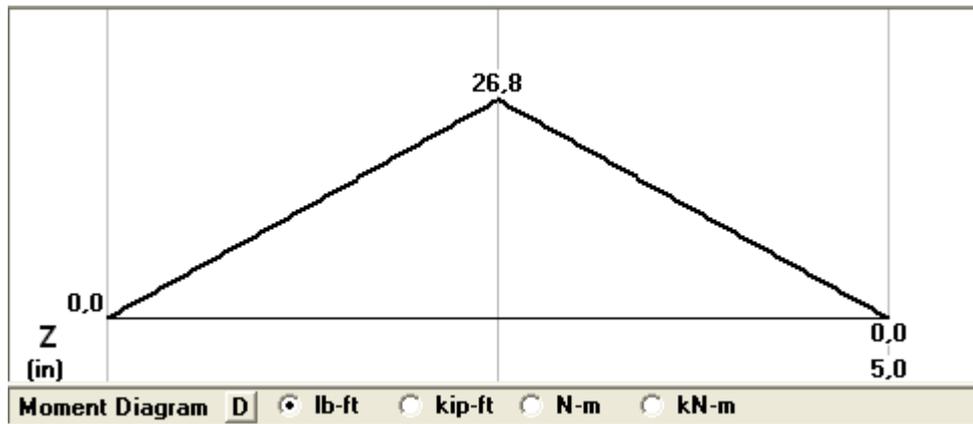
**Figura 4.20** Diagrama de fuerza cortante sobre el eje "a" plano XZ

Del diagrama anteriormente indicado podemos determinar las reacciones en el eje X del punto RA1.

$$RA1x := 128.8\text{ lbf}$$

De igual forma se determina la reacción en el eje X del punto RA2.

$$RA2x := 128.8\text{ lbf}$$



**Figura 4.21** Diagrama de momentos en Y que actúan sobre el eje "a"

A partir del diagrama anterior determinamos el momento máximo que actuará sobre el eje Y.

$$M_{ay} := 26.8 \text{ lbf} \cdot \text{ft} = 321.6 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Con los momentos máximos procedemos a determinar el momento máximo sobre el eje.

$$M_{\text{max}} := \sqrt{M_{ay}^2 + M_{ax}^2} = 842.589 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \quad (4.139)$$

### **MATERIAL Y FACTOR DE SEGURIDAD**

Catálogo Bohler Acero para eje de transmisión AISI 1045 se obtienen las propiedades mecánicas de este acero.

$$S_y := 49000 \text{ psi}$$

$$S_u := 94000 \text{ psi}$$

Para el diseño procedemos a trabajar con un factor de seguridad abajo indicado.

$$F_{Sa} := 1.5$$

## DISEÑO POR RESISTENCIA

En la siguiente ecuación se consideran los factores de muesca 1 (diámetro mínimo sin muescas) y relación entre  $S_e$  y  $S_y$ .

$$\text{dar} := \left( \frac{32}{\pi S_y} \cdot F S_a \cdot \sqrt{M_{\text{max}}^2 + T_{\text{az}}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.140)$$

$$\text{dar} = 0.646 \cdot \text{in}$$

## DISEÑO POR FATIGA

La resistencia por fatiga es la mitad de la resistencia última.

$$S_e' := 0.5 \cdot S_u \quad (4.141)$$

La carga más representativa sobre el sinfín es la axial, por lo que el factor de carga toma el siguiente valor:

$$k_{\text{carga}} := 0.70 \quad (4.142)$$

El factor de tamaño para flechas de hasta 2in es:

$$k_{\text{tamaño}} := 0.879 \cdot \left( \frac{\text{dar}}{\text{in}} \right)^{-0.107} \quad (4.143)$$

$$k_{\text{tamaño}} = 0.921$$

Para determinar el factor de superficie para un acabado maquinado se realiza el siguiente análisis:

$$A := 2.67 \quad b := -0.265$$
$$k_{\text{superficie}} := A \cdot \left( \frac{S_u}{1000 \text{ psi}} \right)^b \quad (4.144)$$

$$k_{\text{superficie}} = 0.801$$

El factor de temperatura toma el siguiente valor:

$$k_{\text{temperatura}} := 1 \quad (4.145)$$

Como último factor determinamos el de confiabilidad tomando una de 99%

$$k_{\text{confiabilidad}} := 0.814 \quad (4.146)$$

La resistencia a la fatiga que finalmente se obtiene sale a partir de la siguiente fórmula:

$$S_{ef} := k_{\text{carga}} \cdot k_{\text{tamaño}} \cdot k_{\text{superficie}} \cdot k_{\text{temperatura}} \cdot k_{\text{confiabilidad}} \cdot S_e' \quad (4.147)$$

$$S_{ef} = 1.976 \times 10^4 \text{ psi}$$

El factor del concentrado de esfuerzos para un eje con hombro y carga axial es

$$K_f := 1.5 \quad (4.148)$$

Por tanto el diámetro mínimo de resistencia a la fatiga es:

$$d_{af} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F S_a}{S_u \pi} \cdot \left( M_{\text{amax}} + \frac{S_u}{S_{ef}} \cdot K_f \cdot T_{az} \right)} \quad (4.149)$$

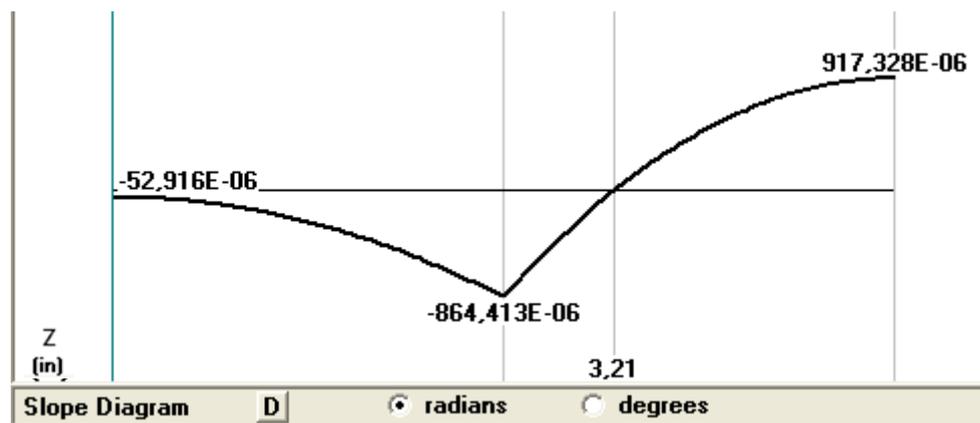
$$d_{af} = 0.713 \cdot \text{in}$$

Se escoje en base a los análisis anteriores un diámetro superior para la flecha "a" de 0.781in. Por el tema de tener compatibilidad con rodamientos comerciales escogemos un diámetro de 20mm (0.787in).

## DISEÑO POR DEFLEXIÓN Y RIGIDEZ

PLANO YZ

DIAGRAMA DE ÁNGULO DE DEFLEXIÓN



**Figura 4.22** Diagrama del ángulo de deflexión del eje "a" en el plano YZ

DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN

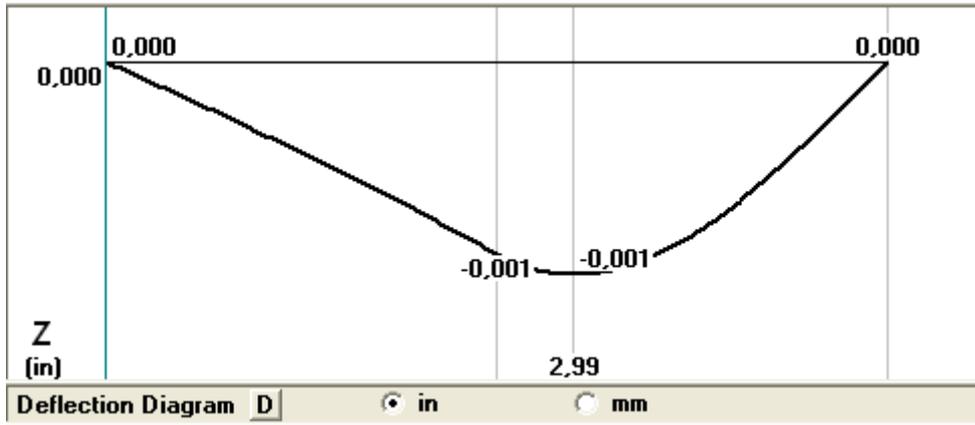


Figura 4.23 Diagrama de deflexión del eje "a" en el plano YZ

PLANO XZ

DIAGRAMA DE ÁNGULO DE DEFLEXIÓN

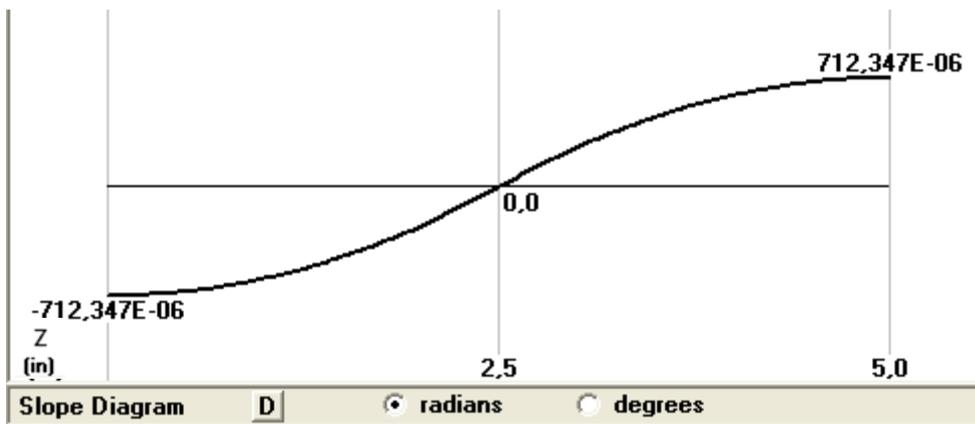


Figura 4.24 Diagrama del ángulo de deflexión del eje "a" en el plano XZ

DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN

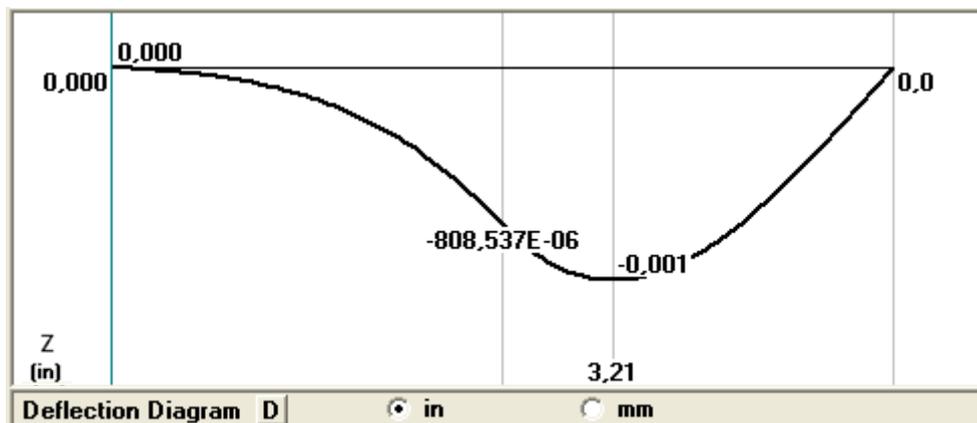


Figura 4.25 Diagrama de deflexión del eje "a" en el plano XZ

De los diagramas 4.23 y 4.25 determinamos cuál es la mayor deflexión que se puede tener.

$$\delta_{ay} := 0.001 \text{ in}$$

$$\delta_{ax} := 0.001 \text{ in}$$

Por medio de una suma pitagórica se calcula la mayor deflexión que sufrirá la flecha.

$$\delta_{cdm\acute{a}x} := \sqrt{\delta_{ay}^2 + \delta_{ax}^2} = 1.414 \times 10^{-3} \cdot \text{in}$$

$$\delta_{cdm\acute{a}x} = 1.414 \times 10^{-3} \cdot \text{in}$$

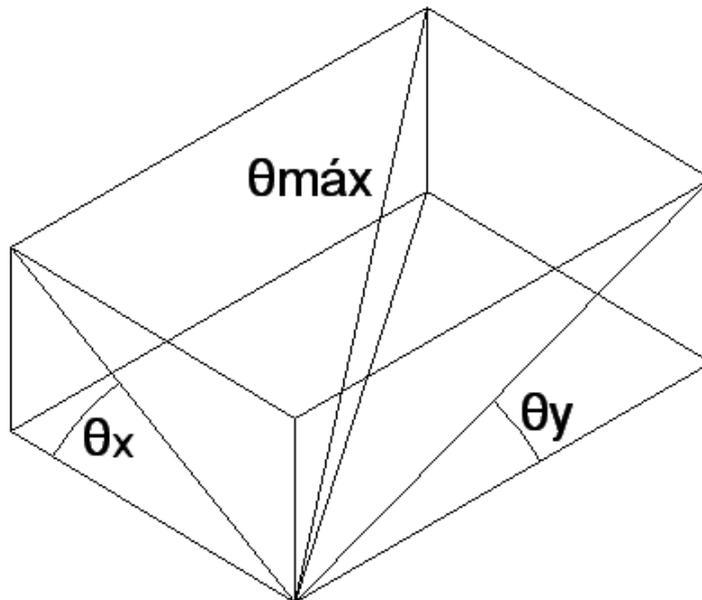
(4.150)

Como  $0.0014 \text{ in} < 0.005 \text{ in}$ , la deflexión que soportará la flecha no hará fallar el elemento.

De los diagramas 4.22 y 4.24 determinamos cuál es el mayor ángulo de deflexión que sufrirá la flecha.

$$\theta_{ay} := 0.000917$$

$$\theta_{ax} := 0.000712$$



**Figura 4.26** Esquema para determinar el ángulo de deflexión máximo

A partir del gráfico anterior se procede a calcular el mayor ángulo de deformación que sufrirá la flecha.

$$\theta_{\text{máx}} := \text{atan} \left[ \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{\tan(\theta_{\text{ay}})}\right)^2 + \left(\frac{1}{\tan(\theta_{\text{ax}})}\right)^2}} \right] \quad (4.151)$$

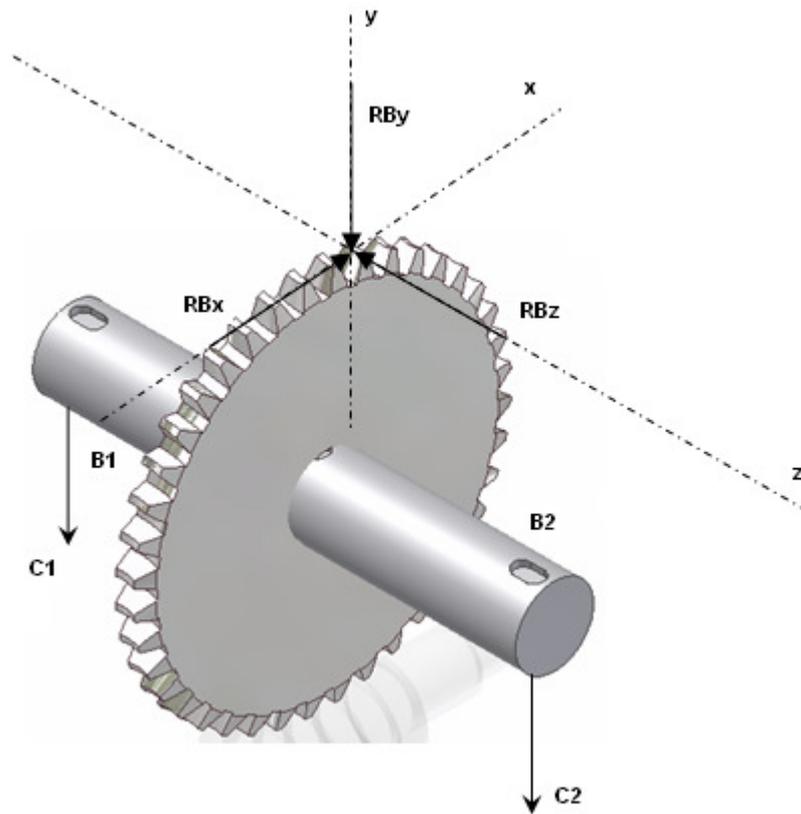
$$\theta_{\text{máx}} = 0.032 \cdot \text{deg}$$

La mayor deflexión que se recomienda es menor a  $0.04^\circ$  por lo tanto la flecha no va a fallar por ángulo de deformación.

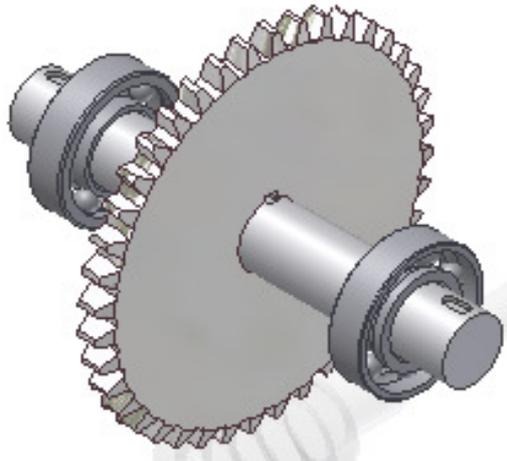
### **FLECHA "b"**

En la flecha "b" se tiene un punto B en donde se transmiten las fuerzas del tornillo sinfín, momentos flectores, y el torque del movimiento. La flecha "b" cuenta con 2 puntos de apoyo (rodamientos), marcados como B1 y B2. Se colocarán 2 contrapesos para ayudar al mecanismo, marcados como C1 y C2.

Con la ayuda del software Autodesk Inventor se puede tener una longitud tentativa previa del eje de 7.25 in, con el punto de aplicación de la fuerza a 3.625in.



**Figura 4.27** Esquema de fuerzas que actúan sobre la corona y se transmiten al eje "b"



**Figura 4.28** Esquema del ensamble en la corona

## FUERZAS, MOMENTOS Y TORQUE

A continuación se debe determinar las fuerzas, momentos y torques que actuarán sobre la flecha b. Para esto se analiza la disposición de las fuerzas en base a la figura 4.27.

Primero se determina las reacciones sobre la flecha transportando las fuerzas que actúan en el diámetro de pitch de la corona.

$$RB_x := W_{ag} \quad (4.152)$$

$$RB_x = 257.554 \text{ lbf}$$

$$RB_y := W_{rg} \quad (4.153)$$

$$RB_y = 169.553 \text{ lbf}$$

$$RB_z := W_{tg} \quad (4.154)$$

$$RB_z = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf}$$

## PLANO YZ

Primero se calcula el momento flector en el eje Z el mismo que es generado por la fuerza tangencial y el radio de pitch de la corona.

$$T_{bx} := W_{tg} \cdot \frac{D_g}{2} \quad (4.155)$$

$$T_{bx} = 4.785 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Ahora se procede a descomponer la carga axial sobre los apoyos B1 Y B2.

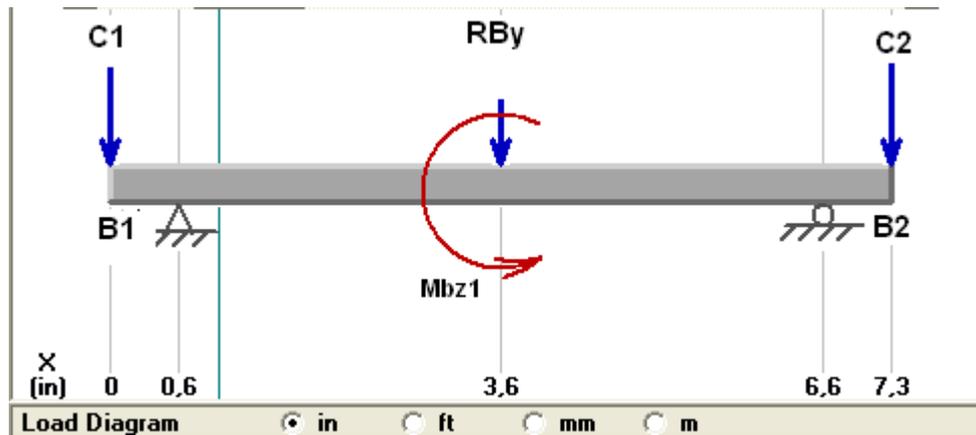
$$RB_{1x} := RB_x \quad (4.156)$$

$$RB_{1x} = 257.554 \text{ lbf}$$

$$RB_{2x} := RB_x \quad (4.157)$$

$$RB_{2x} = 257.554 \text{ lbf}$$

## PLANO XY



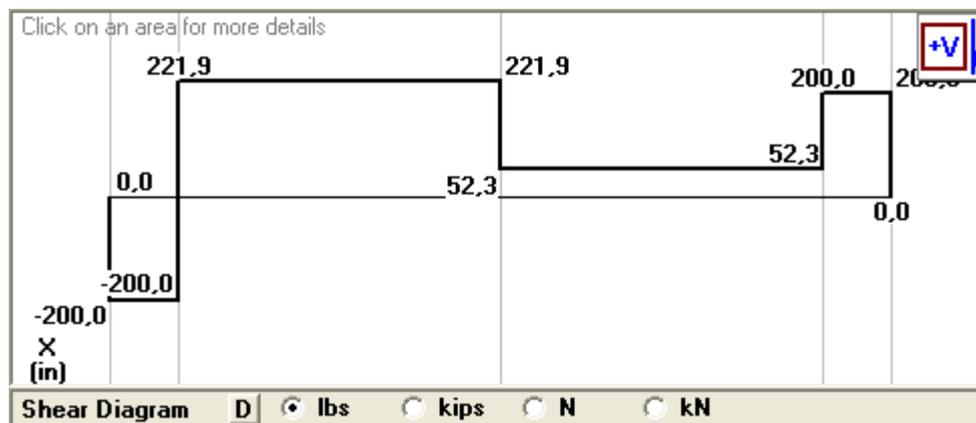
**Figura 4.29** Esquema de fuerzas que actúan sobre el eje "b" en el plano XY

La fuerza axial produce un momento alrededor del eje z.

$$M_{bz1} := R_{Bx} \cdot \frac{D_g}{2} \quad (4.158)$$

$$M_{bz1} = 822.605 \cdot \text{lb} \cdot \text{in}$$

## DIAGRAMA DE CORTANTE



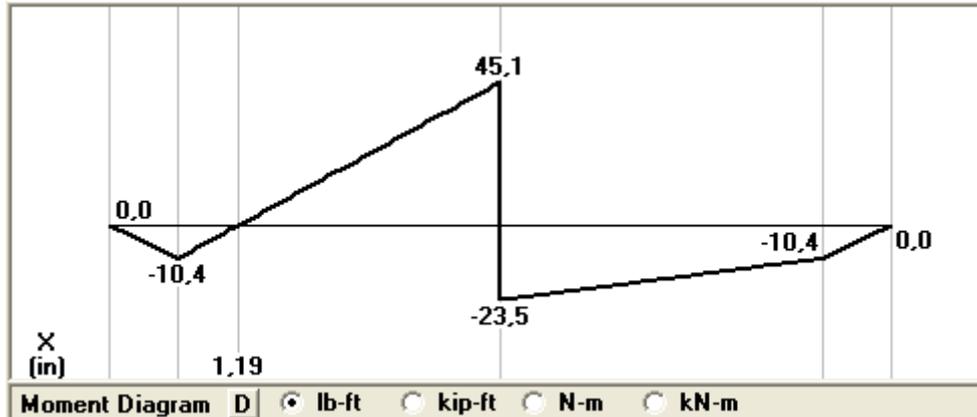
**Figura 4.30** Diagrama de fuerza cortante en el eje "b" del plano XY

En base a los diagramas anteriores se determinará las reacciones en los rodamientos del eje "b"

$$RB1y := 421.9\text{ lbf}$$

$$RB2y := 147.7\text{ lbf}$$

**DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR**

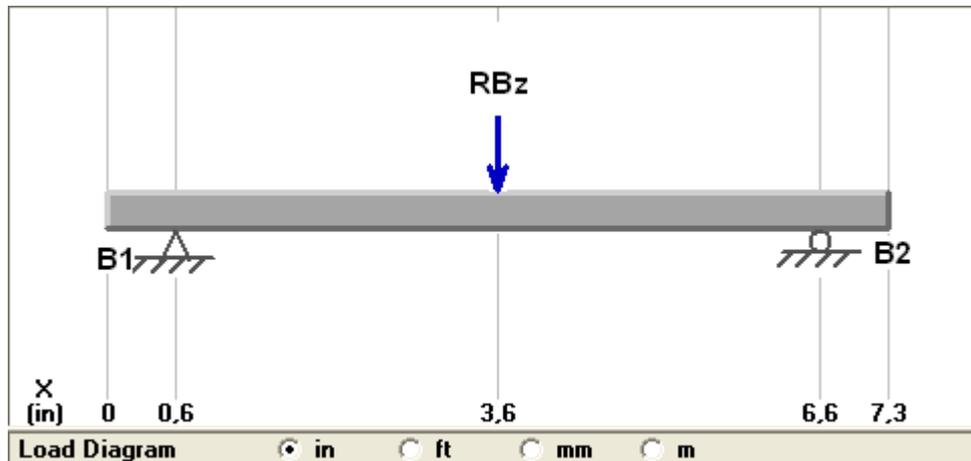


**Figura 4.31** Diagrama del momento flector en el eje "b" del plano XY

En base a la figura 4.31 se obtiene el momento flector máximo en el eje :

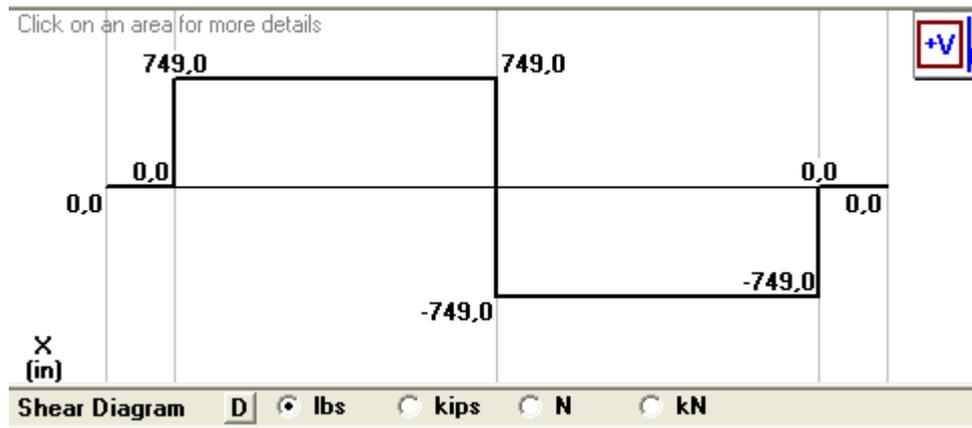
$$Mbz := 45.1\text{ lbf}\cdot\text{ft} = 541.2\cdot\text{lbf}\cdot\text{in}$$

**PLANO XZ**



**Figura 4.32** Esquema de fuerzas que actúan sobre el eje "b" en el plano XZ

### DIAGRAMA DEL CORTANTE



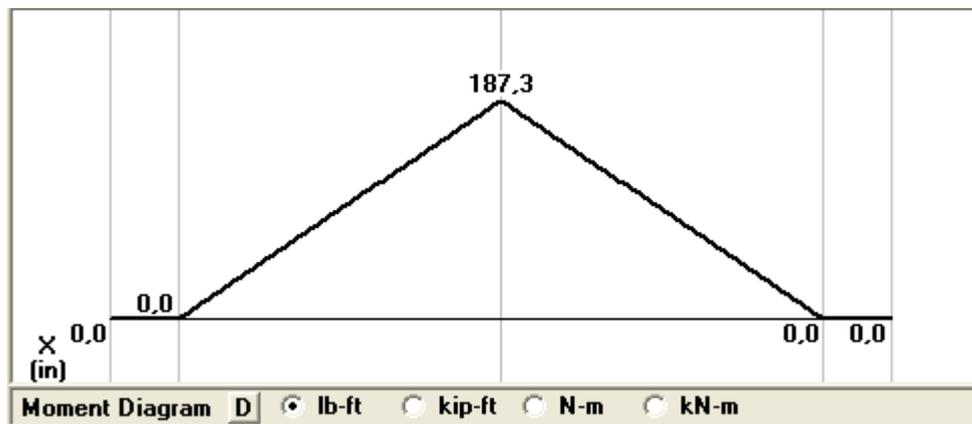
**Figura 4.33** Diagrama de fuerza cortante en el eje "b" del plano XZ

En base a la figura 4.33 se determina la carga sobre los en los rodamientos.

$$RB1z := 749\text{lbf}$$

$$RB2z := 749\text{lbf}$$

### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR



**Figura 4.34** Diagrama del momento flector en el eje "b" del plano XY

De la figura anterior se determina el momento flector máximo en el eje Y y se procede a sacar por medio de una suma pitagórica el momento flector mayor.

$$\begin{aligned} M_{by} &:= 187.3 \text{ lbf} \cdot \text{ft} = 2.248 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \\ M_{b\max} &:= \sqrt{M_{bz}^2 + M_{by}^2} = 2.312 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \end{aligned} \quad (4.159)$$

### MATERIAL Y FACTOR DE SEGURIDAD

Ahora se comparará la resistencia mecánica del acero catálogo Bohler Acero para ejes de transmisión 1045.

$$S_y := 49000 \text{ psi}$$

$$S_u := 94000 \text{ psi}$$

El factor de seguridad con el que se trabaja

$$FS_b := 1.5$$

### DISEÑO POR RESISTENCIA

Para el cálculo del diámetro mínimo de la flecha, se consideran los factores de muesca 1 (diámetro mínimo sin muescas) y relación entre  $S_e$  y  $S_y$ .

$$\begin{aligned} d_{br} &:= \left( \frac{32}{\pi S_y} \cdot FS_b \cdot \sqrt{M_{b\max}^2 + T_{bx}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \\ d_{br} &= 1.183 \cdot \text{in} \\ d_{br} &= 30.058 \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (4.160)$$

### DISEÑO POR FATIGA

Para sacar la resistencia equivalente del acero con los que se fabrica el eje se multiplica la resistencia última por un factor de 0.5.

$$S_e' := 0.5 \cdot S_u \quad (4.161)$$

La carga más representativa sobre la corona es la tangencial (torsión) por lo que el factor de carga es:

$$k_{\text{carga}} := 0.60 \quad (4.162)$$

Factor de tamaño para flechas de hasta 2in se considera a continuación.

$$k_{\text{tamaño}} := 0.879 \cdot \left( \frac{\text{dbr}}{\text{in}} \right)^{-0.107} = 0.863 \quad (4.163)$$

Factor de superficie para un acabado maquinado.

$$A := 2.67 \quad b := -0.265$$

$$k_{\text{superficie}} := A \cdot \left( \frac{\text{Su}}{1000 \text{ psi}} \right)^b = 0.801 \quad (4.164)$$

El factor de temperatura de temperatura es:

$$k_{\text{temperatura}} := 1 \quad (4.165)$$

Para una confiabilidad del 99% el factor es:

$$k_{\text{confiabilidad}} := 0.814 \quad (4.166)$$

Finalmente multiplicamos la resistencia equivalente por todos los factores anteriormente determinados y se obtiene:

$$S_{ef} := k_{\text{carga}} \cdot k_{\text{tamaño}} \cdot k_{\text{superficie}} \cdot k_{\text{temperatura}} \cdot k_{\text{confiabilidad}} \cdot S_e' \quad (4.167)$$

$$S_{ef} = 1.587 \times 10^4 \text{ psi}$$

El factor de concentración de esfuerzos para un eje con hombro con carga axial preponderante se detalla a continuación:

$$K_f := 1.4$$

Diámetro mínimo para resistencia a la fatiga del eje "b"

$$d_{bf} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F S_b}{S_u \pi} \cdot \left( M_{b\text{max}} + \frac{S_u}{S_{ef}} \cdot K_f \cdot T_{bx} \right)} \quad (4.168)$$

$$d_{bf} = 1.897 \cdot \text{in}$$

$$d_{bf} = 48.179 \cdot \text{mm}$$

El diámetro calculado por fatiga no será tomado como relevante ya que la flecha tiene una revolución por día ya que la corona está dentro de la clasificación de bajo ciclaje.

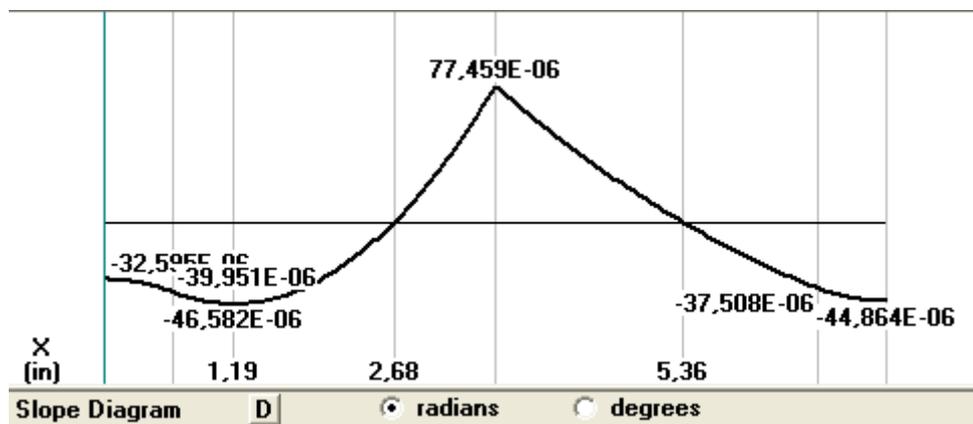
Finalmente el diámetro del eje de 35 mm para tener compatibilidad con rodamientos comerciales.

$$d_b := 35\text{mm es semejante a } d_{br} = 30.058\cdot\text{mm}$$

## DISEÑO POR DEFLEXIÓN Y RIGIDEZ

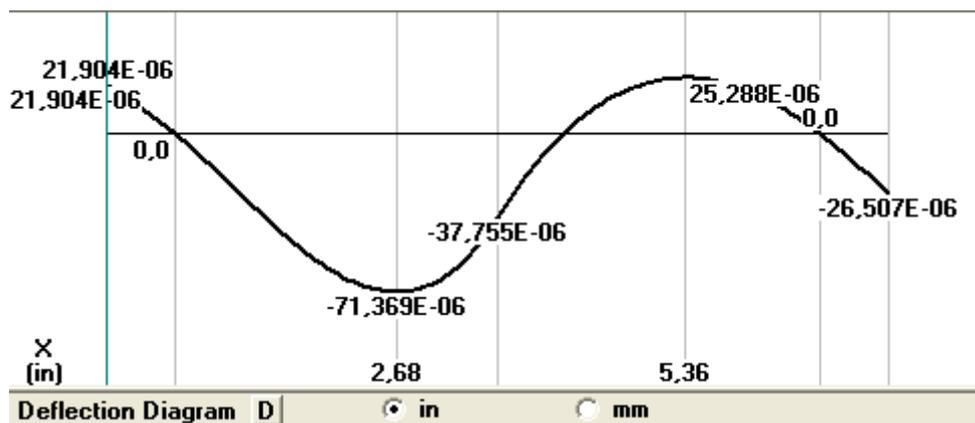
PLANO XY

### DIAGRAMA DE ÁNGULO DE DEFLEXIÓN



**Figura 4.35** Diagrama del ángulo deflexión del eje "b" en el plano XY

### DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN



**Figura 4.36** Diagrama de deflexión del eje "b" en el plano XY

PLANO XZ

DIAGRAMA DE ÁNGULO DE DEFLEXIÓN

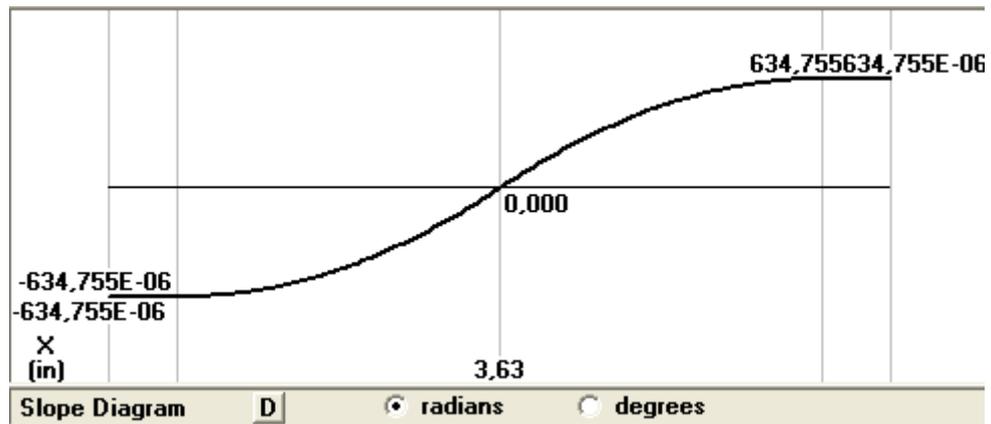


Figura 4.37 Diagrama del ángulo deflexión del eje "b" en el plano XZ

DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN

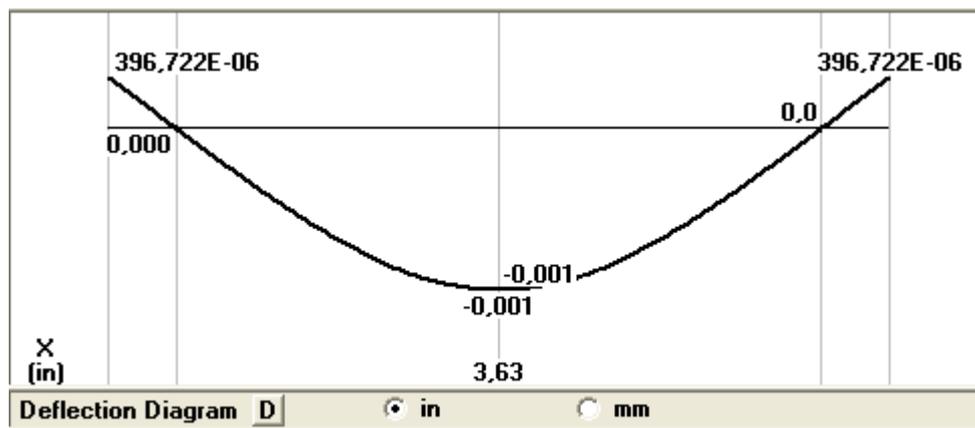


Figura 4.38 Diagrama de deflexión del eje "b" en el plano XY

A continuación se describen los valores máximos de deformación tanto en el eje Y como en Z y de se debe proceder a realizar una suma pitagórica para determinar el valor máximo de la deformación.

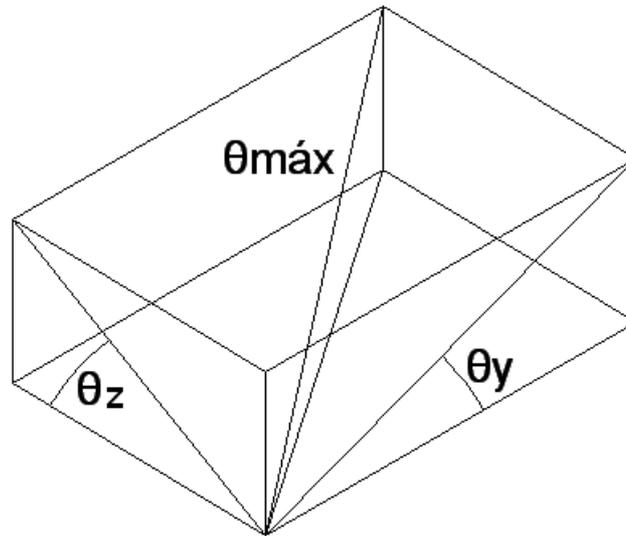
$$\begin{aligned} \delta_{by} &:= 37.8 \cdot 10^{-6} \cdot \text{in} \\ \delta_{bz} &:= 0.001 \text{ in} \\ \delta_{b\text{m}\acute{a}\text{x}} &:= \sqrt{\delta_{by}^2 + \delta_{bz}^2} \\ \delta_{b\text{m}\acute{a}\text{x}} &= 1.001 \times 10^{-3} \cdot \text{in} \end{aligned} \tag{4.169}$$

Como la deformación es 0.001 in < 0.005 in, se concluye que el eje alcanza una deflexión no crítica.

De la misma forma de los diagramas del ángulo de deflexión se procede a determinar los valores máximos en el eje Y y Z

$$\theta_{by} := 45 \cdot 10^{-6}$$

$$\theta_{bz} := 634.7 \cdot 10^{-6}$$



**Figura 4.39** Esquema para determinar el máximo ángulo de deflexión

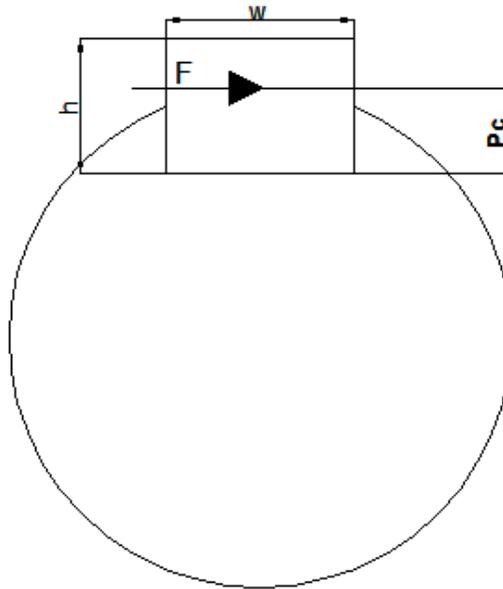
La siguiente va a ser una fórmula deducida a partir del gráfico anterior, con el objeto de determinar el ángulo de deformación máxima.

$$\theta_{máx} := \text{atan} \left[ \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{\tan(\theta_{by})}\right)^2 + \left(\frac{1}{\tan(\theta_{bz})}\right)^2}} \right] \quad (4.170)$$

$$\theta_{máx} = 6.809 \times 10^{-9} \cdot \text{deg}$$

El ángulo de deflexión es  $< 0.04^\circ$  que es la máxima recomendada por lo que la flecha cumple de manera holgada el requerimiento.

### 4.2.3 DISEÑO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS



**Figura 4.40** Esquema indicativo de la fuerza cortante sobre la chaveta

#### CHAVETAS PARA LA FLECHA "a"

El diámetro mínimo para flecha "a" por resistencia es:

$$d_{ar} = 0.646 \text{ in}$$

El diámetro comercial de fabricación para la flecha "a" es:

$$d_a := .787 \text{ in}$$

La profundidad del cuñero es:

$$P_c := 0.0625 \text{ in}$$

Por tanto el diámetro mínimo que debe tener la flecha no queda afectado

$$\left( \frac{d_a}{2} - P_c \right) \cdot 2 = 0.662 \text{ in} \quad (4.171)$$

#### PROPIEDADES DE LA CUÑA

La resistencia del material de la cuña ASTM A36 es:

$$S_y := 36000 \text{ psi}$$

La resistencia al cortante es la mitad de la resistencia a la fluencia quedando:

$$SS_y := 0.5 \cdot S_y = 1.8 \times 10^4 \text{ psi}$$

El ancho de la cuña proporcional a la profundidad es:

$$w := .1875 \text{ in}$$

El alto de la cuña correspondiente al ancho anterior es:

$$h := .125 \text{ in}$$

Factor de seguridad que se establece para la cuña es:

$$FS := 2$$

El torque soportado por el eje establecido anteriormente tiene el siguiente valor.

$$T_{az} = 194.732 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

La fuerza cortante sobre la chaveta se calcula en base al torque y el diámetro del eje.

$$F_a := \frac{T_{az}}{\frac{d_a}{2}}$$
$$F_a = 494.872 \text{ lbf}$$

Una vez determinada la fuerza cortante se procede a determinar la longitud para chavetas. La siguiente fórmula se determina a partir del depeje de la longitud que tiene el área que sufre el esfuerzo cortante y reemplazando el valor del esfuerzo cortante por la resistencia al cortante y el factor de seguridad con el que se trabajará

$$L_a := \frac{F_a \cdot FS}{w \cdot SS_y} = 0.293 \cdot \text{in} \quad (4.172)$$

## ANÁLISIS DE FALLA POR APLASTAMIENTO

Una vez calculado el largo de la cuña para evitar el cortante se debe analizar si la misma falla por aplastamiento. Primero se calcula el área lateral de la cuña:

$$A_{lc} := L_a \cdot h \quad (4.173)$$
$$A_{lc} = 0.037 \text{ in}^2$$

Ahora se procede a determinar el esfuerzo de aplastamiento y finalmente se determina el factor de seguridad de donde si es  $>1$  la cuña no fallará:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} := \frac{F_a}{\frac{A_{lc}}{2}} \quad (4.174)$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 2.7 \times 10^4 \text{ psi}$$

$$FS := \frac{.9S_y}{\sigma_{\text{aplastamiento}}}$$

$$FS = 1.2$$

### CHAVETA PARA LA FLECHA "b"

El diámetro mínimo para flecha "b" es:

$$d_{br} = 1.183 \cdot \text{in}$$

El diámetro comercial de fabricación para la flecha "b" es:

$$d_b = 1.378 \cdot \text{in}$$

La profundidad del cuñero es:

$$P_c := \frac{1}{8} \text{ in}$$

Por tanto el diámetro mínimo que debe tener la flecha no queda afectado

$$\left( \frac{d_b}{2} - P_c \right) \cdot 2 = 1.128 \cdot \text{in} \quad (4.175)$$

### PROPIEDADES DE LA CUÑA

La resistencia del material de la cuña ASTM A36 es:

$$S_y := 49000 \text{ psi}$$

La resistencia al cortante es la mitad de la resistencia a la fluencia quedando:

$$SS_y := 0.5 \cdot S_y = 2.45 \times 10^4 \text{ psi}$$

El ancho de la cuña proporcional a la profundidad es:

$$w := 10 \text{ mm} = 0.394 \cdot \text{in}$$

El alto de la cuña correspondiente al ancho anterior es:

$$h := 8 \text{ mm} = 0.315 \cdot \text{in}$$

Factor de seguridad que se establece para la cuña es:

$$FS := 1.2$$

El torque soportado por el eje establecido anteriormente tiene el siguiente valor.

$$T_{bx} = 4.785 \times 10^3 \cdot \text{lb} \cdot \text{in}$$

La fuerza cortante sobre la chaveta se calcula en base al torque y el diámetro del eje.

$$F_b := \frac{T_b x}{\frac{d_b}{2}}$$

$$F_b = 6.946 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Una vez determinada la fuerza cortante se procede a determinar la longitud para chavetas

$$L_b := \frac{F_b F_S}{w \cdot S S_y} \quad (4.176)$$

$$L_b = 0.864 \cdot \text{in}$$

### ANÁLISIS DE FALLA POR APLASTAMIENTO

Una vez calculado el largo de la cuña para evitar el cortante se debe analizar si la misma falla por aplastamiento. Primero se calcula el área lateral de la cuña:

$$A_{lc} := L_b \cdot h \quad (4.177)$$

$$A_{lc} = 0.272 \text{ in}^2$$

Ahora se procede a determinar el esfuerzo de aplastamiento y finalmente se determina el factor de seguridad de donde si es >1 la cuña no fallará:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} := \frac{F_a}{\frac{A_{lc}}{2}} \quad (4.178)$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = 3.637 \times 10^3 \text{ psi}$$

$$F_S := \frac{.9 S_y}{\sigma_{\text{aplastamiento}}}$$

$$F_S = 12.127$$

#### 4.2.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

##### RODAMIENTO A1

La velocidad del eje a es:

$$\omega_w = 78 \cdot \text{rpm}$$

El diámetro del eje a escogido es:

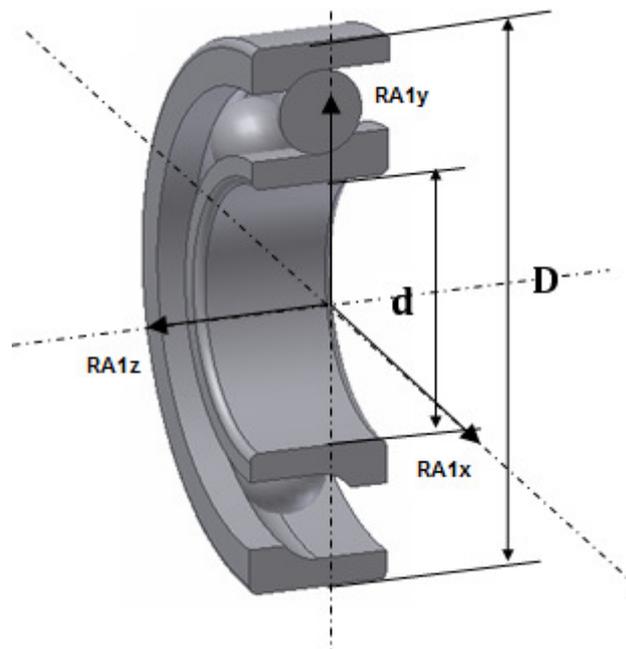
$$d_a = 0.787 \cdot \text{in}$$

Las reacciones sobre el rodamiento A quedan de la siguiente forma:

$$RA1x = 128.8 \text{ lbf}$$

$$RA1y = 141.8 \text{ lbf}$$

$$RA1z = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf}$$



**Figura 4.41** Esquema de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos

La carga radial sobre el rodamiento A1 es igual a la suma vectorial de las reacciones en el eje X e Y las mismas que tienen el siguiente valor:

$$RA1y = 141.8 \text{ lbf}$$

$$RA1x = 128.8 \text{ lbf}$$

(4.179)

Ahora procedemos a determinar la fuerza radial total sobre el rodamiento.

$$RA1r := \sqrt{RA1y^2 + RA1x^2} \quad (4.180)$$

$$RA1r = 191.564 \text{ lbf}$$

La carga axial sobre el rodamiento A1 es igual a la reacción en el eje z.

$$RA1a := RA1z \quad (4.181)$$

$$RA1a = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf}$$

La relación entre la carga axial y la carga radial es mayor a 0.8, lo que permite determinar la fórmula para el cálculo de la carga estática equivalente.

$$\frac{RA1a}{RA1r} = 7.821 \quad (4.182)$$

El proceso de selección de un rodamiento se basa en suponer el uso de un modelo específico e y probar si soporta las cargas.

Se asume que se va a utilizar el rodamiento FAG 6204.

A continuación se detallan las características más relevantes del rodamiento:

$$C := 12.7 \text{ kN} = 2.855 \times 10^3 \text{ Capacidad de carga dinámica}$$

$$Co := 6.55 \text{ kN} = 1.472 \times 10^3 \text{ Capacidad de carga estática}$$

$$DA1 := 47 \text{ mm}$$

$$dA1 := 20 \text{ mm}$$

$$dmA1 := \frac{DA1 + dA1}{2} \quad \text{Diámetro medio del rodamiento} \quad (4.183)$$

$$dmA1 = 33.5 \text{ mm}$$

$$f0 := 14.4 \quad \text{Factor del rodamiento rígido de bolas. Catálogo FAG, pág 149.}$$

$$f0 \cdot \frac{RA1a}{Co} = 14.652 \quad (4.184)$$

De la Tabla de Factores Axiales y Radiales del Catálogo FAG pág. 148, se tiene que la relación entre carga radial y axial que actúan sobre el rodamiento es:

$$\frac{RA1a}{RA1r} = 7.821 \quad (4.185)$$

De donde se obtiene que el factor e del rodamiento es:  $e := 0.43$

Por lo tanto, los factores para el cálculo de la carga dinámica equivalente son:

$$X := 0.56$$

$$Y := 1$$

$$PA1 := X \cdot RA1r + Y \cdot RA1a \quad (4.186)$$

$$PA1 = 1.606 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Se calcula la carga estática equivalente:

$$PoA1 := 0.6 \cdot RA1r + 0.5 \cdot RA1a \quad (4.187)$$

$$PoA1 = 864.094 \text{ lbf}$$

$$fs := \frac{Co}{PoA1} = 1.704 \quad (4.188)$$

Se supone una vida del rodamiento de 100 rpm por 365 días/año por 20 años:

Primero establecemos cuántos ciclos cumplirá el rodamiento.

$$LA1 := 0.7 \cdot 10^6 \text{ ciclos}$$

Con la siguiente fórmula se procede a calcular la vida del rodamiento en horas.

$$LhA1 := \frac{LA1 \cdot 10^6}{\omega_w} = 24.825 \cdot \text{horas} \quad (4.189)$$

Según el catálogo FAG el factor de velocidad para rodamiento de bolas es:

$$fnA1 := 0.747$$

Ahora se procede a usar la fórmula reducida de vida.

$$flA1 := \frac{C}{PA1} \cdot fnA1 \quad (4.190)$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$flA1 = 1.328$$

$$FlteoricoA1 := 0.669$$

Se puede apreciar que se supera satisfactoriamente el factor de esfuerzos

F1teórico.

En la siguiente igualdad se encontrará el factor para rodamiento de bolas.

$$p_A := 3$$

A continuación se utilizará la fórmula de vida:

$$CA_1 := (LA_1)^{\frac{1}{p_A}} \cdot PA_1 = 1.446 \times 10^3 \text{ lbf} \quad (4.191)$$

Abajo se describe que el factor de seguridad es satisfactorio

$$FSA_1 := \frac{C}{CA_1} = 1.975 \quad (4.192)$$

Se procede a verificar la carga dinámica teórica sobre el rodamiento utilizando la fórmula de vida ampliada:

La confiabilidad 95% en 5 millones de ciclos nos permite determinar un factor de :

$$a_1 := 0.62$$

La viscosidad relativa del aceite será:

$$\nu_1 := 200 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

La viscosidad a 40° de un aceite ISO VG 220 para lubricar engranes y rodamientos.

$$\nu_{40} := 220 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Como viscosidad de servicio tenemos:

$$\nu := 300 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Ahora se procede a determinar la relación de viscosidad

$$\kappa := \frac{\nu}{\nu_1} \quad (4.193)$$

$$\kappa = 1.5$$

Factores para cálculo de vida ampliada.

$$K_1 := 0$$

Factores para cálculo de vida ampliada.

$$K_2 := 5.5$$

Con los factores anteriores se procede a obtener la suma total:

$$K := K1 + K2 = 5.5 \quad (4.194)$$

Los factores básico es:

$$a_{23p} := 0.8$$

El factor de limpieza normal del rodamiento se establece como:

$$s := 1$$

A continuación se determinar el factor para material y condiciones de servicio

$$a_{23} := a_{23p} \cdot s = 0.8$$

Se añaden a la fórmula de vida los factores de corrección

$$CA1 := \left( \frac{LA1}{a1 \cdot a_{23}} \right)^{\frac{1}{pA}} \cdot PA1 \quad (4.195)$$

$$CA1 = 1.826 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Finalmente se tiene un factor de seguridad satisfactorio.

$$FSA1 := \frac{C}{CA1} = 1.563 \quad (4.196)$$

## RODAMIENTO A2

La velocidad del eje a es:

$$\omega_w = 78 \cdot \text{rpm}$$

El diámetro del eje a escogido es:

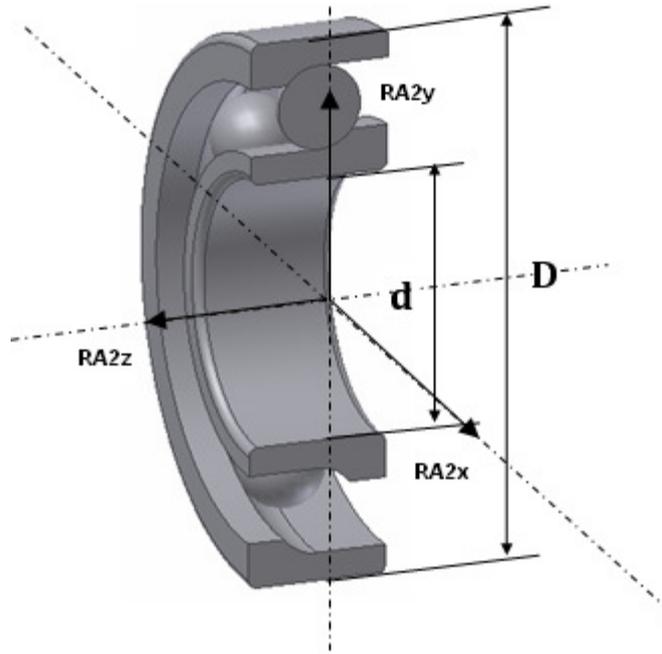
$$d_a = 0.787 \cdot \text{in}$$

Las reacciones sobre el rodamiento A2 quedan de la siguiente forma:

$$RA_{2x} = 128.8 \text{ lbf}$$

$$RA_{2y} = 311.4 \text{ lbf}$$

$$RA_{2z} = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf}$$



**Figura 4.42** Esquema de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos

La carga radial sobre el rodamiento A2 es igual a la suma vectorial de las reacciones en el eje X e Y las mismas que tienen el siguiente valor:

$$\begin{aligned} RA_{2y} &= 311.4 \text{ lbf} \\ RA_{2x} &= 128.8 \text{ lbf} \end{aligned} \quad (4.197)$$

Ahora procedemos a determinar la fuerza radial total sobre el rodamiento.

$$RA_{2r} := \sqrt{RA_{2y}^2 + RA_{2x}^2} = 336.986 \text{ lbf} \quad (4.198)$$

La carga axial sobre el rodamiento A2 es igual a la reacción en el eje z.

$$RA_{2a} := RA_{2z} = 1.498 \times 10^3 \text{ lbf} \quad (4.199)$$

La relación entre la carga axial y la carga radial es mayor a 0.8, lo que permite determinar la fórmula para el cálculo de la carga estática equivalente.

$$\frac{RA_{2a}}{RA_{2r}} = 4.446 \quad (4.200)$$

El proceso de selección de un rodamiento se basa en suponer el uso de un modelo específico e y probar si soporta las cargas.

Se asume que se va a utilizar el rodamiento FAG 6204.

A continuación se detallan las características más relevantes del rodamiento:

$$\begin{aligned}
 C &:= 12.7\text{kN} = 2.855 \times 10^3 \text{ Capacidad de carga dinámica} \\
 C_o &:= 6.55\text{kN} = 1.472 \times 10 \text{ Capacidad de carga estática} \\
 DA1 &:= 47\text{mm} \\
 dA1 &:= 20\text{mm} \\
 dmA1 &:= \frac{DA1 + dA1}{2} = 33 \text{ Diámetro medio del rodamiento} \quad (4.201)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f_0 &:= 14.4 \quad \text{Factor del rodamiento rígido de} \\
 &\quad \text{bolas. Catálogo FAG, pág 149.} \\
 f_0 \cdot \frac{RA2a}{C_o} &= 14.652 \quad (4.202)
 \end{aligned}$$

De la Tabla de Factores Axiales y Radiales del Catálogo FAG pág. 148, se tiene que la relación entre carga radial y axial que actúan sobre el rodamiento es:

$$\frac{RA2a}{RA2r} = 4.446 \quad (4.203)$$

De donde se obtiene que el factor e del rodamiento es:  $e := 0.36$

Por lo tanto, los factores para el cálculo de la carga dinámica equivalente son:

$$\begin{aligned}
 X &:= 0.56 \\
 Y &:= 1 \\
 PA2 &:= X \cdot RA2r + Y \cdot RA2a \quad (4.204) \\
 PA2 &= 1.687 \times 10^3 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

Se calcula la carga estática equivalente:

$$PoA2 := 0.6 \cdot RA2r + 0.5 \cdot RA2a = 951.347 \text{ lbf} \quad (4.205)$$

$$f_s := \frac{C_o}{PoA2} = 1.548 \quad (4.206)$$

Se supone una vida del rodamiento de 100 rpm por 365 días/año por 20 años:

Primero establecemos cuántos ciclos cumplirá el rodamiento.

$$LA2 := 0.73 \quad 10^6 \text{ ciclos}$$

Con la siguiente fórmula se procede a calcular la vida del rodamiento en horas.

$$LhA2 := \frac{LA2 \cdot 10^6}{\omega_w} = 24.825 \cdot \text{horas} \quad (4.207)$$

Según el catálogo FAG el factor de velocidad para rodamiento de bolas es:

$$fnA2 := 0.747$$

Ahora se procede a usar la fórmula reducida de vida.

$$flA2 := \frac{C}{PA2} \cdot fnA2 = 1.264 \quad (4.208)$$

El factor de esfuerzos dinámicos es:

$$FlteoricoA2 := 0.669$$

Se puede apreciar que se supera satisfactoriamente el factor de esfuerzos

F1teórico.

En la siguiente igualdad se encontrará el factor para rodamiento de bolas.

$$pA := 3$$

A continuación se utilizará la fórmula de vida:

$$CA2 := (LA2)^{\frac{1}{pA}} \cdot PA2$$
$$CA2 = 1.519 \times 10^3 \text{ lbf} \quad (4.209)$$

Abajo se describe que el factor de seguridad es satisfactorio

$$FSA2 := \frac{C}{CA2} = 1.88 \quad (4.210)$$

Se procede a verificar la carga dinámica teórica sobre el rodamiento utilizando la fórmula de vida ampliada:

La confiabilidad 95% en 5 millones de ciclos nos permite determinar un factor de :

$$a1 := 0.62$$

La viscosidad relativa del aceite será:

$$\nu_1 := 200 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

La viscosidad a 40° de un aceite ISO VG 220 para lubricar engranes y rodamientos.

$$\nu_{40} := 220 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Como viscosidad de servicio tenemos:

$$\nu := 300 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Ahora se procede a determinar la relación de viscosidad

$$\kappa := \frac{\nu}{\nu_1} = 1.5 \quad (4.211)$$

Factores para cálculo de vida ampliada.

$$K_1 := 0$$

Factores para cálculo de vida ampliada.

$$K_2 := 5.5$$

Con los factores anteriores se procede a obtener la suma total:

$$K := K_1 + K_2 = 5.5 \quad (4.212)$$

Los factores básico es:

$$a_{23p} := 0.8$$

El factor de limpieza normal del rodamiento se establece como:

$$s := 1$$

A continuación se determinan el factor para material y condiciones de servicio

$$a_{23} := a_{23p} \cdot s = 0.8 \quad (4.213)$$

Se añaden a la fórmula de vida los factores de corrección

$$CA_2 := \left( \frac{LA_2}{a_1 \cdot a_{23}} \right)^{\frac{1}{pA}} \cdot PA_2 \quad (4.214)$$

$$CA_2 = 1.919 \times 10^3 \text{ lbf}$$

Finalmente se tiene un factor de seguridad satisfactorio.

$$FSA_2 := \frac{C}{CA_2} = 1.488 \quad (4.215)$$

## RODAMIENTO B1

La velocidad del eje a es:

$$\omega_g = 1.95 \cdot \text{rpm}$$

El diámetro del eje b escogido es:

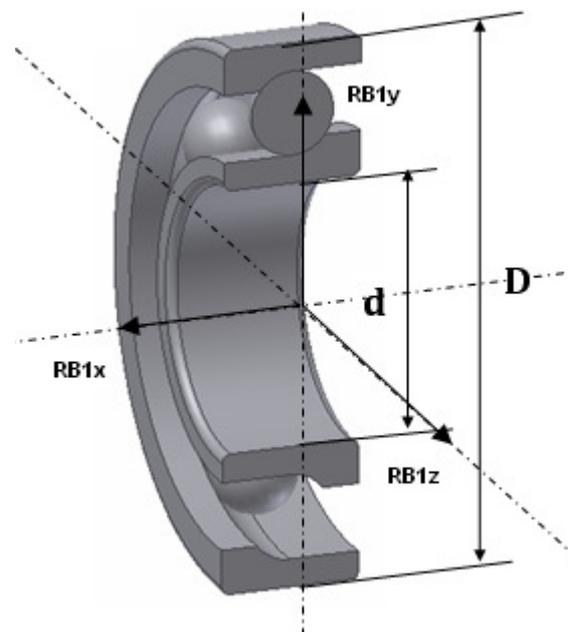
$$d_b = 1.378 \cdot \text{in}$$

Las reacciones sobre el rodamiento B1 quedan de la siguiente forma:

$$RB1x = 257.554 \text{ lbf}$$

$$RB1y = 421.9 \text{ lbf}$$

$$RB1z = 749 \text{ lbf}$$



**Figura 4.43** Esquema de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos

La carga radial sobre el rodamiento B1 es igual a la suma vectorial de las reacciones en el eje Y e Z las mismas que tienen el siguiente valor:

$$RB1y = 421.9 \text{ lbf}$$

$$RB1z = 749 \text{ lbf}$$

Ahora procedemos a determinar la fuerza radial total sobre el rodamiento.

$$RB1r := \sqrt{RB1y^2 + RB1z^2} \quad (4.216)$$

$$RB1r = 859.651 \text{ lbf}$$

La carga axial sobre el rodamiento B1 es igual a la reacción en el eje z.

$$RB1a := RB1x \quad (4.217)$$

$$RB1a = 257.554 \text{ lbf}$$

La relación entre la carga axial y la carga radial es mayor a 0.8, lo que permite determinar la fórmula para el cálculo de la carga estática equivalente.

$$\frac{RB1a}{RB1r} = 0.3 \quad (4.218)$$

El proceso de selección de un rodamiento se basa en suponer el uso de un modelo específico e y probar si soporta las cargas.

Se asume que se va a utilizar el rodamiento FAG 6007.

A continuación se detallan las características más relevantes del rodamiento:

$$C := 16 \text{ kN} = 3.597 \times 10^3 \text{ lbf} \quad \text{Capacidad de carga dinámica}$$

$$Co := 10.2 \text{ kN} = 2.293 \times 10^3 \text{ lbf} \quad \text{Capacidad de carga estática}$$

$$DB1 := 62 \text{ mm}$$

$$dB1 := 35 \text{ mm}$$

$$dmB1 := \frac{DB1 + dB1}{2} = 48.5 \text{ Diámetro medio del rodamiento} \quad (4.219)$$

Se calcula la carga estática equivalente:

$$PoB1 := RB1r \quad (4.220)$$

$$PoB1 = 859.651 \text{ lbf}$$

Cuando la velocidad de rotación es menor a 10 rpm, como es el caso de la flecha b, se compara únicamente la carga estática equivalente con la capacidad de carga estática del rodamiento.

$$FSB1 := \frac{Co}{PoB1} = 2.667 \quad (4.221)$$

## RODAMIENTO B2

La velocidad del eje a es:

$$\omega_g = 1.95 \cdot \text{rpm}$$

El diámetro del eje b escogido es:

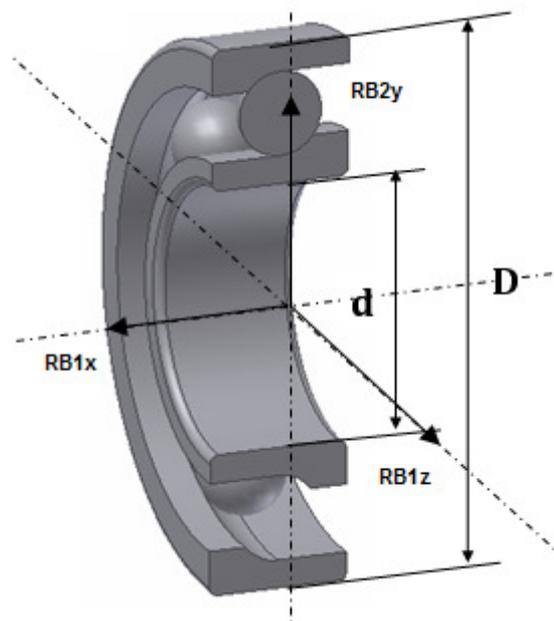
$$d_b = 1.378 \cdot \text{in}$$

Las reacciones sobre el rodamiento B2 quedan de la siguiente forma:

$$RB_{2x} = 257.554 \text{ lbf}$$

$$RB_{2y} = 147.7 \text{ lbf}$$

$$RB_{2z} = 749 \text{ lbf}$$



**Figura 4.44** Esquema de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos

La carga radial sobre el rodamiento B2 es igual a la suma vectorial de las reacciones en el eje Y e Z las mismas que tienen el siguiente valor:

$$RB_{2y} = 147.7 \text{ lbf} \tag{4.222}$$

$$RB_{2z} = 749 \text{ lbf}$$

Ahora procedemos a determinar la fuerza radial total sobre el rodamiento.

$$RB_{2r} := \sqrt{RB_{2y}^2 + RB_{2z}^2} \tag{4.223}$$

$$RB_{2r} = 763.424 \text{ lbf}$$

La carga axial sobre el rodamiento B2 es igual a la reacción en el eje z.

$$RB2a := RB2x \quad (4.224)$$

$$RB2a = 257.554 \text{ lbf}$$

La relación entre la carga axial y la carga radial es mayor a 0.8, lo que permite determinar la fórmula para el cálculo de la carga estática equivalente.

$$\frac{RB2a}{RB2r} = 0.337 \quad (4.225)$$

El proceso de selección de un rodamiento se basa en suponer el uso de un modelo específico e y probar si soporta las cargas.

Se asume que se va a utilizar el rodamiento FAG 6007.

A continuación se detallan las características más relevantes del rodamiento:

$$C := 16 \text{ kN} = 3.597 \times 10^3 \text{ lbf} \quad \text{Capacidad de carga dinámica}$$

$$Co := 10.2 \text{ kN} = 2.293 \times 10^3 \text{ lbf} \quad \text{Capacidad de carga estática}$$

$$DB2 := 62 \text{ mm}$$

$$dB2 := 35 \text{ mm}$$

$$dmB2 := \frac{DB2 + dB2}{2} = 48.5 \text{ mm} \quad \text{Diámetro medio del rodamiento} \quad (4.226)$$

Se calcula la carga estática equivalente:

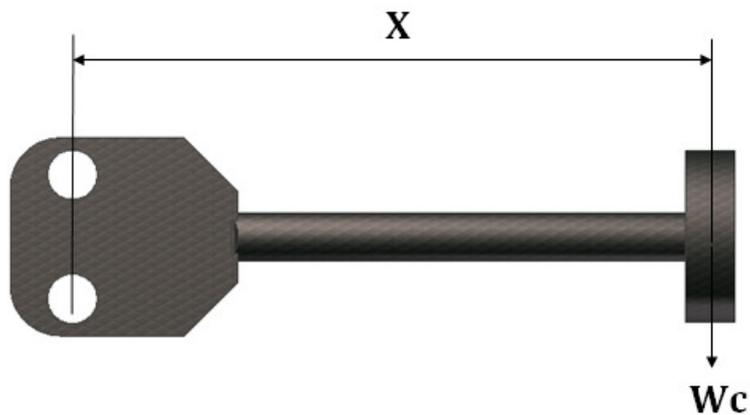
$$PoB2 := RB2r \quad (4.227)$$

$$PoB2 = 763.424 \text{ lbf}$$

Cuando la velocidad de rotación es menor a 10 rpm, como es el caso de la flecha b, se compara únicamente la carga estática equivalente con la capacidad de carga estática del rodamiento.

$$FSB2 := \frac{Co}{PoB2} = 3.004 \quad (4.228)$$

## 4.2.5 SISTEMA DE CONTRAPESOS



**Figura 4.45** Esquema indicativo para obtener el torque de ayuda

En el siguiente análisis se va a determinar si es requerido o no el sistema de contrapesos para mover el mecanismo.

El torque para el diseño del sistema sinfín-corona es:

$$T = 2.858 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

La distancia desde el centro de rotación hacia la carga del contrapeso:

$$X := 22\text{in}$$

Ahora se establece el peso colocado en cada contrapeso

$$W_c := 28.6\text{lbf}$$

El torque generado por el contrapeso para cada lado está dado en:

$$T_c := X \cdot W_c = 629.2 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in} \quad (4.229)$$

$$T_c = 629.2 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

La longitud en donde actúa el peso de la antena y el equipo la describimos como p:

$$p = 18.583 \cdot \text{in}$$

Peso de la antena más el caldero sin contrapeso tiene un módulo de :

$$W_{tsc} := 100\text{lbf}$$

Torque generado por el peso de la antena

$$T := W_{tsc} \cdot (p + 10\text{in}) \quad (4.230)$$

$$T = 2.858 \times 10^3 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

El diferencial de torque a ser requerido por el mecanismo sinfín-corona es:

$$\begin{aligned}\Delta T &:= T - 2T_c \\ \Delta T &= 1.6 \times 10^3 \cdot \text{lb} \cdot \text{in} \\ \% \text{Ayuda} &:= 2 \frac{T_c}{T} = 44.026\% \end{aligned} \quad (4.231)$$

El porcentaje de ayuda que es brindado por los contrapesos al sistema es de 44.02%

### **ANÁLISIS DE LA VIGA EN VOLADIZO QUE SOSTIENE EL CONTRAPESO**

El diámetro de la viga en voladizo da:

$$d_v := 1 \text{ in}$$

El momento que actúa sobre la viga se determina por:

$$\begin{aligned}M_v &:= W_c \cdot X \\ M_v &= 629.2 \cdot \text{lb} \cdot \text{in} \end{aligned} \quad (4.232)$$

La inercia de la sección transversal de la viga será:

$$\begin{aligned}I &:= \pi \frac{d_v^4}{64} = 0.049 \cdot \text{in}^4 \\ I &= 0.049 \cdot \text{in}^4 \end{aligned} \quad (4.233)$$

El esfuerzo de flexión sobre la viga se obtiene con la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned}\sigma &:= \frac{M_v \cdot \frac{d_v}{2}}{I} \\ \sigma &= 6.409 \times 10^3 \text{ psi} \end{aligned} \quad (4.234)$$

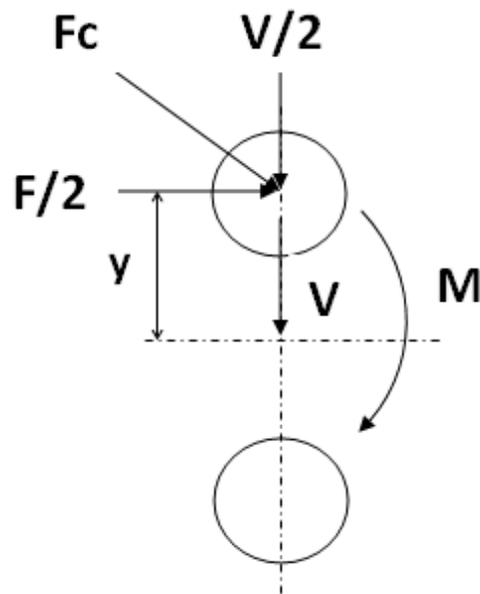
La resistencia del material de la viga se la toma de una barra de A36:

$$S_{yA36} := 36 \text{ ksi} \quad (4.235)$$

Factor de seguridad con el actúa la viga

$$FS := \frac{S_{yA36}}{\sigma} = 5.617 \quad (4.236)$$

## ESFUERZO CORTANTE SOBRE PERNOS DE SUJECIÓN A LAS OREJAS



**Figura 4.46** Esquema de fuerzas cortantes que actúan

La fuerza cortante que actuará sobre los 2 pernos que sujetan los contrapesos corresponde al peso de los contrapesos ubicados al final de las barras de sujeción:

$$V := 15\text{kgf} = 33.069\text{lbf}$$

El largo de la barra o distancia del centro de los pernos hasta los contrapesos:

$$X := 22\text{in}$$

Además, se tiene un momento que actúan sobre ambos pernos el mismo que tiene un valor de de:

$$M := X \cdot V$$

$$M = 727.525 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

La distancia entre pernos es:

$$y := 2.5\text{in}$$

La fuerza cortante producida por el momento sobre los pernos se calcula de

la siguiente forma:

$$F := \frac{M}{y} = 291.01\text{lbf} \quad (4.237)$$

Para obtener la fuerza corante total sobre un perno se deben obtener por medio de pitágoras la fuerza total:

$$F_c := \sqrt{\left(\frac{F}{2}\right)^2 + \left(\frac{V}{2}\right)^2} = 146.442 \text{ lbf} \quad (4.238)$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante es necesario determinar el área transversal del perno de 3/4"

$$A := .334 \text{ in}^2$$

La resistencia de los pernos a tensión pura es:

$$S_y := 85 \text{ ksi}$$

La resistencia al cortante de los pernos es la mitad de la que se tiene para tensión.

$$S_{sy} := \frac{S_y}{2} \quad (4.239)$$

$$S_{sy} = 4.25 \times 10^4 \text{ psi}$$

El esfuerzo cortante que actúa sobre un perno es:

$$\tau := \frac{F_c}{A} = 438.448 \text{ psi} \quad (4.240)$$

Finalmente el factor de seguridad para los pernos sujetadores de los contrapesos determinará si los pernos soportan sin problema la carga a la que son sometidos.

$$FS := \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (4.241)$$

$$FS = 96.933$$

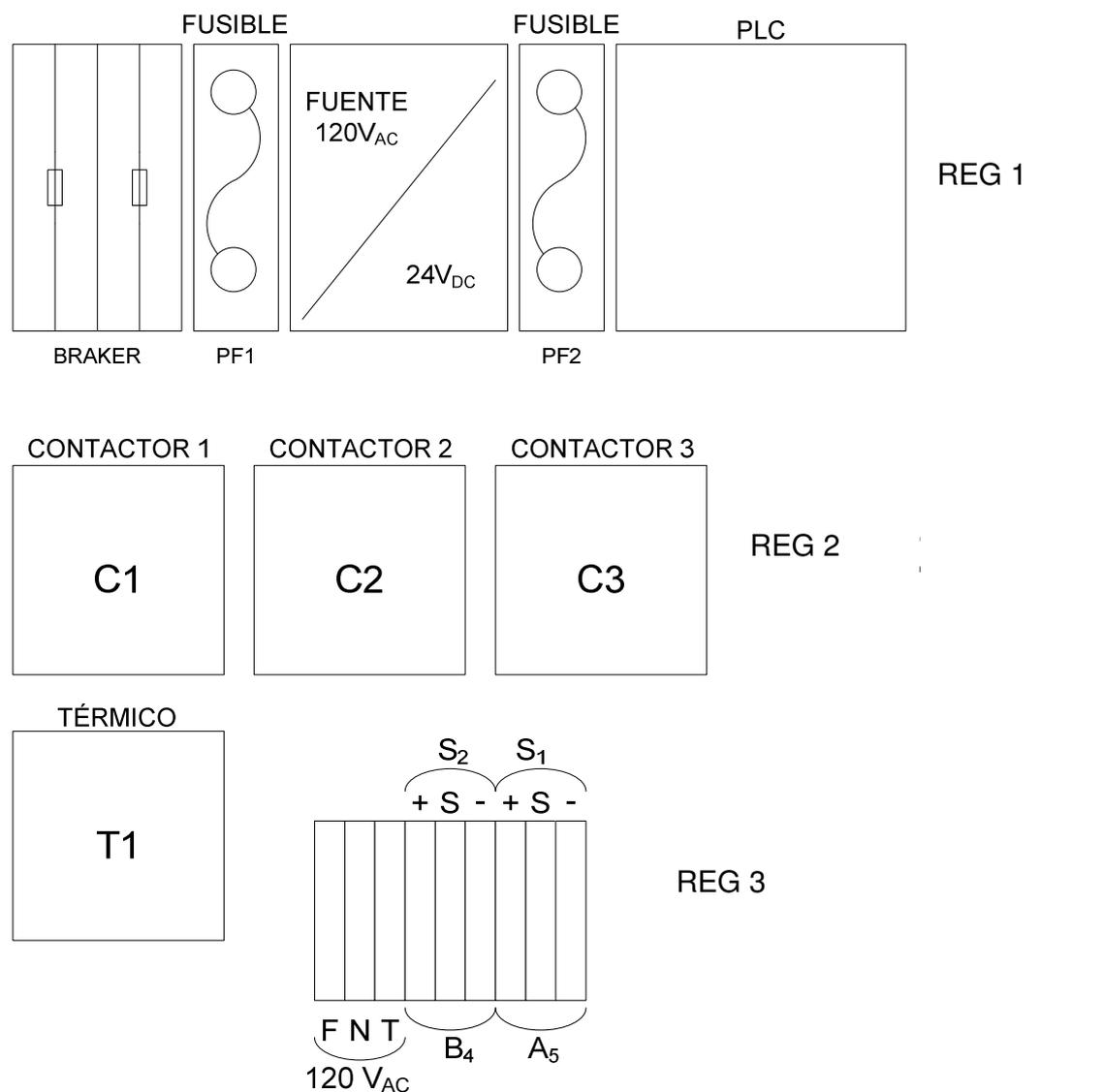
Se ve claramente que los pernos pueden superar tranquilamente la carga de los contrapesos.

## 4.3 ELEMENTOS DE CONTROL

### 4.3.1 DISEÑO ELÉCTRICO DEL SISTEMA DE CONTROL

#### 4.3.1.1 DIAGRAMA DE DISPOSICIÓN DE ELEMENTOS EN LA CAJA TÉRMICA

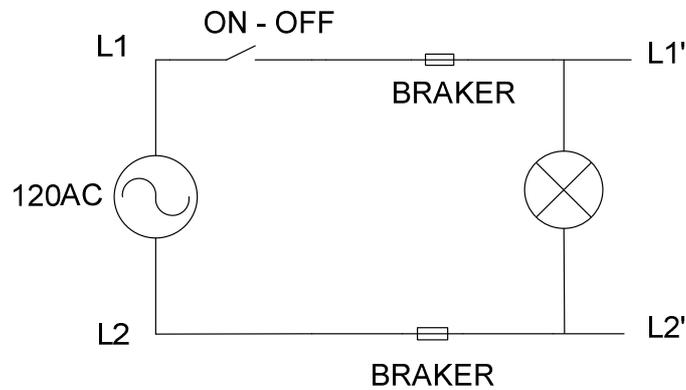
En el siguiente diagrama se muestra cómo será la disposición de cada elemento que corresponde al sistema de control electrónico. Los rótulos a la derecha que dicen REG 1, REG 2 y REG 3 son las diferentes regiones del circuito eléctrico.



**Figura 4.47** Diagrama de disposición de los elementos en la caja térmica

### 4.3.1.2 DIAGRAMAS MULTIFILARES REG 1

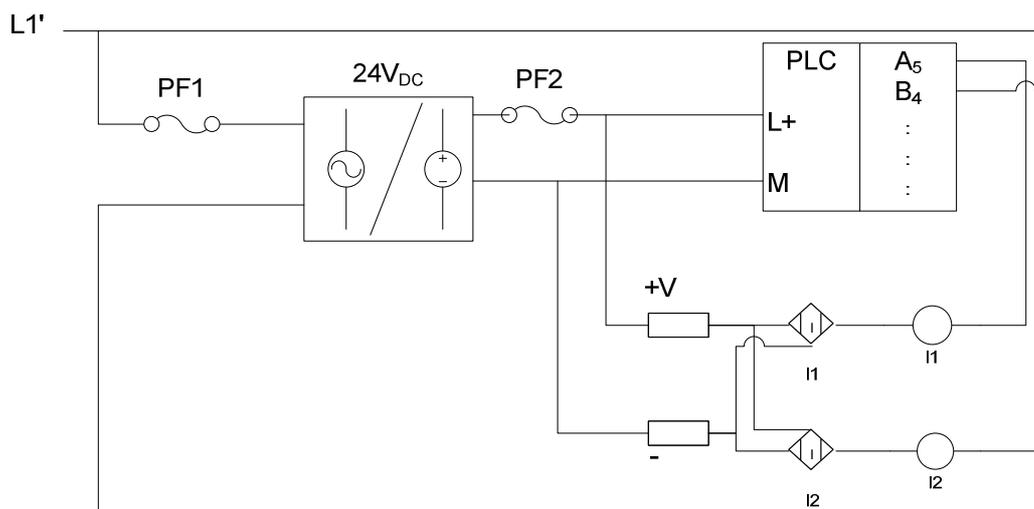
El siguiente diagrama muestra la disposición de los breaker para poder proteger el sistema eléctrico de un sobrevoltaje.



**Figura 4.48** Diagrama multifilar Región 1

### 4.3.1.3 DIAGRAMAS MULTIFILARES REG 3

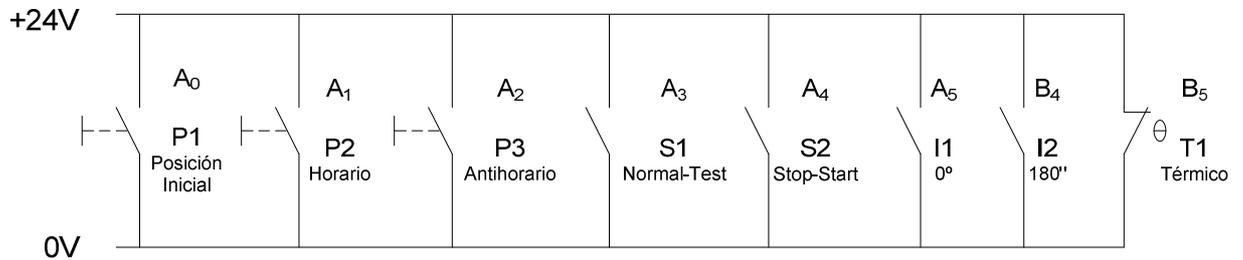
En la Figura 4.49, se aprecia el diagrama unifilar de las conexiones del PLC desde su fuente que será de un transformador de corriente alterna en continua hasta las conexiones de los sensores inductivos de posición.



**Figura 4.49** Diagrama multifilar Región 3

#### 4.3.1.4 DIAGRAMA DE CONEXIONES DE ENTRADA AL PLC

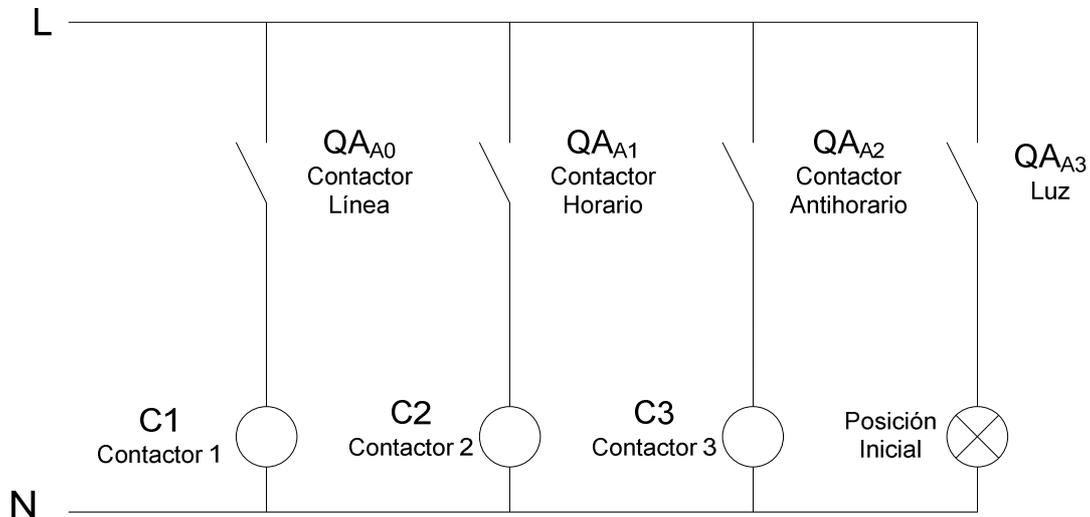
A continuación se describe las diferentes conexiones que irán a las líneas de corriente continua.



**Figura 4.50** Diagrama de entradas al PLC

#### 4.3.1.5 DIAGRAMA DE CONEXIONES DE SALIDA DEL PLC

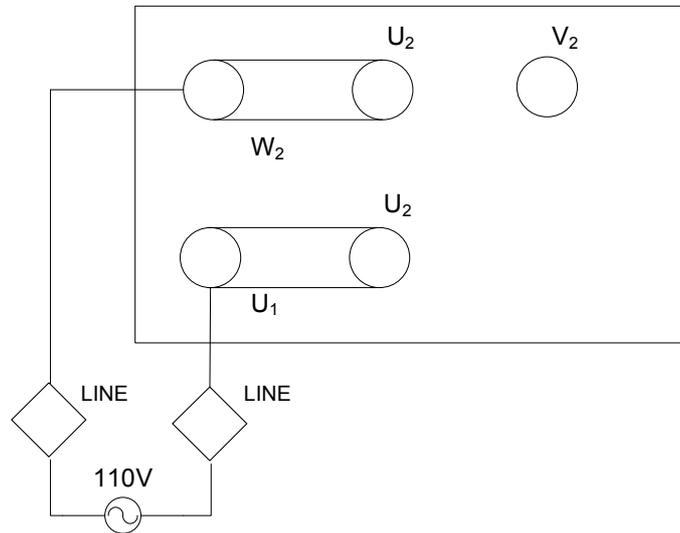
El diagrama de salidas de la Figura 4.51 indica de forma esquemática como se activará cada contacto el momento que el usuario opere cualquiera de los mandos de control.



**Figura 4.51** Diagrama de salidas del PLC

#### 4.3.1.6 ESQUEMA DE BORNERAS MOTOR

En el esquema de las conexiones del motor se aprecia como cada uno de los contactos alimentan las bobinas del mismo.



**Figura 4.52** Diagrama de borneras del motor

#### 4.3.1.7 CÁLCULO PARA SELECCIÓN DE CONTACTORES

$P := .24\text{hp} = 178.968 \text{ W}$  Potencia mínima del motor para mover el mecanismo

$P := 178.9 \text{ W}$

$\text{Volt} := 11 \text{ V}$

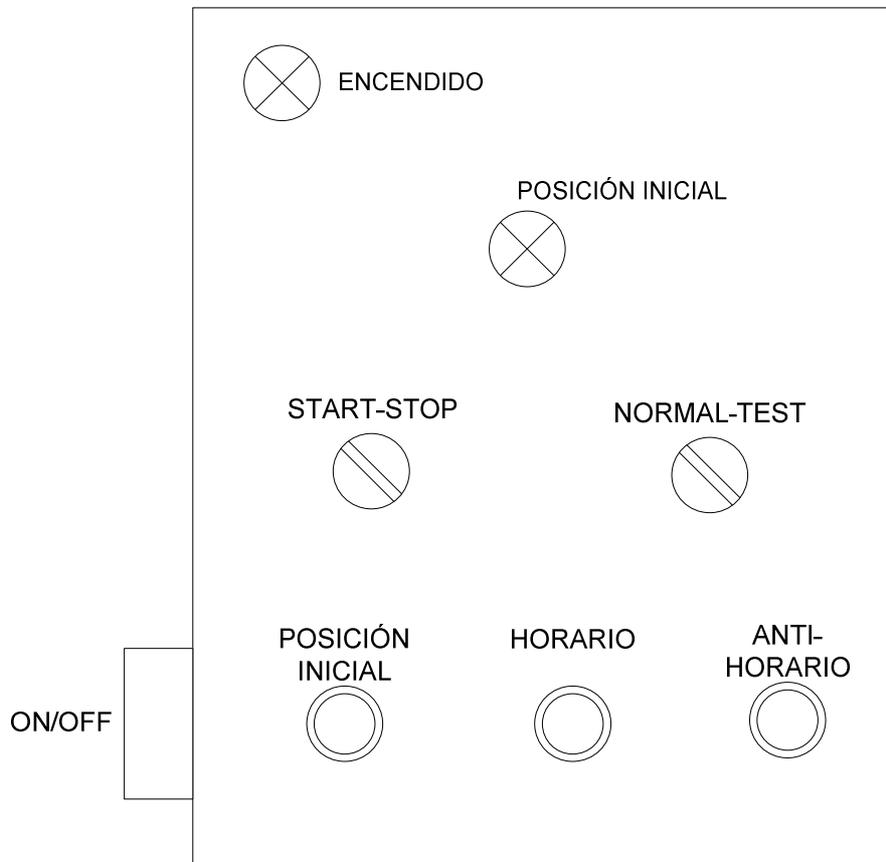
Diferencia de potencial entre líneas de eléctricas

$$A := \frac{P}{\text{Volt}} = 1.627$$

Tensión de corriente que deben soportar los contactores (4.242)

#### 4.3.1.8 DIAGRAMA DE DISPOSICIÓN DE BOTONES, SELECTORES Y LUCES PILOTO

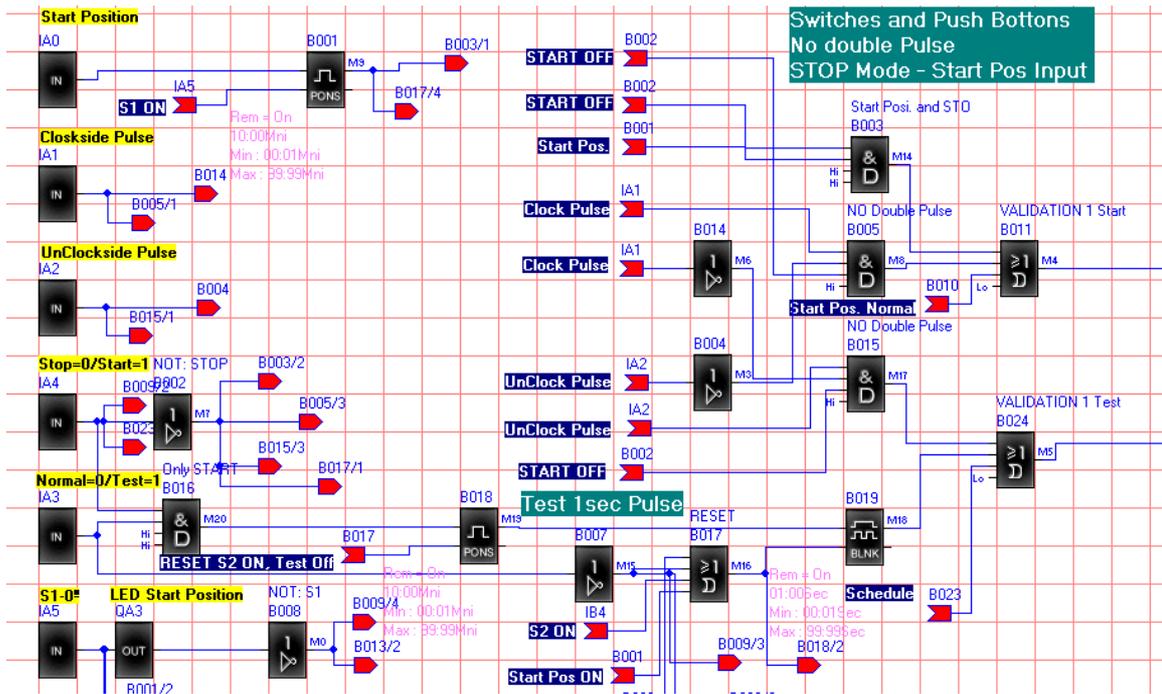
La caja térmica tendrá la siguiente configuración de los selectores e indicadores:



**Figura 4.53** Diagrama de disposición pulsadores, selectores y luces piloto

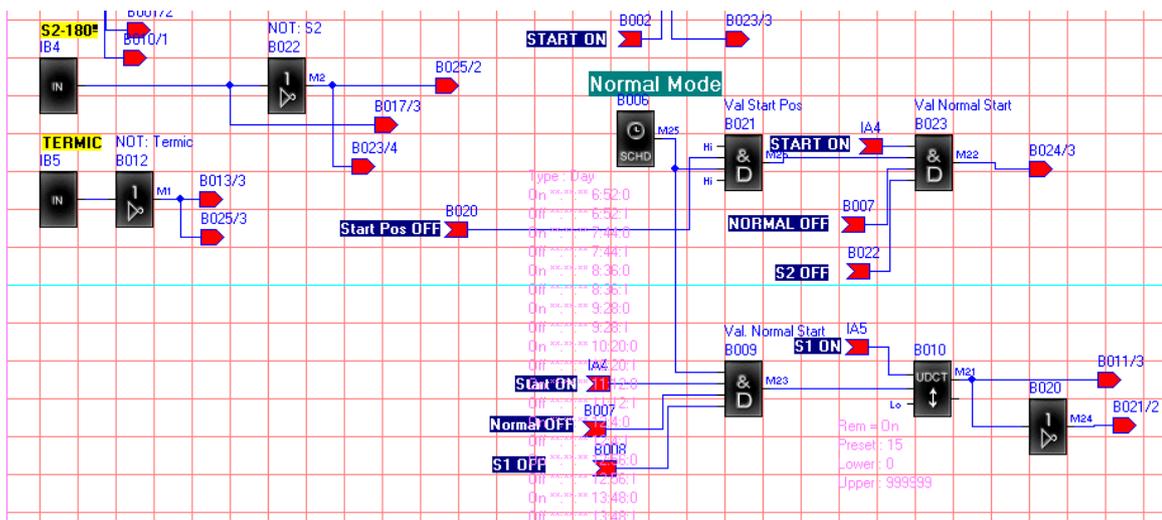
#### 4.3.2 PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL

En el sistema de control primero se programa mediante lenguaje FBD que se pueda accionar el movimiento para un modo Test, un movimiento horario y un antihorario.



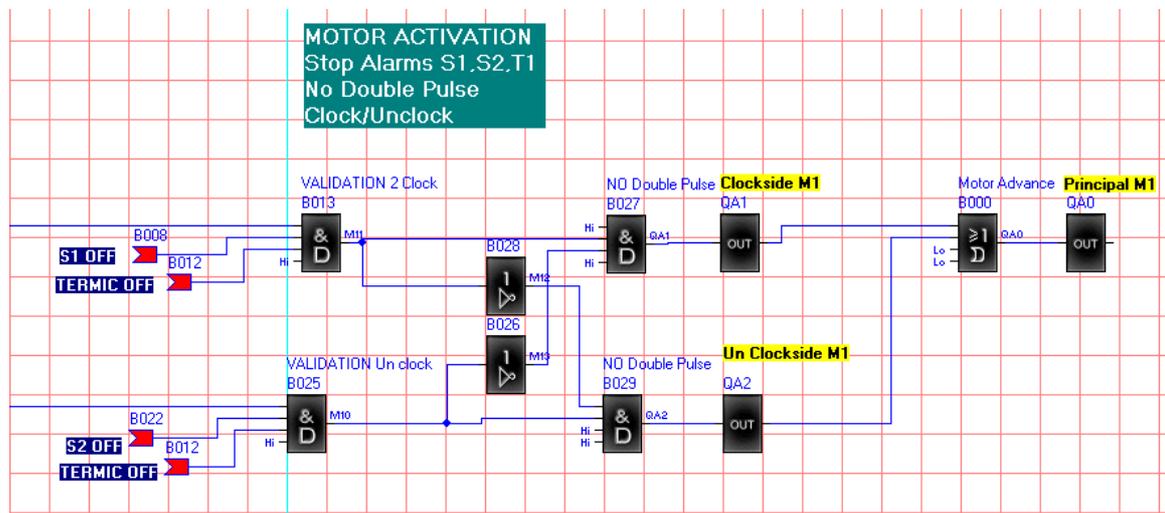
**Figura 4.54** Programación en bloque de programa Test, Movimiento Horario y Movimiento Antihorario

La siguiente figura por otra parte indica cómo se estableció el movimiento de seguimiento normal del sol por medio de su reloj interno.



**Figura 4.55** Programación en bloque de programa Normal

Por seguridad y evitar daños en las bobinas del motor se debe validar mediante un subprograma que no se puedan activar ambos botones de movimiento horario y anti-horario.



**Figura 4.56** Programación en bloque de validación para evitar accionamiento horario y anti-horario simultáneo

## CAPÍTULO 5

### CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

#### 5.1 ORGANIGRAMA DE PROCESOS

Para la realización de los diagramas de procesos de manufactura de los elementos que conforman al sistema de seguimiento solar se utilizará la siguiente simbología:



Operación



Inspección



Transporte



Almacenamiento<sup>79</sup>

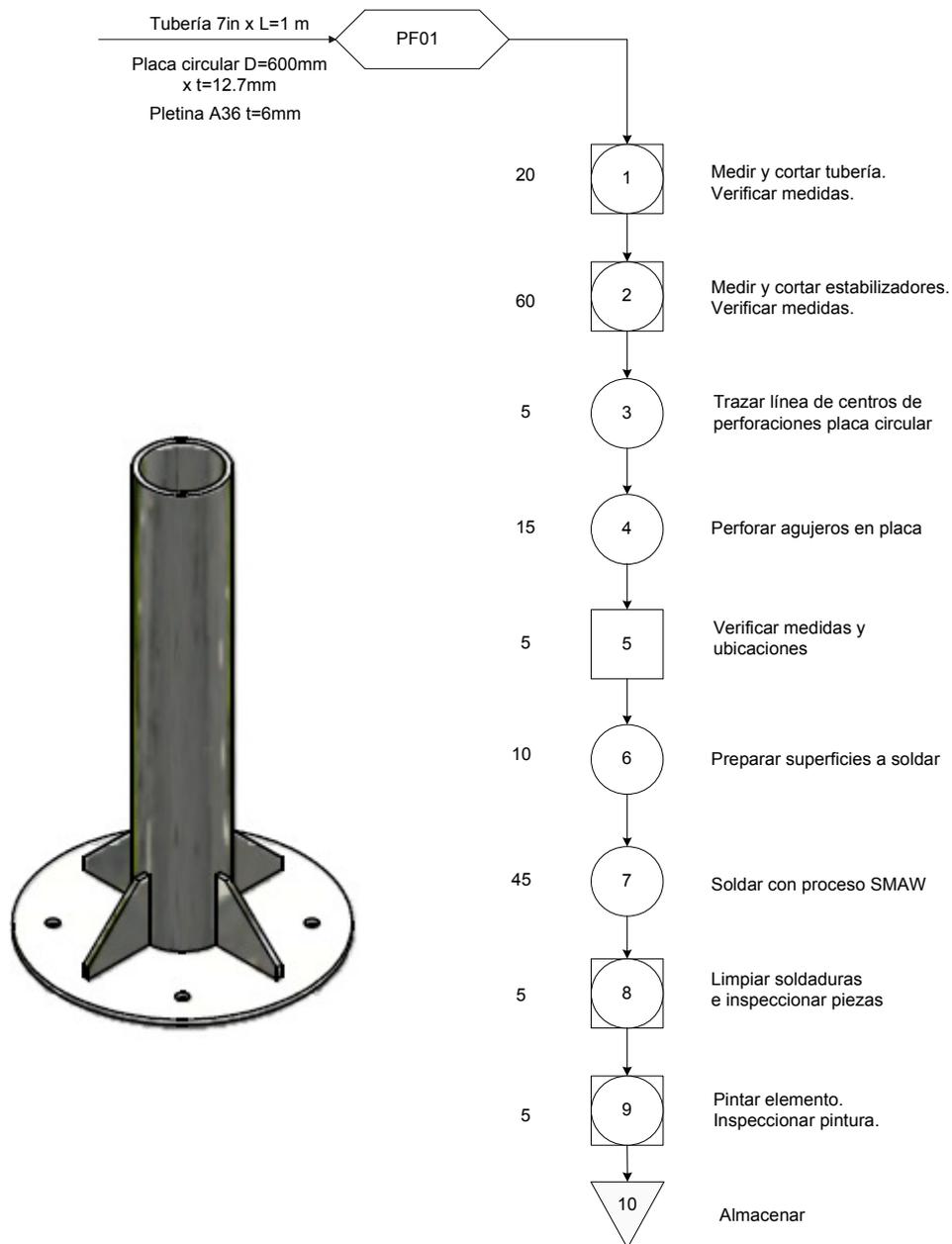
Se analizará el proceso de fabricación de cada componente y el proceso de ensamblaje del sistema de rotación biaxial. Dentro del diagrama de flujo de procesos, se muestra a la izquierda de cada el proceso la duración aproximada del mismo en minutos, y a la derecha el proceso a realizarse.

---

<sup>79</sup> <http://148.202.148.5/cursos/id209/mzaragoza/unidad2/unidad2dos.htm>

### 5.1.1 SOPORTE

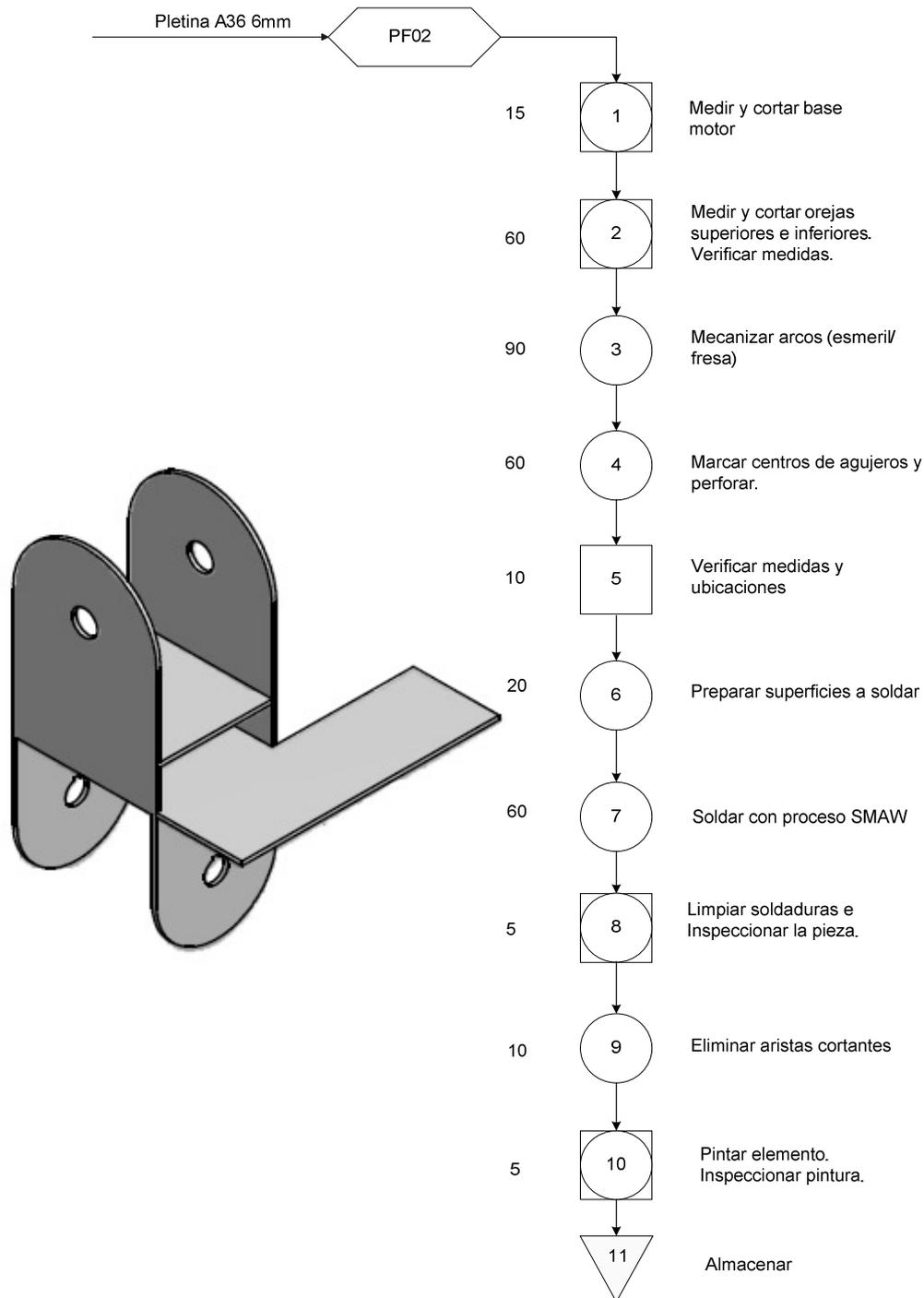
La estructura de soporte cuenta con un bastidor de tubería petrolera de 7in, un plato, y estabilizadores. Las piezas se soldaron con proceso SMAW.



**Diagrama 5.1** Proceso de construcción del soporte

### 5.1.2 BASTIDOR PRIMARIO

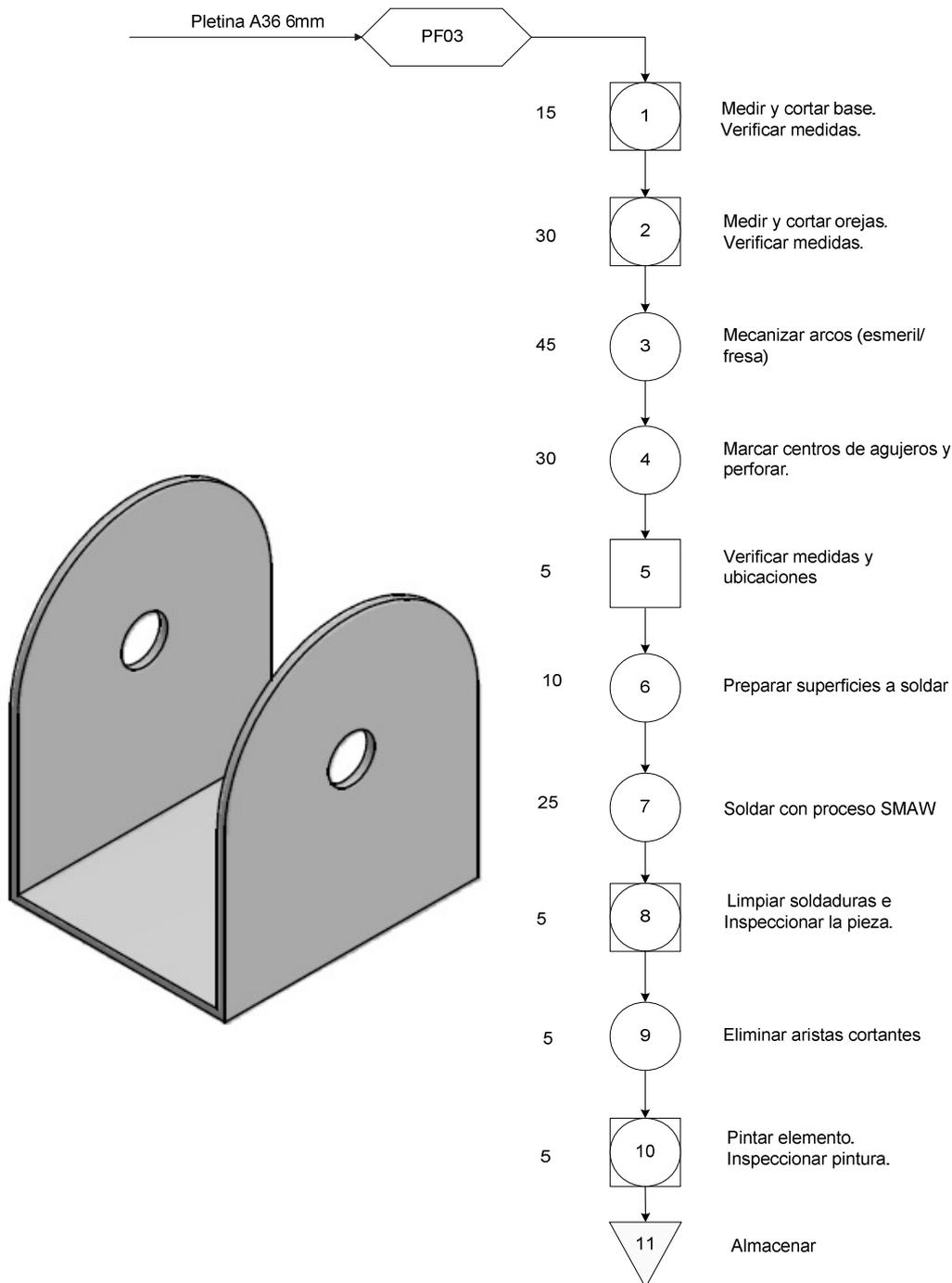
El bastidor primario es el lugar donde se va a alojar el moto-reductor y el sinfín-corona primario fue construido de pletina de 6mm soldada con proceso SMAW.



**Diagrama 5.2** Proceso de construcción del bastidor primario

### 5.1.3 BASTIDOR SECUNDARIO

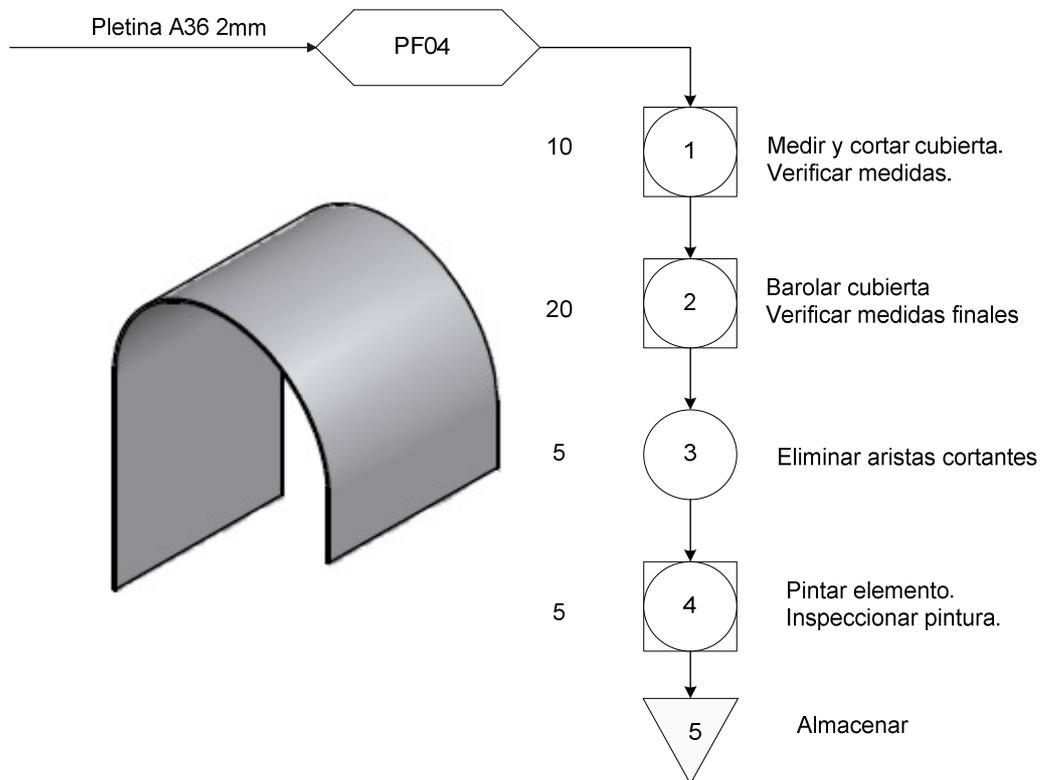
El bastidor secundario es el lugar donde se va a alojar el sinfín-corona secundario; fue construido de pletina de 6mm soldada con proceso SMAW.



**Diagrama 5.3** Proceso de construcción del bastidor secundario

### 5.1.4 CUBIERTA CORONA PRIMARIA

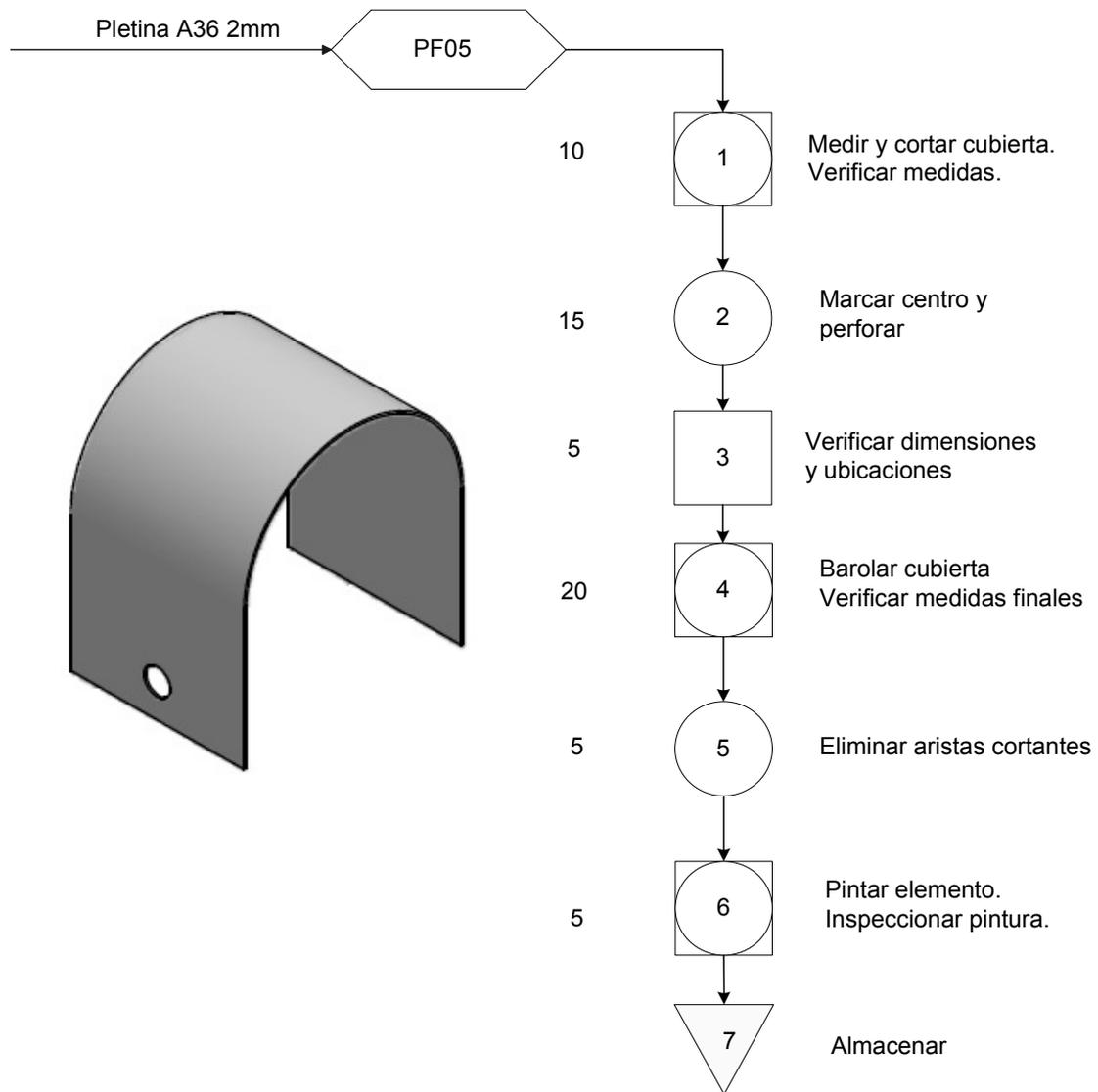
La corona primaria tiene una cubierta de chapa metálica de 2mm para protegerla de efectos medioambientales.



**Diagrama 5.4** Proceso de construcción de la cubierta de la corona primaria

### 5.1.5 CUBIERTA CORONA SECUNDARIA

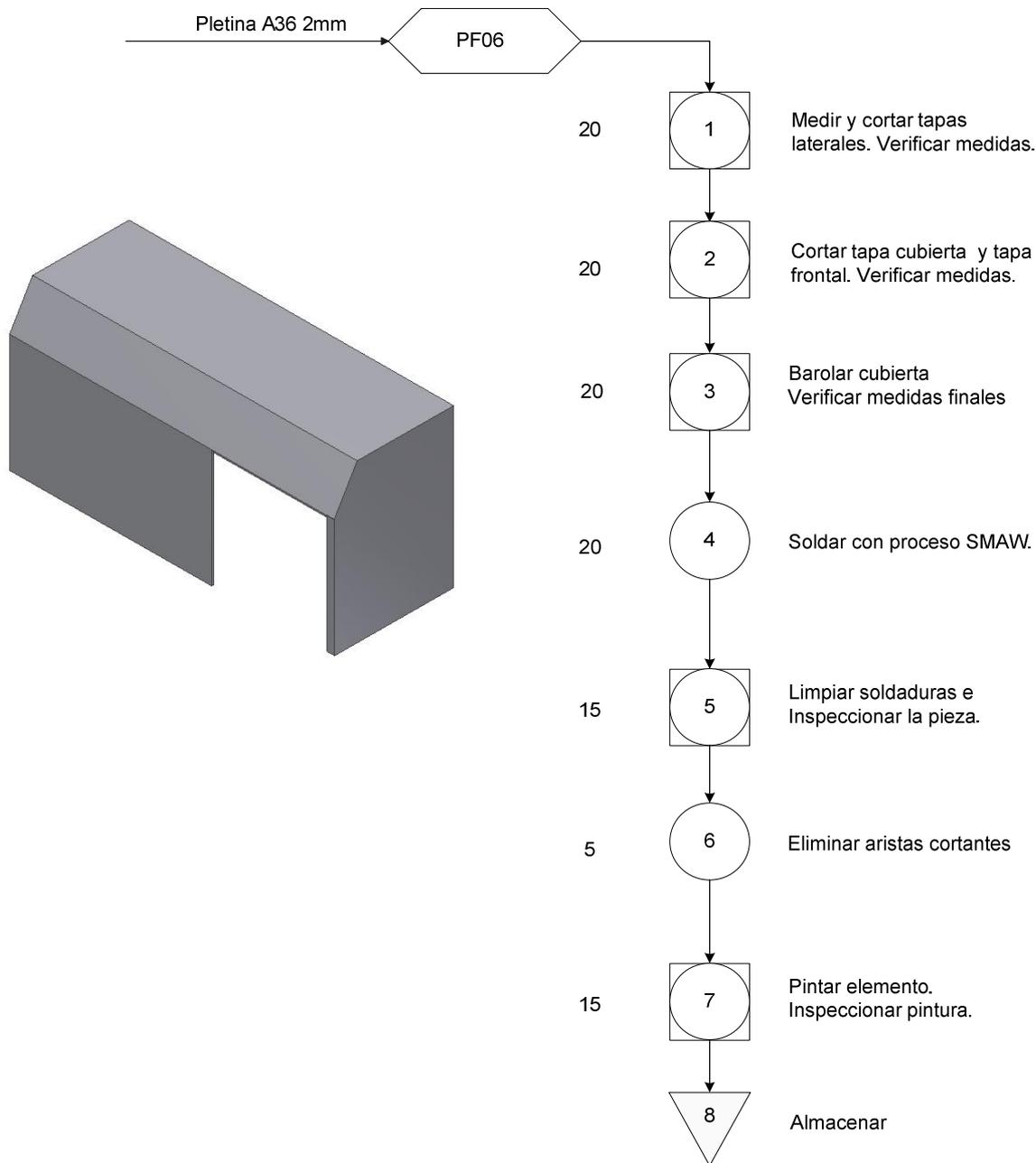
La corona secundaria tiene una cubierta de chapa metálica de 2mm para protegerla de efectos medioambientales.



**Diagrama 5.5** Proceso de construcción de la cubierta de la corona secundaria

### 5.1.6 CUBIERTA MOTOR

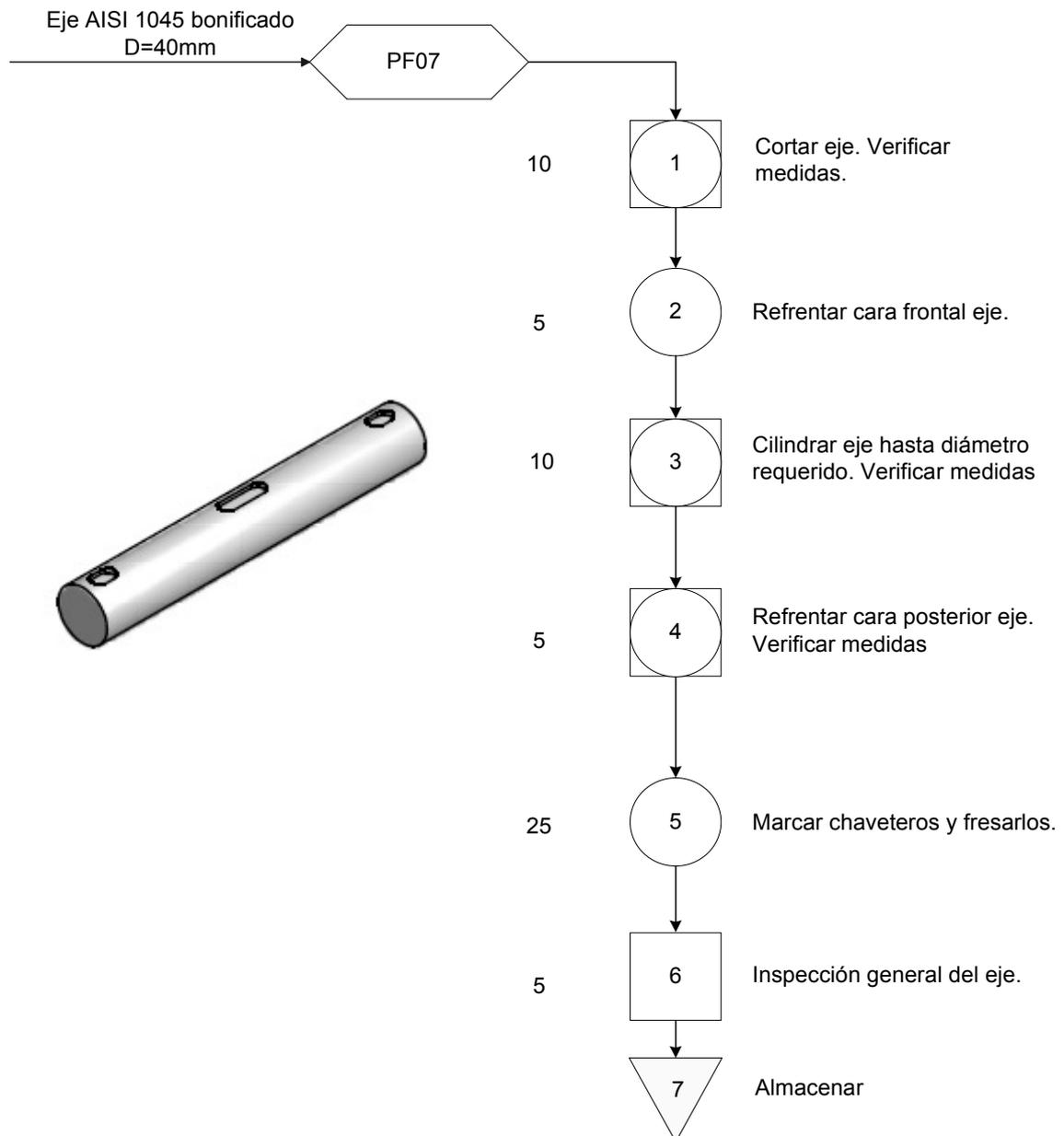
El motor tiene una cubierta de chapa metálica de 2mm para protegerla de efectos medioambientales.



**Diagrama 5.6** Proceso de construcción de la cubierta del motor

### 5.1.7 EJE CORONA PRIMARIA

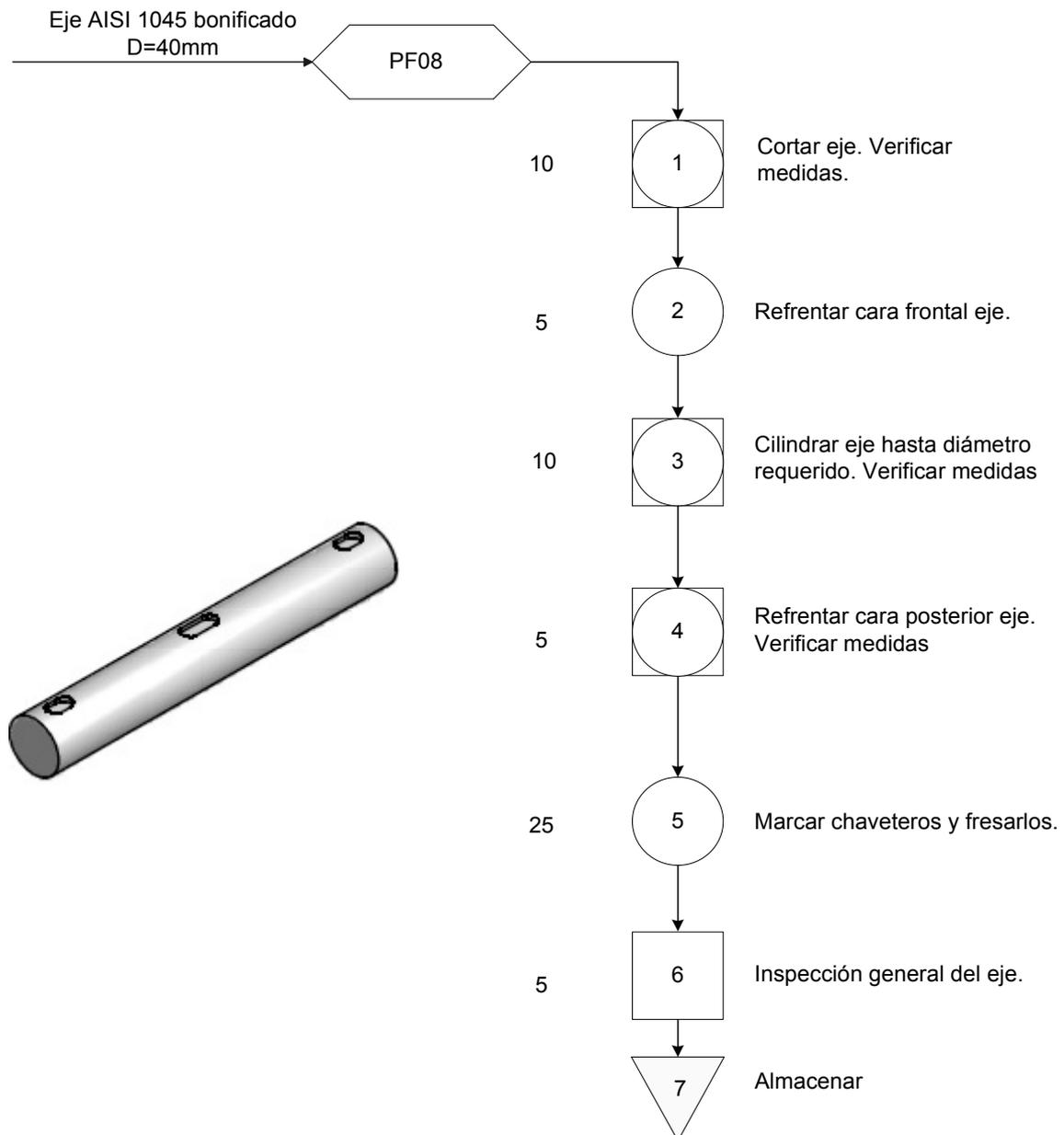
El eje de la corona primaria es de AISI 1045, con el objeto de tener un material capaz de resistir las cargas combinadas transmitidas por el sistema sinfín corona.



**Diagrama 5.7** Proceso de construcción del eje de la corona primaria

### 5.1.8 EJE CORONA SECUNDARIA

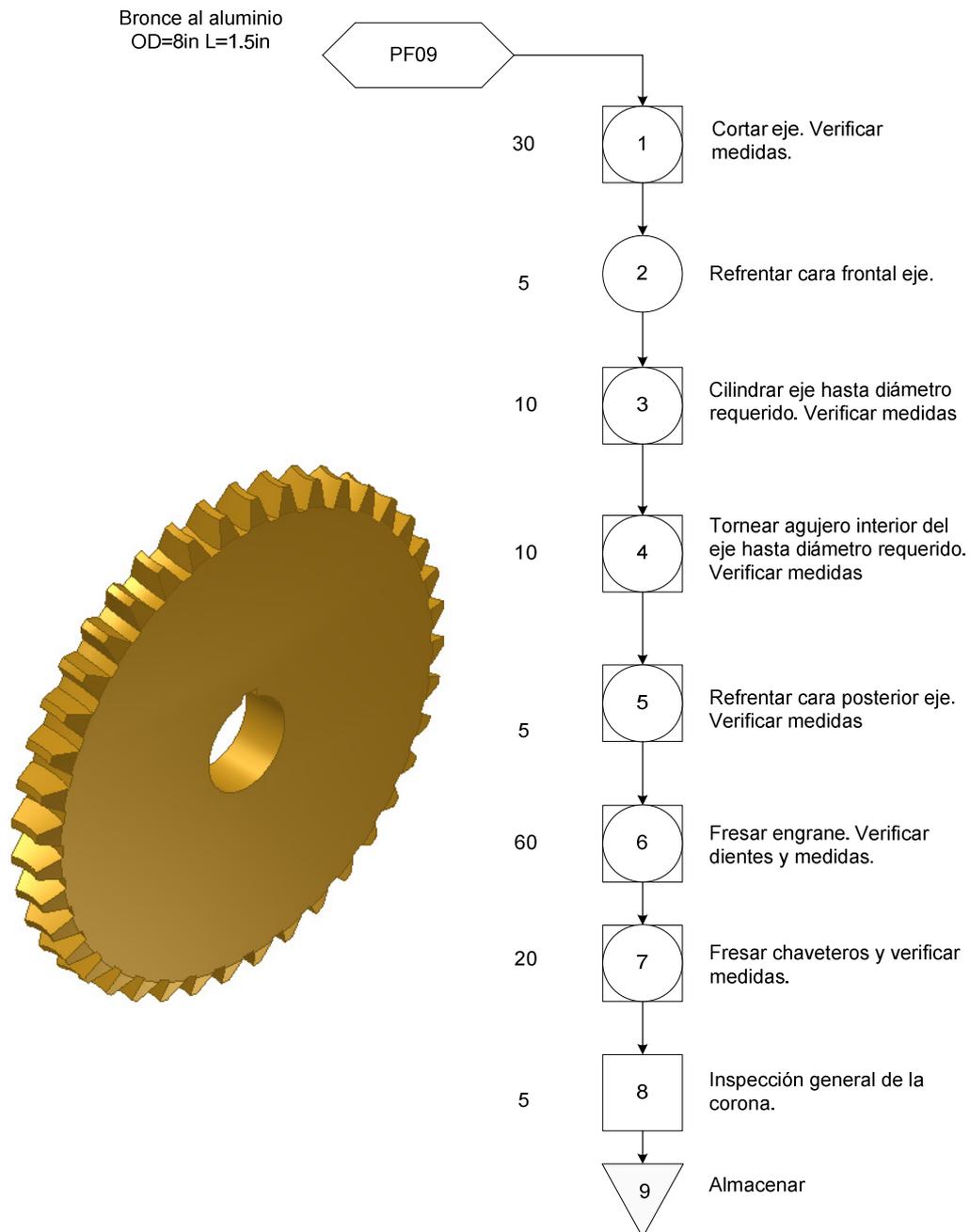
El eje de la corona primaria es de AISI 1045, con el objeto de tener un material capaz de resistir las cargas combinadas transmitidas por el sistema sinfín corona.



**Diagrama 5.8** Proceso de construcción del eje de la corona primaria

### 5.1.9 CORONA PRIMARIA

La corona primaria es de bronce al aluminio, material recomendado para las coronas de mecanismos sinfín-corona de baja velocidad y alto torque.<sup>80</sup>

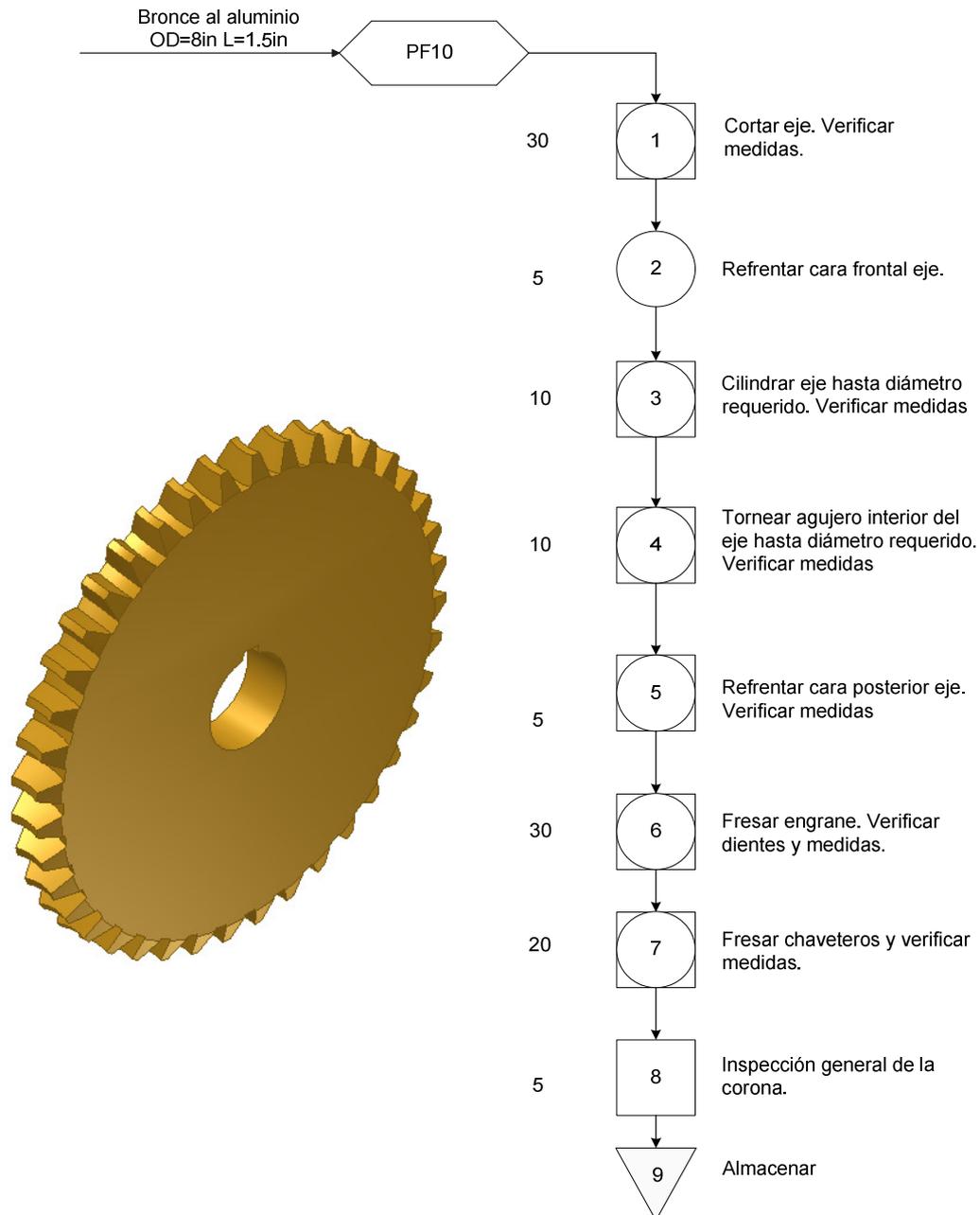


**Diagrama 5.9** Proceso de construcción de la corona primaria

<sup>80</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición. Pág. 991

### 5.1.10 CORONA SECUNDARIA

La corona secundaria es de bronce al aluminio, material recomendado para las coronas de mecanismos sinfín-corona de baja velocidad y alto torque.<sup>81</sup>

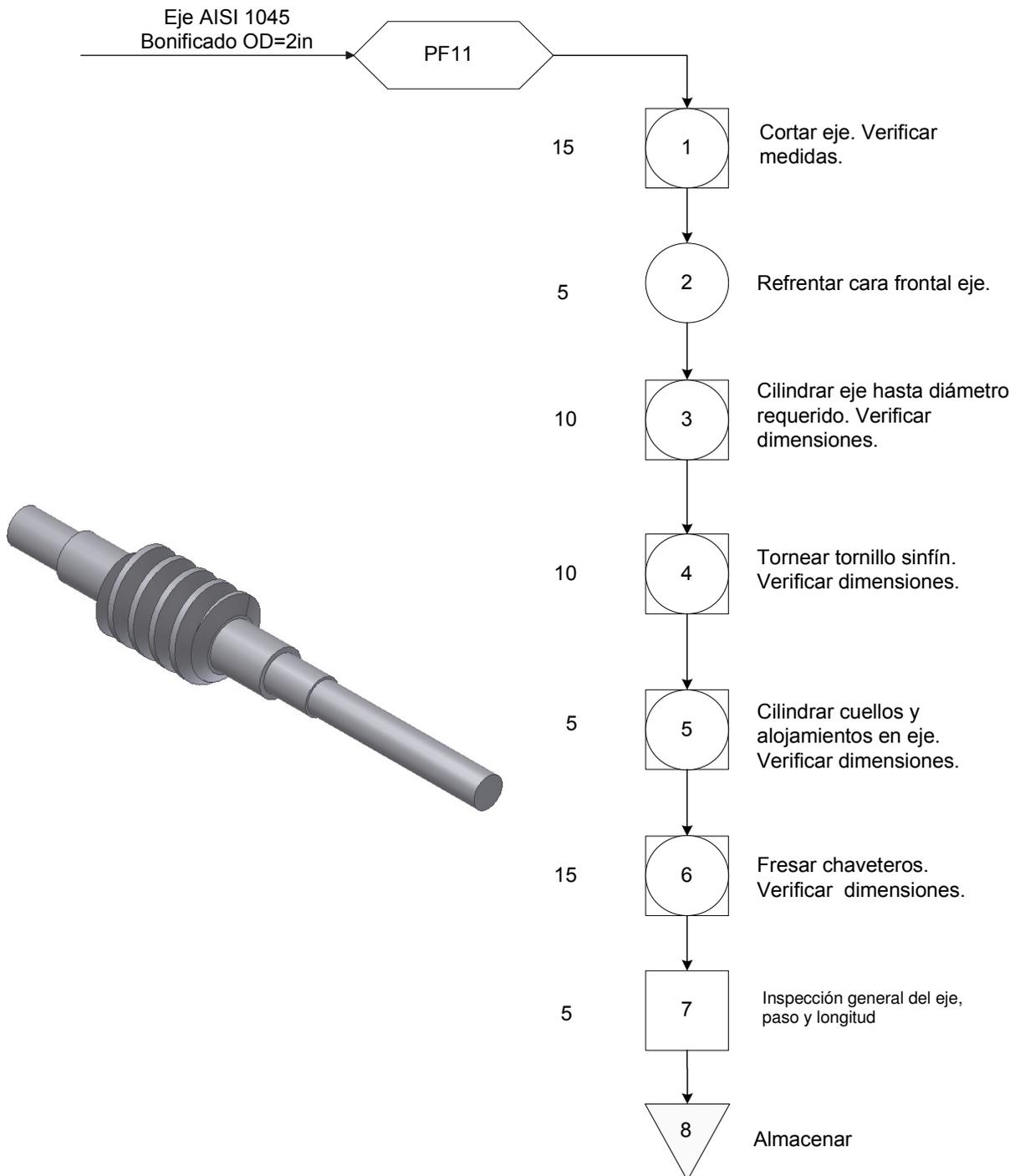


**Diagrama 5.10** Proceso de construcción de la corona secundaria

<sup>81</sup> SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición. Pág. 991

### 5.1.11 TORNILLO SINFÍN PRIMARIO

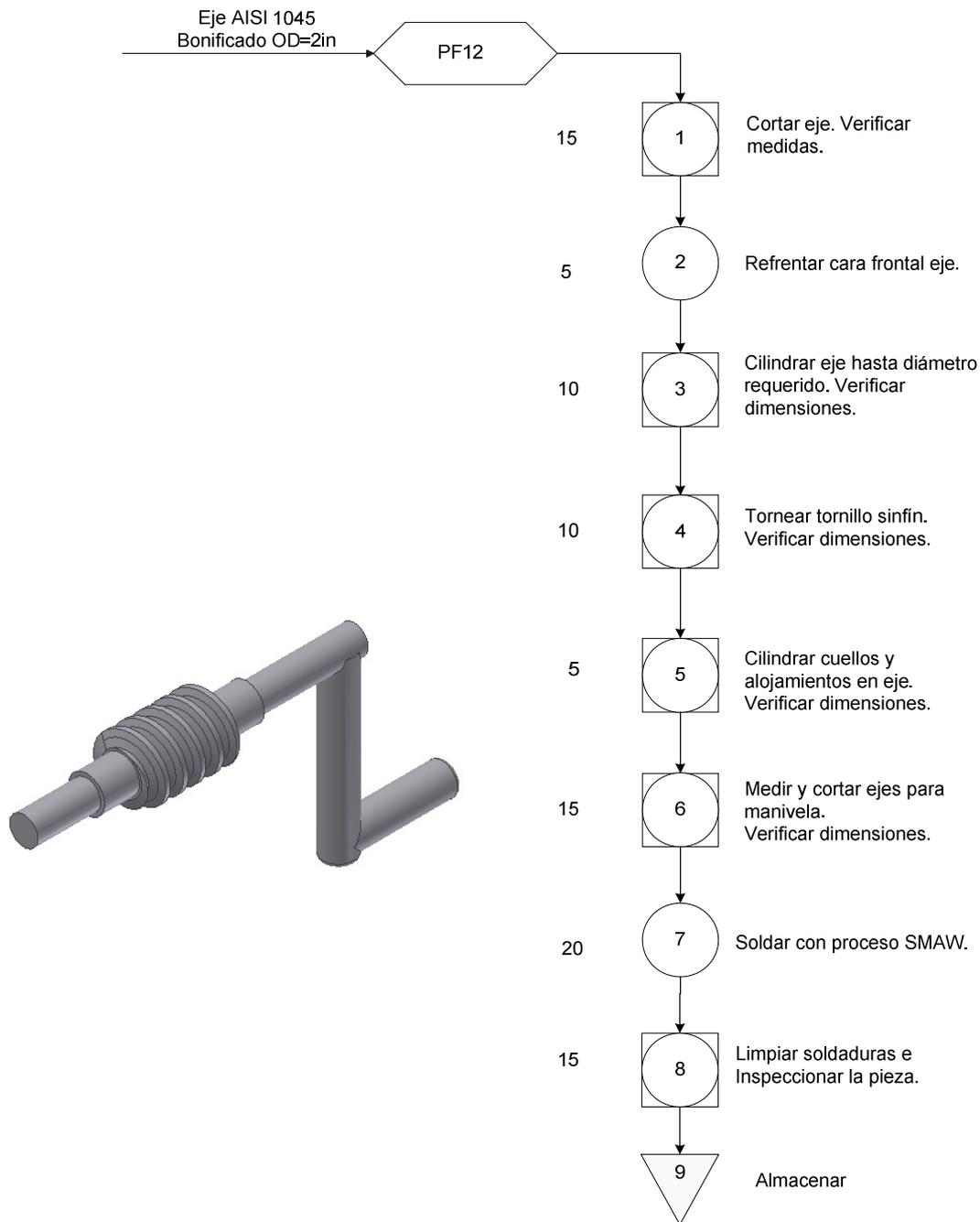
El tornillo sinfín primario es de AISI 1045, material elegido por su alta resistencia mecánica.



**Diagrama 5.11** Proceso de construcción del tornillo sinfín primario

### 5.1.12 TORNILLO SINFIN SECUNDARIO

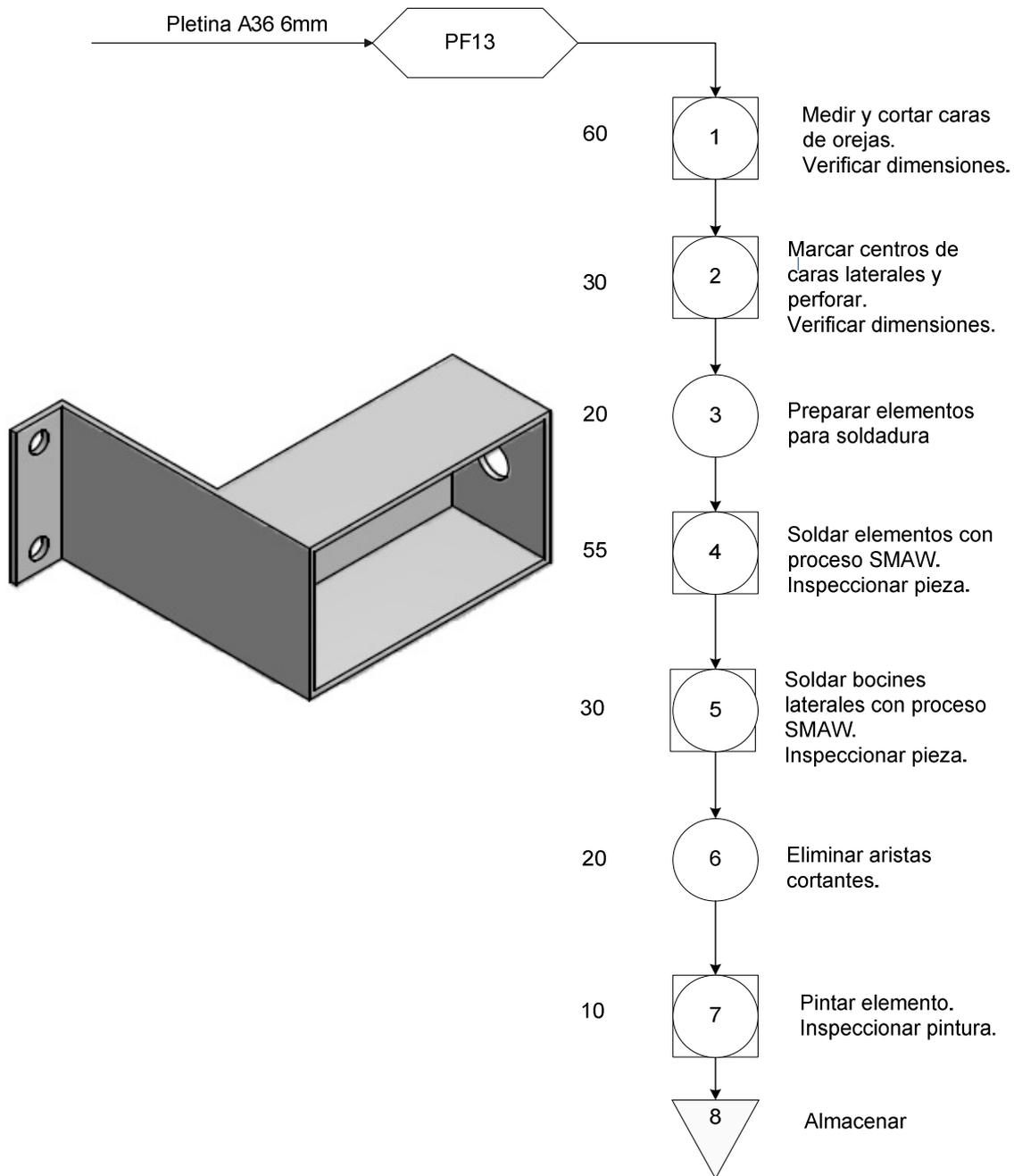
El tornillo sinfín secundario es de AISI 1045, material elegido por su alta resistencia mecánica.



**Diagrama 5.12** Proceso de construcción del tornillo sinfín secundario

### 5.1.13 OREJAS DE SUJECIÓN

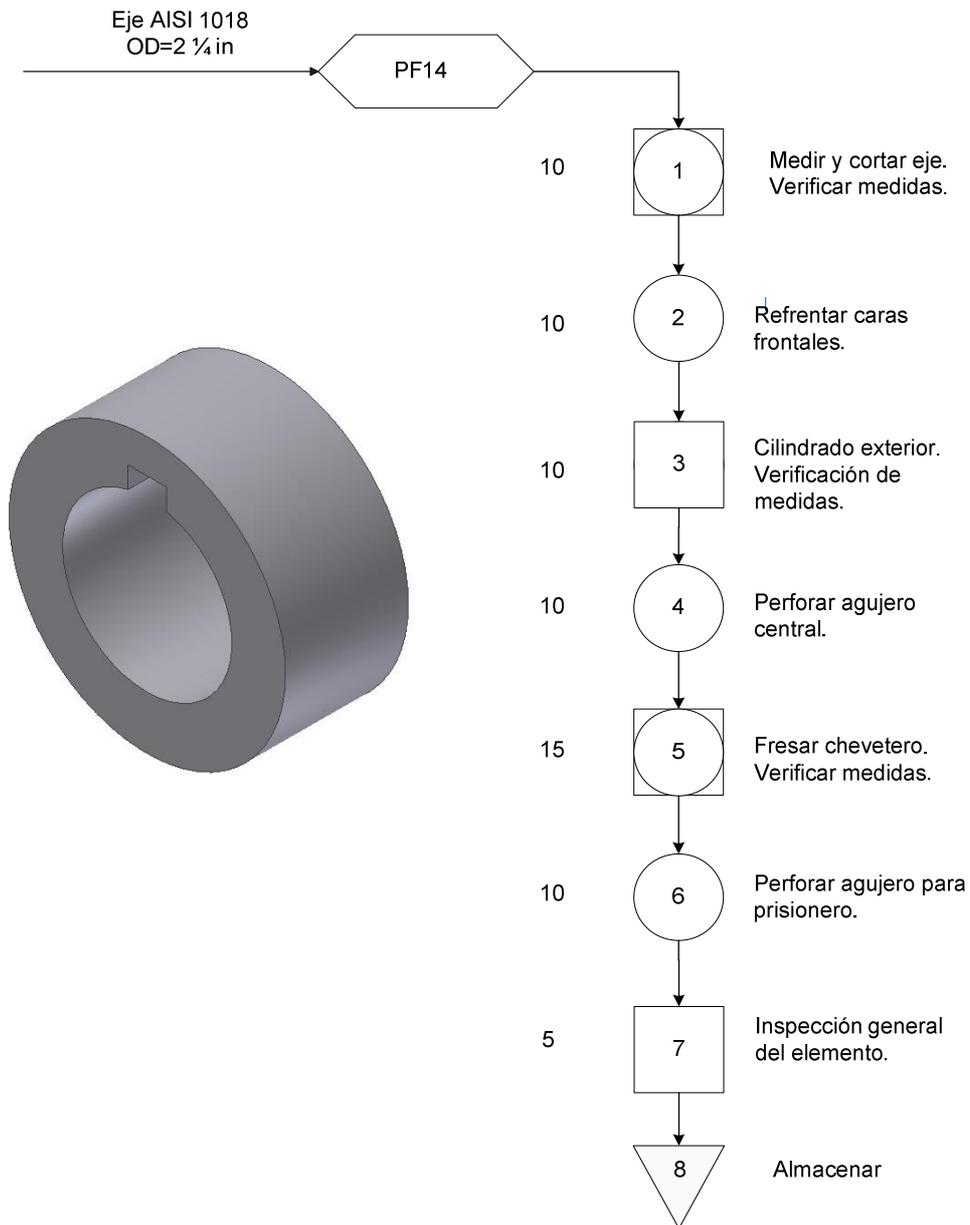
Las orejas de sujeción son de pletina de A36 de 6mm de espesor, su forma permite tener una alta rigidez, lo que les permite soportar las cargas durante el movimiento de la antena.



**Diagrama 5.13** Proceso de construcción de las orejas de sujeción

### 5.1.14 BOCINES LATERALES

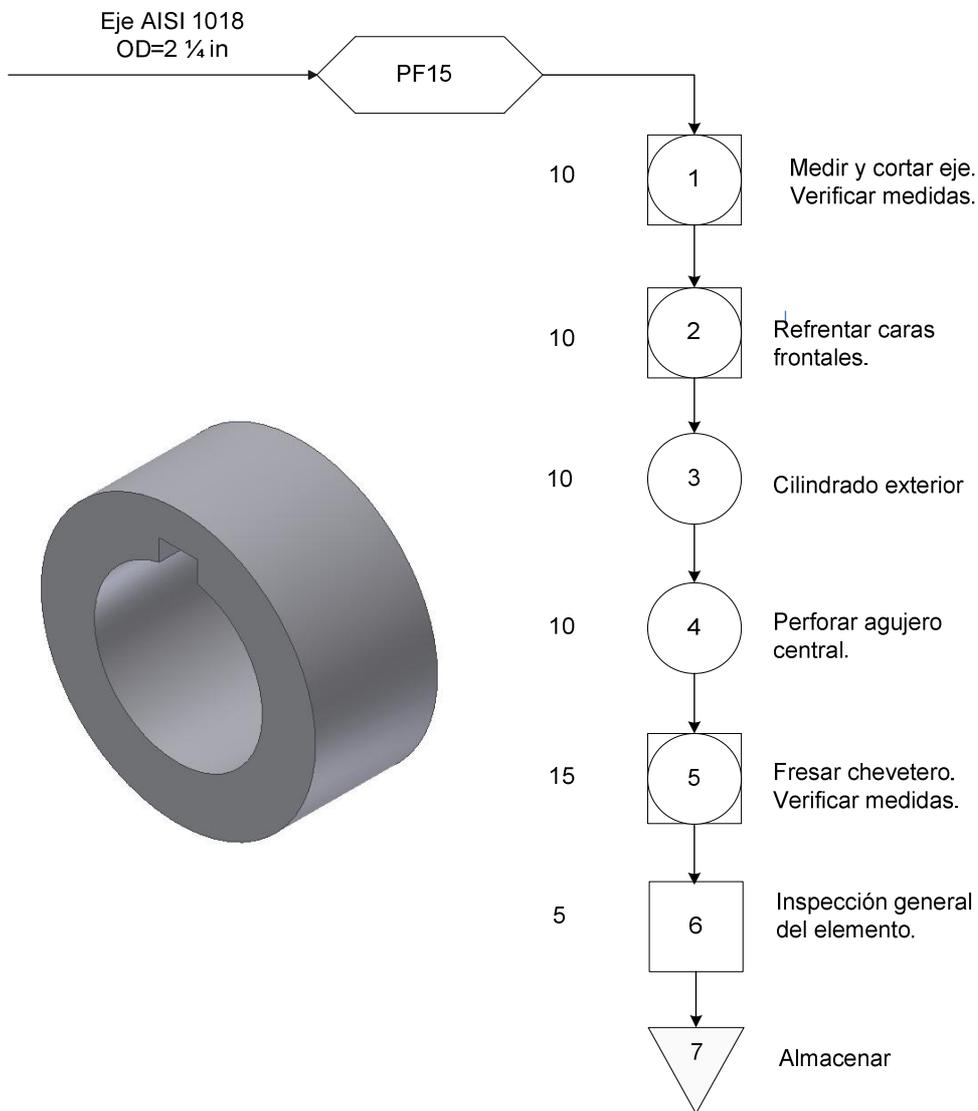
Los bocines laterales son de eje de acero de transmisión AISI 1018 y van soldados a las orejas de sujeción. Permiten la transmisión del movimiento a la antena.



**Diagrama 5.14** Proceso de construcción de los bocines

### 5.1.15 ESPACIADORES INTERNOS

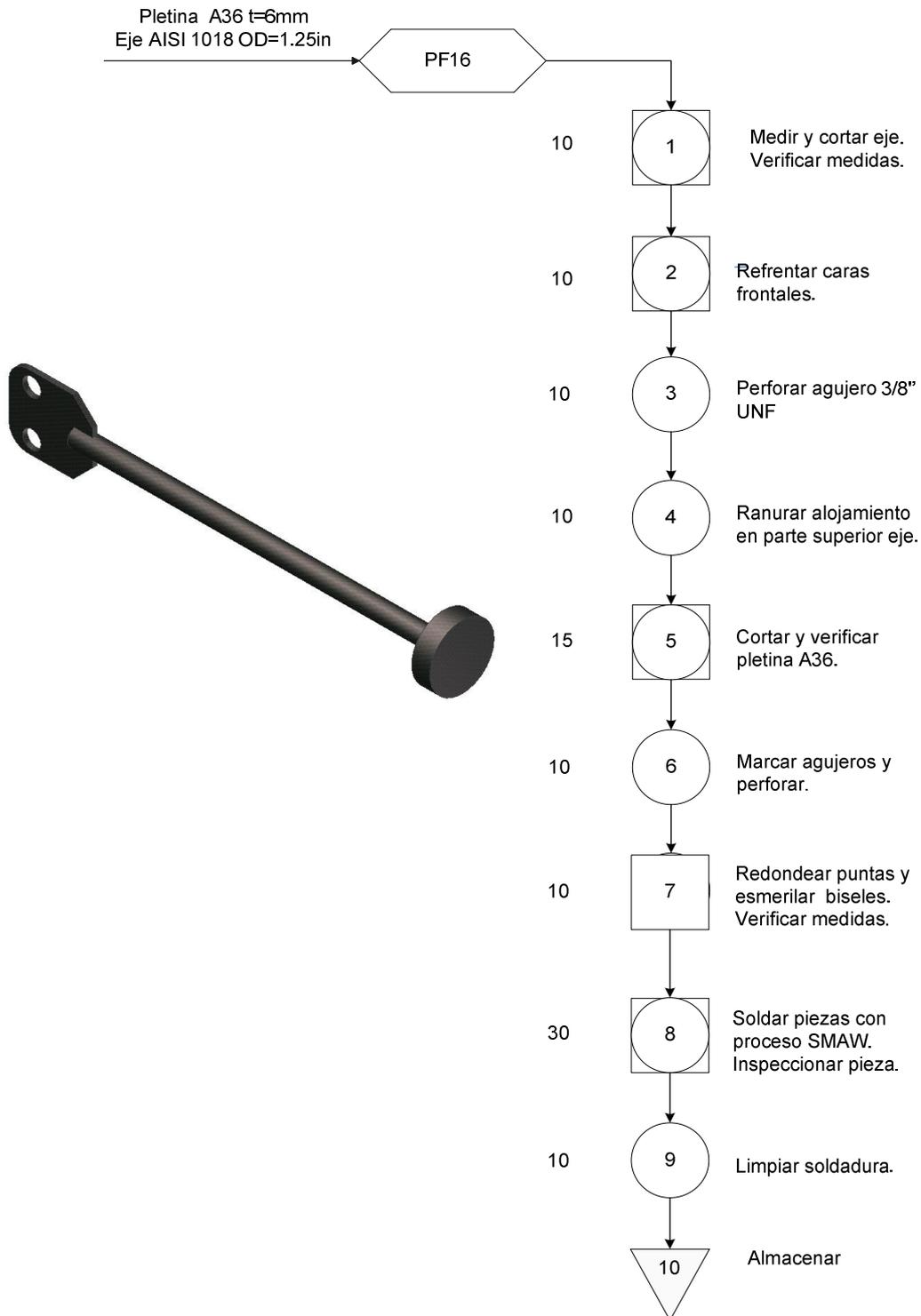
Los espaciadores internos son de eje de acero de transmisión AISI 1018 y permiten asegurar que la corona no salga de su posición.



**Diagrama 5.15** Proceso de construcción de los espaciadores internos

### 5.1.16 CONTRAPESOS

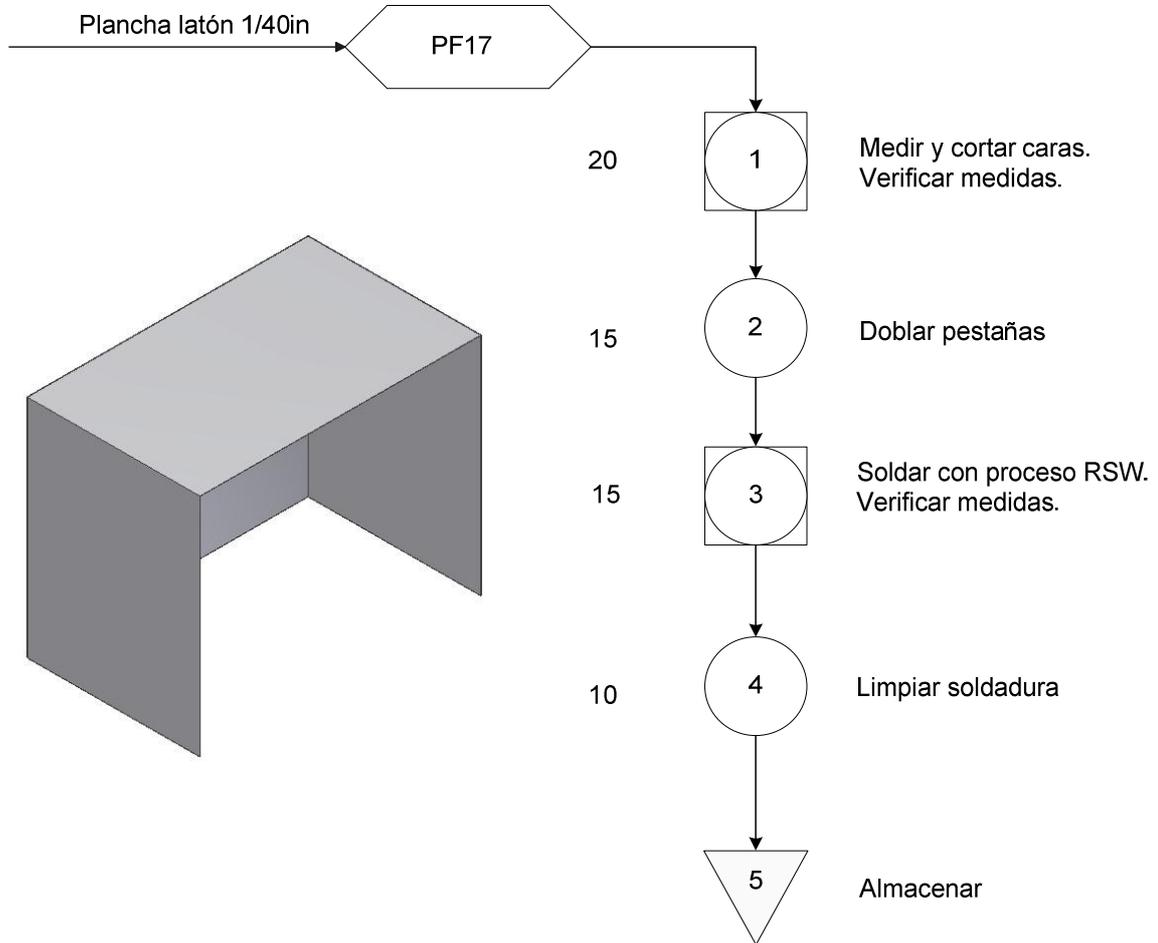
Los contrapesos permiten reducir la carga sobre el motor.



**Diagrama 5.16** Proceso de construcción de los contrapesos

### 5.1.17 TAPA DE PROTECCIÓN DEL TABLERO DE CONTROL

La tapa de protección del tablero de control permite proteger a los componentes eléctricos y electrónicos del sistema de seguimiento solar.



**Diagrama 5.17** Proceso de construcción de la tapa de protección

### **5.1.18 ENSAMBLAJE DE LA ANTENA**

Para el ensamblaje de la antena, se usaron los elementos fabricados de acuerdo a los elementos anteriores, chumaceras de piso y de pared, un soporte circular (componente entregado por la universidad) y el colector solar (componente entregado por la universidad). El diagrama de procesos del ensamblaje se encuentra en el punto 5.4.

## **5.2 MATERIALES**

En base a los cálculos efectuados en el Capítulo III, se determinaron los tipos de materiales a utilizarse y sus cantidades.

Con esta información se procede a elaborar la lista de materiales requeridos para la fabricación del sistema de seguimiento solar con rotación biaxial. Las tablas donde se hallan los materiales de construcción se encuentran en los anexos

### 5.3 PLANIFICACIÓN DE CONSTRUCCIÓN

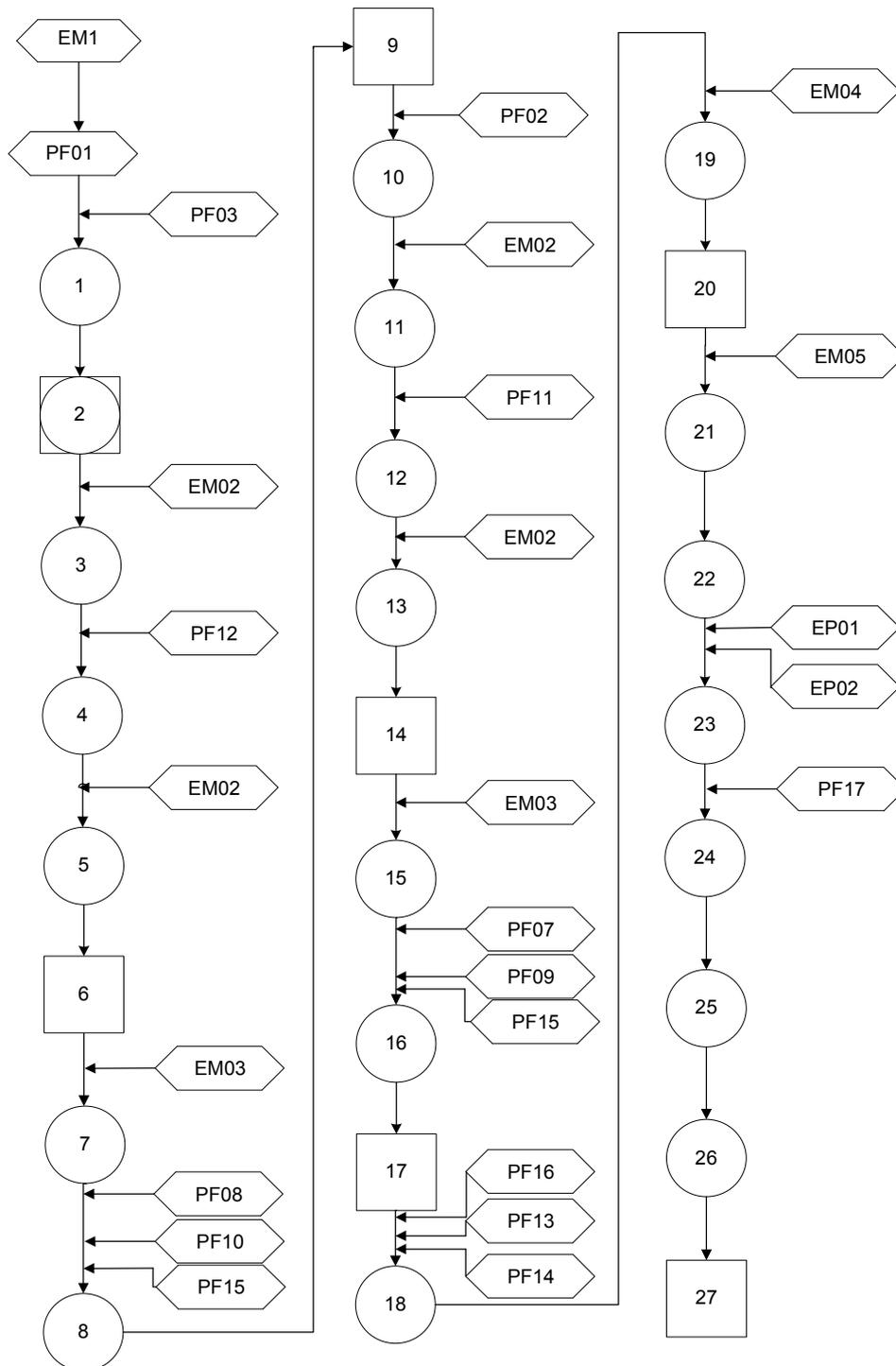
**Tabla 5.2** Planificación de la construcción

# ACT.	NOMBRE DE TAREA	jun-09							jul-09			
		1-7	8-14	15-21	22-28	29-5	6-12	13-19	20-26			
1	Planificación de la construcción											
2	Análisis de riesgos en la construcción											
3	Organigrama de procesos											
4	Búsqueda y selección de talleres											
5	Lista de materiales											
6	Compra de tubería base											
7	Compra de aceros, rodamientos, planchas y bronce											
8	Construcción del bastidor											
9	Compra de PLC/ sistema automatización											
10	Automatización del equipo											
11	Pruebas técnicas											

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## 5.4 ENSAMBLAJE

El ensamblaje del mecanismo se hace en base al Diagrama 5.17



**Diagrama 5.17** Ensamblaje del sistema de seguimiento solar

**Tabla 5.3** Nomenclatura del diagrama de flujo del ensamble de la antena

	<b>DESCRIPCIÓN</b>
<b>EM1</b>	Entrada de materia prima
<b>EM2</b>	Entrada chumacera de piso 20 mm
<b>EM3</b>	Entrada chumacera de pared 35 mm
<b>EM4</b>	Entrada soporte circular
<b>EM5</b>	Entrada de colector solar
<b>EP1</b>	Entrada motor-reductor
<b>EP2</b>	Entrada PLC
<b>PF01</b>	Proceso de fabricación Soporte
<b>PF02</b>	Proceso de fabricación Bastidor primario
<b>PF03</b>	Proceso de fabricación Bastidor secundario
<b>PF04</b>	Proceso de fabricación Cubierta corona superior
<b>PF05</b>	Proceso de fabricación Cubierta corona inferior
<b>PF06</b>	Proceso de fabricación Cubierta motor
<b>PF07</b>	Proceso de fabricación Eje corona primaria
<b>PF08</b>	Proceso de fabricación Eje corona secundaria
<b>PF09</b>	Proceso de fabricación Corona primaria
<b>PF10</b>	Proceso de fabricación Corona secundaria
<b>PF11</b>	Proceso de fabricación Tornillo sinfín primario
<b>PF12</b>	Proceso de fabricación Tornillo sinfín secundario
<b>PF13</b>	Proceso de fabricación Orejas de sujeción
<b>PF14</b>	Proceso de fabricación Bocines laterales
<b>PF15</b>	Proceso de fabricación Espaciadores internos
<b>PF16</b>	Proceso de fabricación Contrapesos
<b>PF17</b>	Proceso de fabricación Caja Protectora Tablero de Control
<b>1</b>	Preparar tubo y bastidor secundario para soldadura.
<b>2</b>	Soldar elementos con proceso SMAW. Inspeccionar elementos. Instalar chumacera de piso de 20mm.
<b>3</b>	Instalar tornillo sinfín secundario.
<b>4</b>	Instalar chumacera de piso de 20mm.
<b>5</b>	Verificar eje sinfín secundario.
<b>6</b>	Instalar chumaceras de pared de 35mm.
<b>7</b>	Instalar eje de corona secundaria, espaciadores internos, chavetas y corona secundaria.
<b>8</b>	
<b>9</b>	Verificar eje corona secundario
<b>10</b>	Instalar bastidor primario y chaveta de seguridad.
<b>11</b>	Instalar chumacera de piso de 20mm.
<b>12</b>	Instalar chumacera de piso de 20mm.

**Tabla 5.3** Continuación...

	DESCRIPCIÓN
13	Instalar tornillo sinfín primario.
14	Verificar eje sinfín primario.
15	Instalar chumaceras de pared de 35mm.
16	Instalar eje de corona primaria, espaciadores internos, chavetas y corona primaria.
17	Verificar eje corona secundario
18	Instalar orejas de sujeción primarias, contrapesos y bocines laterales en bastidor primario
19	Instalar soporte circular en orejas de sujeción primarias.
20	Verificar ensamble
21	Instalar colector solar
22	Probar manualmente el mecanismo
23	Instalar moto-reductor
24	Instalar caja protectora, tablero, PLC, sensores.
25	Realizar conexiones eléctricas
26	Probar el mecanismo automatizado
27	Inspección final del conjunto.

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

A continuación se muestran distintas etapas del proceso de fabricación:



**Figura 5.1** Elementos durante el proceso de mecanizado



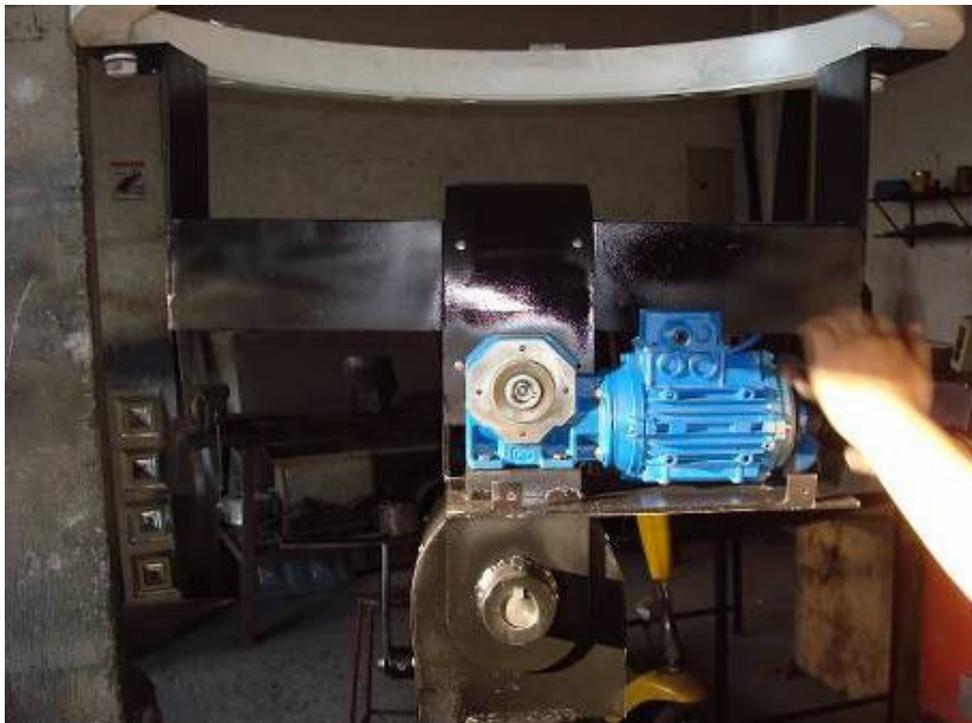
**Figura 5.2** Soporte principal



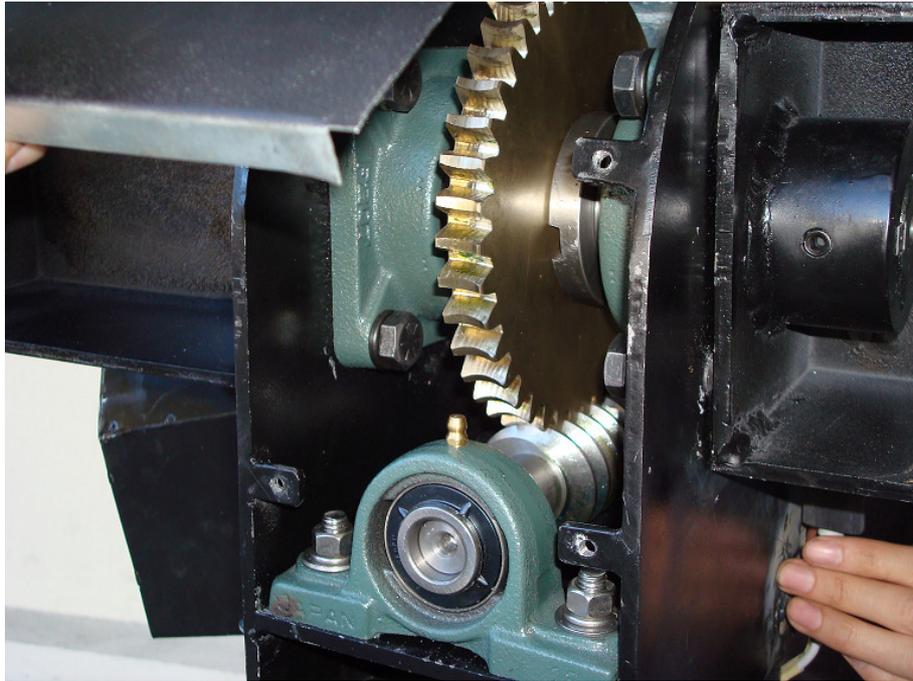
**Figura 5.3** Bastidor primario y bastidor secundario sobre el soporte principal



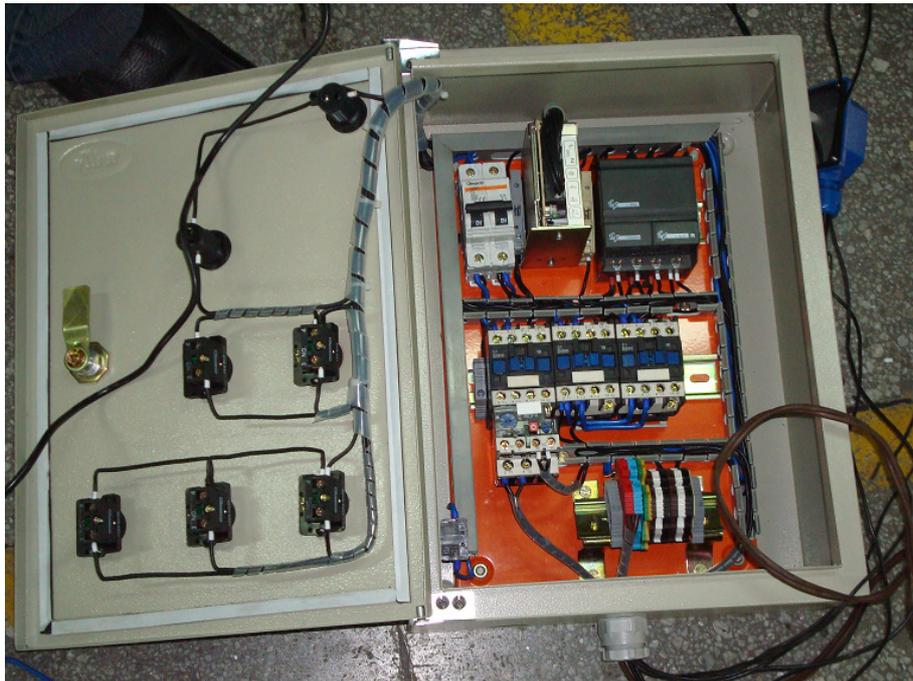
**Figura 5.4** Conjunto armado sin antena



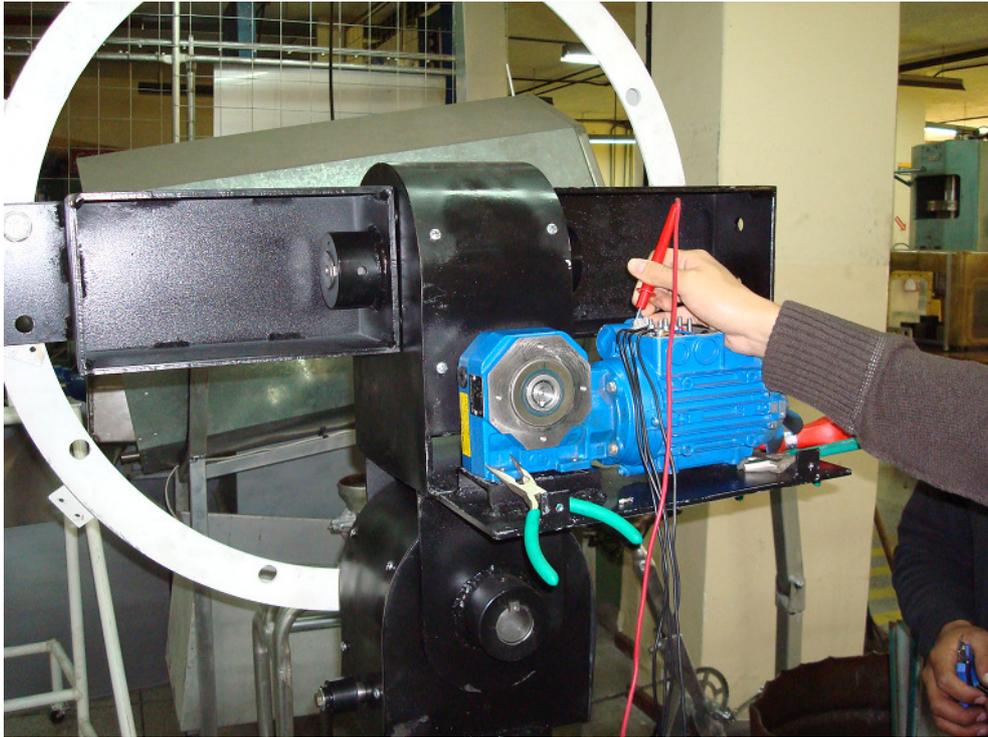
**Figura 5.5** Moto-reductor instalado en el equipo



**Figura 5.6** Sistema de transmisión sinfín-corona ensamblado



**Figura 5.7** Conexiones del tablero de control



**Figura 5.8** Inversión del giro del moto-reductor monofásico



**Figura 5.9** Sistema de seguimiento solar completo

## 5.5 ANÁLISIS DE RIESGOS EN LA CONSTRUCCIÓN

Para la construcción del sistema de seguimiento solar, se tuvieron que mitigar los riesgos en base a cada proceso de manufactura involucrado, así:

### 5.5.1 SOLDADURA POR ARCO ELÉCTRICO

La construcción del mecanismo requirió el uso del proceso de soldadura SMAW (Soldadura de arco eléctrico con electrodo revestido).

**Tabla 5.4** Riesgos inherentes al proceso de soldadura por arco eléctrico <sup>82</sup>

<b>Riesgos inherentes al proceso</b>	<b>Medidas preventivas y de protección</b>
Riesgo por contacto eléctrico	Todos los cables de alimentación o utilización y las bornes de conexión aisladas han de estar en buen estado y deben revisarse antes del inicio de cada jornada. Comprobar la correcta conexión del cable de masa y la puesta a tierra del equipo. Conectar el cable de masa sobre la pieza a soldar o lo más cerca posible de ella. Colocar un aislante intermedio (por ejemplo cuerda de cáñamo) antes de soldar una pieza que esté suspendida de un gancho de carga o similar.

<sup>82</sup> <http://www.e-mutua.com/>

**Tabla 5.4** Continuación...

Quemaduras Proyección de partículas y chispas Radiaciones no ionizantes (ultravioleta, infrarrojo, exceso de luz visible).	Utilizar el Equipo de Protección Individual adecuado: Guantes de soldador, polainas, mandil de soldador, ropa de trabajo cerrada de algodón, botas de seguridad, gafas de protección contra impactos y/o pantalla de soldador adecuada, mascarilla (si es necesario). El ayudante del soldador debe llevar el Equipo de Protección Individual en función de la cercanía a los trabajos, al igual que el soldador.
Inhalación de humos y gases	Soldar en locales bien ventilados o con sistemas de extracción localizada. Cuando sea necesario, utilizar mascarillas.  Lavar las piezas con agua caliente o vapor antes de soldar si han estado en contacto con disolventes o ventilar adecuadamente y utilizar mascarilla de protección.

**Fuente:** <http://www.e-mutua.com/>

### 5.5.2 USO DE HERRAMIENTAS MANUALES

Estadísticamente, el 85 % de los accidentes con herramientas son debidos a las herramientas manuales.<sup>83</sup> Para la fabricación del seguidor solar, se utilizaron múltiples herramientas manuales: Llaves, sierras manuales, martillos, etc.

---

<sup>83</sup> <http://www.e-mutua.com/>

**Tabla 5.5** Riesgos inherentes a la utilización de herramientas manuales. <sup>84</sup>

<b>Riesgos inherentes al proceso</b>	<b>Medidas preventivas y de protección</b>
<p>Golpes y cortes en manos provocados por las propias herramientas.</p> <p>Lesiones oculares por partículas provenientes de los objetos que se trabajan y/o de las propias herramientas.</p>	<p>Prácticas generales de seguridad: selección, mantenimiento, uso, entorno de trabajo, almacenamiento y asignación personal.</p> <p>Gestión de las herramientas: adquisición, adiestramiento-utilización, observaciones planeadas de trabajo, control y almacenamiento, mantenimiento, transporte.</p>

**Fuente:** <http://www.e-mutua.com/>

<sup>84</sup> <http://www.e-mutua.com/cursosat/default.asp>

### 5.5.3 MÁQUINAS HERRAMIENTAS

Durante el proceso de fabricación se usaron varias máquinas-herramientas, algunas portátiles como la amoladora, y otras de gran tamaño como tornos paralelo y fresadoras verticales.

**Tabla 5.6** Riesgos inherentes a la utilización de máquinas-herramientas.<sup>85</sup>

<b>Riesgos inherentes al proceso</b>	<b>Medidas preventivas y de protección</b>
<u>Sistemas de transmisión de la máquina herramienta:</u>  Accidentes ocasionados por atrapamientos, golpes o roturas de elementos (engranajes, correas, etc.).	Protecciones por resguardos de cierre total  No tener elementos que puedan quedar atrapados en el sistema de transmisión de la máquina-herramienta.
<u>Fluidos de corte:</u>  Contacto con fluidos que pueden originar afecciones cutáneas o alérgicas.  Resbalones y caídas por acumulación de aceite en el suelo.	Revisión y mantenimiento de los sistemas de refrigeración.  Protección mediante resguardos en la máquina.  Gafas o pantallas de protección.  Extremar las medidas de higiene personal.

<sup>85</sup> <http://www.e-mutua.com/>

**Tabla 5.6** Continuación

<p><u>Materiales trabajados y herramientas:</u></p> <p>Accidentes por cortes originados por las virutas o lesiones oculares motivadas por polvo metálico, virutas o golpes originados durante el montaje y desmontaje de herramientas y/o piezas</p>	<p>Protección en las máquinas.</p> <p>Utilización de herramientas rompevirutas.</p> <p>Revisión y mantenimiento de las herramientas de corte.</p> <p>Correcta manipulación de las piezas.</p> <p>Utilización de gafas de seguridad.</p> <p>-Utilización de guantes de seguridad para retirarla viruta</p>
<p><u>Sistemas de mando:</u></p> <p>Atrapamiento por accionamiento involuntario de mandos puesta en marcha.</p> <p>Atrapamiento por inaccesibilidad a mandos de paro.</p> <p>Erosiones o cortes por virutas, al situar mandos en la trayectoria de éstas.</p>	<p>Colocar los mandos protegidos y de forma que NO puedan ser accionados involuntariamente.</p> <p>Facilitar la parada con mando tipo "seta" de color rojo.</p> <p>Imposibilitar el peligro de confusión entre mandos.</p>
<p><u>Riesgos eléctricos:</u></p> <p>Contactos directos o indirectos al operar en interruptores.</p> <p>Contactos directos por conductores en mal estado.</p> <p>Contactos con la conexión de instalación mientras ésta está prendida.</p>	<p>Instalación de sistemas de protección (puesta a tierra, diferencial, etc.).</p> <p>Revisiones periódicas la instalación eléctrica (conductores, etc.).</p> <p>Aislar el puesto de trabajo.</p>

**Fuente:** <http://www.e-mutua.com/>

## CAPÍTULO 6

### PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

#### 6.1 PARÁMETROS DE VERIFICACIÓN

El sistema de seguimiento solar con rotación biaxial tiene como objetivo fundamental la reorientación automática del colector solar durante el día en lo referente al ángulo de altitud solar, y la reorientación manual del colector solar durante los diferentes meses del año en lo referente al ángulo de azimut solar.

Dentro de este contexto, la prueba de funcionamiento del sistema de seguimiento solar se basará en evaluar la capacidad de reorientación del mecanismo en 3 posiciones del sistema de transmisión secundario (de corrección manual del azimut), de la siguiente manera:

Ángulo de inclinación solar del colector a lo largo del día (entre las 6 am y las 6 pm) con un ángulo de azimuth de  $-23^{\circ}$

Ángulo de inclinación solar del colector a lo largo del día (entre las 6 am y las 6 pm) con un ángulo de azimuth de  $0^{\circ}$

Ángulo de inclinación solar del colector a lo largo del día (entre las 6 am y las 6 pm) con un ángulo de azimuth de 23°

Además, se verificará que el PLC cumpla adecuadamente los programas de prueba del mecanismo, apagado, reseteo y trabajo normal.

## **6.2 MODELO DE HOJA DE PRUEBAS**

La hoja de pruebas contiene toda la información requerida para determinar el correcto funcionamiento del sistema de seguimiento solar:

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SEGUIMIENTO**

**SOLAR CON ROTACIÓN BIAxIAL**

RESPONSABLE(S): \_\_\_\_\_ LUGAR: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ FECHA: \_\_\_\_\_

ÁNGULO DE AZIMUT FIJADO: \_\_\_\_\_

**COMPONENTES ROTADOS EN LA PRUEBA:**

Soporte circular Si  No

Colector Solar Si  No

Motor Stirling o equivalente sobre el Colector Si  No

**PRUEBAS DE PROGRAMAS ALTERNOS DEL SISTEMA:**

Encendido/Apagado del sistema Funciona  No funciona

Programa de prueba del sistema Funciona  No funciona

Reseteo del sistema a posición inicial Funciona  No funciona

Giro horario Funciona  No funciona

Giro antihorario Funciona  No funciona

**PRUEBAS DE PROGRAMA PRINCIPAL DEL SISTEMA:**

Hora	Posición del mecanismo	Observaciones
##:##	<sup>o</sup>	
6:00		
6:52		
7:44		
8:36		
9:28		
10:20		
11:12		
12:04		
12:56		

13:48		
14:40		
15:32		
16:24		
17:16		
18:08		
19:00		

**CONCLUSIONES**

---

---

\_\_\_\_\_  
RESPONSABLE #1

\_\_\_\_\_  
RESPONSABLE #2

### **6.3 TOMA DE DATOS**

Una vez instalado el equipo, se procede a la toma de datos experimentales del mismo. Se realizan 3 tomas de datos en las posiciones críticas (Azimut  $23^{\circ}$ ,  $0^{\circ}$  y  $-23^{\circ}$ ). Los reportes se adjuntan en el Anexo E.

Se obtienen los siguientes resultados:

## PRUEBA No. 1

**ÁNGULO DE AZIMUT FIJADO: -23°**

### **COMPONENTES ROTADOS EN LA PRUEBA:**

Soporte circular Si  No

Colector Solar Si  No

Motor Stirling o equivalente sobre el Colector Si  No

### **PRUEBAS DE PROGRAMAS ALTERNOS DEL SISTEMA:**

Encendido/Apagado del sistema Funciona  No funciona

Programa de prueba del sistema Funciona  No funciona

Reseteo del sistema a posición inicial Funciona  No funciona

Giro horario Funciona  No funciona

Giro antihorario Funciona  No funciona

### **PRUEBAS DE PROGRAMA PRINCIPAL DEL SISTEMA:**

<b>Hora</b>	<b>Posición del mecanismo</b>	<b>Observaciones</b>
<i>Hora:Min</i>	<i>Grados [°]</i>	
6:00	0-5	OK
6:52	17	OK
7:44	29	OK
8:36	41	OK
9:28	53	OK
10:20	65	OK
11:12	77	OK
12:04	89	OK
12:56	101	OK
13:48	113	OK
14:40	125	OK
15:32	137	OK
16:24	149	OK
17:16	161	OK
18:08	173-180	OK
19:00	0-5	OK

## **PRUEBA No. 2**

**ÁNGULO DE AZIMUT FIJADO: 0°**

### **COMPONENTES ROTADOS EN LA PRUEBA:**

Soporte circular Si  No

Colector Solar Si  No

Motor Stirling o equivalente sobre el Colector Si  No

### **PRUEBAS DE PROGRAMAS ALTERNOS DEL SISTEMA:**

Encendido/Apagado del sistema Funciona  No funciona

Programa de prueba del sistema Funciona  No funciona

Reseteo del sistema a posición inicial Funciona  No funciona

Giro horario Funciona  No funciona

Giro antihorario Funciona  No funciona

### **PRUEBAS DE PROGRAMA PRINCIPAL DEL SISTEMA:**

<b>Hora</b>	<b>Posición del mecanismo</b>	<b>Observaciones</b>
<i>Hora:Min</i>	<i>Grados [°]</i>	
6:00	0-5	OK
6:52	17	OK
7:44	29	OK
8:36	41	OK
9:28	53	OK
10:20	65	OK
11:12	77	OK
12:04	89	OK
12:56	101	OK
13:48	113	OK
14:40	125	OK
15:32	137	OK
16:24	149	OK
17:16	161	OK
18:08	173-180	OK
19:00	0-5	OK

### **PRUEBA No. 3**

**ÁNGULO DE AZIMUT FIJADO: 23°**

#### **COMPONENTES ROTADOS EN LA PRUEBA:**

Soporte circular Si  No

Colector Solar Si  No

Motor Stirling o equivalente sobre el Colector Si  No

#### **PRUEBAS DE PROGRAMAS ALTERNOS DEL SISTEMA:**

Encendido/Apagado del sistema Funciona  No funciona

Programa de prueba del sistema Funciona  No funciona

Reseteo del sistema a posición inicial Funciona  No funciona

Giro horario Funciona  No funciona

Giro antihorario Funciona  No funciona

#### **PRUEBAS DE PROGRAMA PRINCIPAL DEL SISTEMA:**

<b>Hora</b>	<b>Posición del mecanismo</b>	<b>Observaciones</b>
<i>Hora:Min</i>	<i>Grados [°]</i>	
6:00	0-5	OK
6:52	17	OK
7:44	29	OK
8:36	41	OK
9:28	53	OK
10:20	65	OK
11:12	77	OK
12:04	89	OK
12:56	101	OK
13:48	113	OK
14:40	125	OK
15:32	137	OK
16:24	149	OK
17:16	161	OK
18:08	173-180	OK
19:00	0-5	OK

## 6.4 ANÁLISIS DE DATOS

De los datos tomados en las 3 pruebas realizadas, se verifica que el mecanismo trabaja en ambos modos:

En el modo STOP de la programación permite efectivamente el giro horario y el giro anti-horario, además del retorno a la posición inicial.

Además, se verifica el adecuado funcionamiento de los sensores de proximidad inductivos para establecer la posición inicial (sensor S1) y la final (sensor S2).

También se verifica que el movimiento en START y TEST cumple los 14 movimientos (pulsos de 1 segundo al motor cada segundo) para verificar el correcto movimiento del mecanismo en modo test.

Finalmente, se verifica que el movimiento en START y NORMAL cumple los 14 movimientos (pulsos de 1 segundo al motor cada 52 minutos) para verificar el correcto movimiento del mecanismo en modo normal.



## CAPÍTULO 7

### ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

#### 7.1 ANÁLISIS ECONÓMICO

En el análisis económico, se verifican todos los costos en los que se incurrió durante la realización del presente proyecto:

##### Costos de materia prima directa

*Tabla 7.1* Materia prima directa

MATERIA PRIMA					
Orden	Item	Unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio total
1	Eje acero 1018 OD=2.25" x L=1000mm	mm	1	33,50	33,50
2	Plancha de acero A36 800mm X800mm	mm	2	41,00	82,00
3	Motor-reductor 0.25 HP w=78 rpm	HP	1	296,00	296,00
4	Acero 1045 bonificado OD=32mm x L= 840mm	mm	1	14,74	14,74
5	Bronce al aluminio OD=8in x L=38mm	mm	1	227,36	227,36
6	Acero 1045 bonificado OD=40mm x L=560mm	mm	1	15,54	15,54
7	Chumacera de piso 204 x D=20mm	mm	4	16,05	64,20
8	Chumacera de pared 207 D=35mm	mm	4	27,74	110,96

**Tabla 7.1** Continuación

9	Tubería petrolera de revestimiento OD=7in x L=1000mm	mm	1	210,00	210,00
10	Plancha de acero 1045 bonificado D=500mm t=12.7mm	mm	1	49,00	49,00
11	Acero 1018 OD=1.25in L=1m	m	1	24,00	24,00
12	Acero 1018 OD=2.25in L=0.1m	m	1	6,25	6,25
13	Tornillo M5 x 0.8 x L=20mm	mm	21	0,10	2,10
14	Perno 5/8" con rodela, tuerca, arandela	in	4	0,57	2,28
15	Perno 3/8" x L=1in con tuerca, arandela y rodela	in	16	0,35	5,60
16	Perno 1/4" x L=1in con tuerca, arandela y rodela	in	8	0,26	2,08
17	Prisioneros 3/8" UNC	in	4	0,30	1,20
18	Perno cemento, tuerca, arandela, arandela presión 1"x4"	in	4	10,00	40,00
19	Arandelas 5/8"	in	28	0,15	4,20
20	Empaque caucho ID 3/4" OD 1 1/2" L=1/2"	in	1	0,30	0,30
21	Tornillo M3x 0.5 x L=5mm	mm	6	0,05	0,30
22	Eje acero 1018 OD=6" ID 2.75" x L=270mm	mm	1	56,40	56,40
23	Contactador trifásico a 110 VAC 9 A	A	3	8,00	24,00
24	Relé térmico 4-6 A	A	1	9,00	9,00
25	Breaker 2 polos 6 A	A	1	7,00	7,00
26	Tablero de control con doble fondo	n/a	1	45,00	45,00
27	Sensor inductivo de alcance aumentado	n/a	2	53,00	106,00
28	Portafusibles, borneras, Rieles, Cables	n/a	1	95,00	95,00
29	Mini PLC SR 12-24 VDC 8 DC Input 4 Relay output	n/a	1	115,00	115,00
30	Fuente de alimentación 25 W	W	1	40,00	40,00
31	Plancha de latón 1.3m x 0.8m x 1/40in	m	1	5,60	5,60
				<b>SUBTOTAL</b>	<b>1694,61</b>
				<b>IVA 12%</b>	<b>203,35</b>
				<b>TOTAL</b>	<b>1897,96</b>

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Costos de materia prima indirecta

**Tabla 7.2** Materia prima indirecta

INSUMOS				
No.	Item	Cantidad	Precio unitario	Precio total
1	1/2 Galón pintura esmalte negro	1	7,45	7,45
2	1/4 Galón pintura base	1	4,70	4,70
3	Galón thinner	1	4,42	4,42
4	Kilogramo electrodo 7018 x 5/32	1	2,25	2,25
5	Masilla epóxica	1	2,50	2,50
SUBTOTAL				21,32
IVA 12%				2,56
TOTAL				23,88

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Costos de mano de obra directa

**Tabla 7.3** Mano de obra directa

MANO DE OBRA DIRECTA						
No.	Cargo/Actividad	Nombre	h/semana	Semanas	Precio unitario	Precio total
1	Estudiante	Esteban Mora	3	40	4,00	480,00
2	Estudiante	David Rodríguez	3	40	4,00	480,00
3	Torneado	N/A	20	2	5,00	200,00
4	Fresado	N/A	15	2	8,00	240,00
5	Soldadura SMAW	N/A	10	2	8,00	160,00
6	Corte con sierra eléctrica	N/A	6	2	5,00	60,00
7	Pintura	N/A	1	1	20,00	20,00
8	Alquiler de equipo de programación PLC	N/A	8	1	15,00	120,00
TOTAL						1760,00

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Costos de mano de obra indirecta

**Tabla 7.4** Mano de obra indirecta

<b>MANO DE OBRA INDIRECTA</b>						
<b>No.</b>	<b>Cargo/Actividad</b>	<b>Nombre</b>	<b>h/semana</b>	<b>Semanas</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Precio total</b>
1	Director	José Guasumba	2	40	5,50	440,00
2	Codirector	José Pérez	2	40	5,50	440,00
<b>TOTAL</b>						<b>880,00</b>

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Gastos varios

**Tabla 7.5** Gastos varios

<b>GASTOS VARIOS</b>				
<b>No.</b>	<b>Item</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Precio total</b>
1	Útiles de oficina	1	100,00	100,00
2	Movilización( gasolina)	8	25,00	200,00
3	Alimentación	40	1,50	60,00
<b>SUBTOTAL</b>				<b>360,00</b>
<b>IVA 12%</b>				<b>43,20</b>
<b>TOTAL</b>				<b>403,20</b>

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Costos totales

**Tabla 7.6** Costos totales

<b>COSTOS DIRECTOS</b>	
Mano de obra directa	1760,00
Materia prima	1897,96
<b>COSTOS INDIRECTOS</b>	
Mano de obra indirecta	880,00
Insumos	23,88
Gastos	403,20
<b>SUBTOTAL</b>	4965,04
Imprevistos 15%	744,76
<b>TOTAL</b>	5709,80

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## 7.2 ANÁLISIS FINANCIERO

En el análisis financiero, se asume la producción seriada y venta del sistema de seguimiento solar. Para el cálculo de costos y gastos de producción del mecanismo, se usan los datos del análisis económico descontando el rubro de pago a director y codirector del proyecto, y aumentando un rubro por arriendos y pago de servicios.

Se asume que se ha contraído un préstamo con el banco por \$50000 con una tasa de interés del 18.83%<sup>86</sup> (Interés máximo de préstamo a PYMES más comisión anual banco) a 1 año, con lo que se garantizan los gastos operativos de la compañía por 3 meses.

Además, se asume una producción de 8 sistemas de seguimiento solar mensuales (96 por año).

---

<sup>86</sup><http://www.bce.fin.ec/>

## Ingresos por ventas

**Tabla 7.7** Ingresos por ventas por año

INGRESOS POR VENTAS				
No.	Item	Cantidad/mes	Precio unitario	Precio total
1	Sistema de seguimiento solar	8	2000,00	16000,00
<b>TOTAL/mes</b>				16000,00
<b>TOTAL/año</b>				192000,00

*Fuente: David Rodríguez y Henry Mora*

## Costos de materia prima directa

**Tabla 7.8** Materia prima directa por año

MATERIA PRIMA DIRECTA				
No.	Item	Cantidad	Precio unitario	Precio total
1	Eje acero 1018 OD=2.25" x L=1000mm	1	33,50	33,50
2	Plancha de acero A36 800mm X800mm	2	41,00	82,00
3	Motor-reductor 0.25 HP w=78 rpm	1	296,00	296,00
4	Acero 1045 bonificado OD=32mm x L= 840mm	1	14,74	14,74
5	Bronce al aluminio OD=8in x L=38mm	1	227,36	227,36
6	Acero 1045 bonificado OD=40mm x L=560mm	1	15,54	15,54
7	Chumacera de piso 204 x D=20mm	4	16,05	64,20
8	Chumacera de pared 207 D=35mm	4	27,74	110,96
9	Tubería petrolera de revestimiento OD=7in x L=1000mm	1	210,00	210,00
10	Plancha de acero 1045 bonificado D=500mm t=12.7mm	1	49,00	49,00
11	Acero 1018 OD=1.25in L=1m	1	24,00	24,00
12	Acero 1018 OD=2.25in L=0.1m	1	6,25	6,25
13	Tornillo M5 x 0.8 x L=20mm	21	0,10	2,10
14	Perno 5/8" con rodela, tuerca, arandela	4	0,57	2,28

**Tabla 7.8** Continuación...

15	Perno 3/8" x L=1in con tuerca, arandela y rodela	16	0,35	5,60
16	Perno 1/4" x L=1in con tuerca, arandela y rodela	8	0,26	2,08
17	Prisioneros 3/8" UNC	4	0,30	1,20
18	Perno cemento, tuerca, arandela, arandela presión 1"x4"	4	10,00	40,00
19	Arandelas 5/8"	28	0,15	4,20
20	Empaque caucho ID 3/4" OD 1 1/2" L=1/2"	1	0,30	0,30
21	Tornillo M3x 0.5 x L=5mm	6	0,05	0,30
22	Eje acero 1018 OD=6" ID 2.75" x L=270mm	1	56,40	56,40
23	Contactador trifásico a 110 VAC 9 A	3	8,00	24,00
24	Relé térmico 4-6 A	1	9,00	9,00
25	Breaker 2 polos 6 A	1	7,00	7,00
26	Tablero de control con doble fondo	1	45,00	45,00
27	Sensor inductivo de alcance aumentado	2	53,00	106,00
28	Portafusibles, borneras, Rieles, Cables	1	95,00	95,00
29	Mini PLC <u>SR</u> 12-24 VDC 8 DC Input 4 Relay output	1	115,00	115,00
30	Fuente de alimentación 25 W	1	40,00	40,00
31	Plancha de tol 1.3m x 0.8m x 1/40in	1	5,60	5,60
			SUBTOTAL	1694,61
			IVA 12%	203,35
			TOTAL/unidad	1897,96
			TOTAL x año	91102,23

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

### Costos de materia prima indirecta

**Tabla 7.9** Materia prima indirecta por año

INSUMOS				
No.	Item	Cantidad	Precio unitario	Precio total
1	1/2 Galón pintura esmalte negro	1	7,45	7,45
2	1/4 Galón pintura base	1	4,70	4,70
3	Galón thinner	1	4,42	4,42
4	Kilogramo electrodo 7018 x 5/32	1	2,25	2,25
5	Masilla epóxica	1	2,50	2,50
			SUBTOTAL	21,32
			IVA 12%	2,56
			TOTAL/unidad	23,88
			TOTAL/año	286,54

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

### Costos de mano de obra directa

**Tabla 7.10** Mano de obra directa por año

MANO DE OBRA DIRECTA						
No.	Cargo/Actividad	Nombre	h/semana	Semanas	Precio unitario	Precio total
1	Ingeniero	Esteban Mora	5	52	10,00	2600,00
2	Ingeniero	David Rodríguez	5	52	10,00	2600,00
3	Torneado	N/A	20	52	5,00	5200,00
4	Fresado	N/A	15	52	8,00	6240,00
5	Soldadura SMAW	N/A	10	52	8,00	4160,00
6	Corte con sierra eléctrica	N/A	6	52	5,00	1560,00
7	Pintura	N/A	1	52	20,00	1040,00
8	Alquiler de equipo de programación PLC	N/A	8	52	15,00	6240,00
<b>TOTAL/ unidad</b>						29640,00

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

### Costos de mano de obra indirecta

**Tabla 7.11** Mano de obra indirecta por año

MANO DE OBRA INDIRECTA				
No.	Cargo/Actividad	Salario mensual	Meses	Precio total
1	Secretaria/Recepcionista	250	12,00	3000,00
2	Contador	250	12,00	3000,00
<b>TOTAL</b>				6000,00

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Gastos administrativos

**Tabla 7.12** Gastos administrativos por año

<b>GASTOS ADMINISTRATIVOS</b>				
<b>No.</b>	<b>Item</b>	<b>Cantidad/mes</b>	<b>Precio unitario</b>	<b>Precio total</b>
1	Útiles de oficina	1	100,00	100,00
2	Movilización( gasolina)	8	25,00	200,00
3	Alimentación	80	1,50	120,00
4	Arriendo	1	600	600,00
5	Pago de servicios	1	150	150,00
			<b>SUBTOTAL</b>	<b>1170,00</b>
			<b>IVA 12%</b>	<b>140,40</b>
			<b>TOTAL/mes</b>	<b>1310,40</b>
			<b>TOTAL/año</b>	<b>15724,80</b>

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Gastos financieros

**Tabla 7.13** Gastos financieros por año

<b>GASTOS FINANCIEROS</b>				
<b>No.</b>	<b>Item</b>	<b>Meses</b>	<b>Precio/mes</b>	<b>Precio total</b>
1	Servicios bancarios	12	25,00	300,00
2	Pago préstamo USD 50000/18.83%/ 2 años	12	2516,00	30192,00
			<b>TOTAL/año</b>	<b>30492,00</b>

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Gastos por ventas

**Tabla 7.14** Gastos por ventas por año

<b>GASTOS VENTAS</b>				
<b>No.</b>	<b>Item</b>	<b>Meses</b>	<b>Precio/mes</b>	<b>Precio total</b>
1	Publicidad	12	50,00	600,00
2	Vendedor	12	400,00	4800,00
			<b>TOTAL/año</b>	<b>5400,00</b>

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Depreciaciones

**Tabla 7.15** Depreciaciones por año

Equipo	Valor	Depreciación				
	\$	2010	2011	2012	2013	2014
Camioneta	22000	4400	4400	4400	4400	4400
Equipos oficina	4000	1000	1000	1000	1000	1000
<b>TOTAL</b>		5400	5400	5400	5400	5400

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Costos fijos y Costos variables

**Tabla 7.16** Costos fijos

COSTOS FIJOS		
Item	Descripción	Monto
1	Mano de obra indirecta	6000,00
2	Gastos administrativos	15724,80
3	Gastos financieros	30492,00
4	Gastos por ventas	5400,00
5	Depreciaciones	5400
	<b>TOTAL</b>	63016,80

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

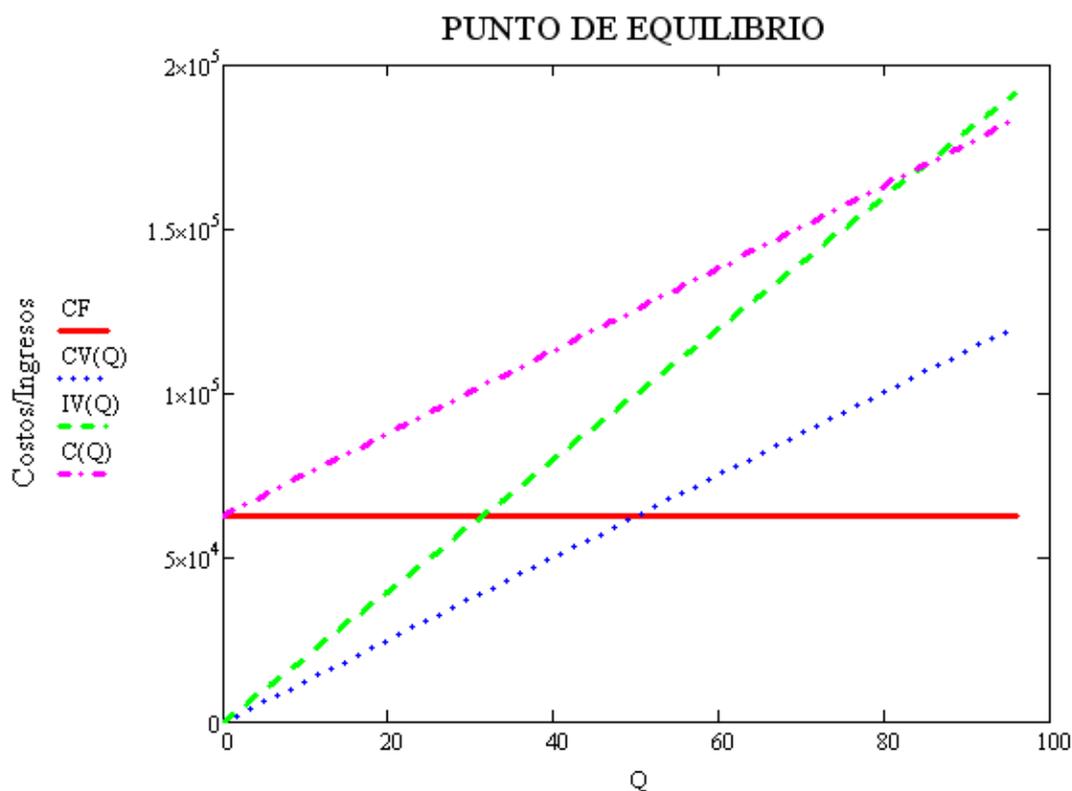
**Tabla 7.17** Costos variables

COSTOS VARIABLES		
Item	Descripción	Monto
1	Materia prima directa	91102,23
2	Mano de obra directa	29640,00
3	Insumos	286,54
	<b>TOTAL</b>	121028,77

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

## Punto de equilibrio

El punto de equilibrio del proyecto es de 86 unidades por año (7 seguidores solares por mes) durante los 2 primeros años (hasta acabar de pagar el préstamo al banco). Los cálculos del punto de equilibrio se muestran en el Anexo C.



**Figura 7.1** Punto de equilibrio

## Proyecciones 2010-2015

Para las proyecciones del Estado de Pérdidas y Ganancias entre los años 2010 y 2014 se asume un incremento del 0.9% en las ventas (igual al 50% del crecimiento proyectado del PIB del Ecuador<sup>87</sup>). Los resultados de las proyecciones de la empresa entre el 2010 y el 2015 se encuentran en el Anexo C.

<sup>87</sup> <http://www.bce.fin.ec/frame.php?CNT=ARB0000955>

## TIR/VAN

**Tabla 7.18** Inversión inicial y resultados de proyecciones

<b>Inversión inicial</b>	-50000
<b>Utilidad 2010</b>	2010,95
<b>Utilidad 2011</b>	2234,98
<b>Utilidad 2012</b>	21708,42
<b>Utilidad 2013</b>	21936,50
<b>Utilidad 2014</b>	22166,63

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

Se obtiene un TIR (Tasa Interna de Retorno) del 9% y los siguientes VAN

(Valor actual neto):

<b>VAN 5%</b>	<b>VAN 6%</b>	<b>VAN 6.5%</b>	<b>VAN 7%</b>
\$7.724,07	\$5.710,38	\$4.751,87	\$3.824,11

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora

El proyecto es rentable, y al carecer la industria nacional de proyectos similares, se debe estudiar la posibilidad de iniciarlo.

## **CAPÍTULO 8**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **8.1 CONCLUSIONES**

- El sistema de seguimiento solar permite la orientación automática del concentrador solar en el eje N-S (corrección de ángulo de altitud solar) con un movimiento continuo de 12° cada hora.
- El sistema de seguimiento solar permite la orientación manual del concentrador solar en el eje E-W (corrección del ángulo de azimut solar) mediante un sistema de manivela y una etiqueta de orientación adjunta al equipo.
- Los mecanismos de transmisión de movimiento sinfín- corona permiten obtener una alta relación de reducción de velocidad de salida y autobloqueo, lo que lo hace muy recomendable para su aplicación en sistemas de orientación de antenas y demás equipos afines. En este caso particular, se consiguió una relación de reducción de 40:1.
- En el diseño y construcción del equipo influyó directamente el presupuesto ya que se necesitaba buscar la manera de reducir costos

todo el tiempo siempre y cuando no afecten el correcto y calidad del equipo.

- En el transcurso de la construcción siempre es necesario realizar correcciones al diseño original porque siempre la experiencia es diferente a los planos.
- En el diseño de un equipo se debe tomar en cuenta que sea de fácil ensamblaje y montaje ya que de no ser así se dificulta el reemplazo de repuestos en el caso de un daño.
- La planificación es primordial para cualquier proyecto; debe ser necesariamente la que lleve más tiempo en el plan de trabajo de esa manera los retrasos en la ejecución son insignificantes.
- El uso de contrapesos en el equipo permitió reducir la potencia requerida del moto-reductor, lo que incide directamente en una reducción de costos del equipo. Gracias a los contrapesos, se redujo el torque requerido para mover el motor en un 44%.

## **8.2 RECOMENDACIONES**

- El laboratorio de Energías Renovables de la ESPE debería utilizar el sistema de seguimiento solar para demostrar de manera práctica el incremento de la eficiencia de colectores solares y paneles fotovoltaicos con el uso de sistemas de seguimiento solar automátatas.
- El mercado nacional no cuenta con producción de sistemas de seguimiento solar automátatas, por lo que se debe analizar la posibilidad de crear un sistema autóctono optimizando el diseño construido en el presente proyecto de tesis.

- El Gobierno debería reforzar sus políticas estatales a través del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable para apoyar el desarrollo e investigación de fuentes de energía alternativas (como la solar) para poder llegar con sistemas altamente eficientes y de bajo costo a las zonas rurales del país.
- Los directores de la ESPE deberían destinar un fondo para el desarrollo de energías no convencionales; por un lado, se conoce que es el futuro de la civilización humana y por otro el plano investigativo debe incentivarse más para que los jóvenes y la universidad empiecen a desarrollar proyectos que compitan a nivel mundial.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. MERIAM, J. Estática, Editorial Reverté S.A., 3ra Edición, 1999, México Pág. 21, 84-98.
2. Catálogo de Tuberías de Revestimiento y de Producción Petrolera. Tenaris. Pág.59.
3. Mecánica de Materiales. Roy Craig. Segunda Edición, 2003. Editorial Continental. México.2003. Pág. 62, 350, 620, 638.
4. Diseño de Máquinas. Robert Norton. Primera Edición. 1999. Prentice Hall. México. Págs. 21, 373-384, 714, 773-808.
5. Diseño en Ingeniería Mecánica. Shigley, Joseph. Sexta Edición. 2002. McGraw-Hill. México. Págs: 25, 29, 378-389, 475, 516, 541,844, 887-882, 906, 932, 984-996, 1118-1133, 1203, 1219.
6. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. Juvinall, Robert. Primera Edición. 1991. Editorial Limusa. Págs. 569-576, 592.
7. Manual Bohler de Aceros Especiales 2008.
8. Catálogo de Rodamientos FAG. 20-23, 30-48, 131-132, 148-160.
9. Ficha técnica ISO VG 220. Shell. Año 2004.
10. Ciencia e Ingeniería de los Materiales. Donald P. Askeland. Tercera Edición, 1994. Editorial Paraninfo. pág.392.Tabla 13-7.
11. SHIGLEY J.E. – MISCHKE C.R., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial McGRAW-HILL, 6ta Edición. Pág. 991
12. CATÁLOGO DE RODAMIENTOS FAG. 20-23, 30-48, 131-132, 148-160.
13. CATÁLOGO DE TUBERÍAS DE REVESTIMIENTO Y DE PRODUCCIÓN PETROLERA. Tenaris. Pág.59
14. CRAIG, R., Mecánica de Materiales. Editorial Continental. Segunda Edición, 2003. Pág. 62, 350, 620, 638

## OTRAS FUENTES BIBLIOGRÁFICAS

1. ESTRUCTURAS METÁLICAS
  - [http://www.construmatica.com/construpedia/Estructuras\\_Met%C3%A1licas](http://www.construmatica.com/construpedia/Estructuras_Met%C3%A1licas)
  
2. PIEZAS A FLEXIÓN
  - [http://www.construmatica.com/construpedia/Piezas\\_a\\_Flexi%C3%B3n](http://www.construmatica.com/construpedia/Piezas_a_Flexi%C3%B3n)
  
3. PIEZAS A COMPRESIÓN
  - [http://www.construmatica.com/construpedia/Piezas\\_a\\_Compresi%C3%B3n](http://www.construmatica.com/construpedia/Piezas_a_Compresi%C3%B3n)
  
4. ROTACIÓN DEL SÓLIDO RÍGIDO
  - [http://150.214.57.159/recursos/ficheros/20/\(5\\_103\)ROTACIoN%20DEL%20SoLIDO%20RiGIDO.pdf](http://150.214.57.159/recursos/ficheros/20/(5_103)ROTACIoN%20DEL%20SoLIDO%20RiGIDO.pdf)
  
5. ANÁLISIS ESTRUCTURAL
  - <http://www.cimec.org.ar/aeii/material.html>
  
6. SEGUIDORES SOLARES
  - [http://www.consumer.es/web/es/medio\\_ambiente/energia\\_y\\_ciencia/2007/11/09/171602.php](http://www.consumer.es/web/es/medio_ambiente/energia_y_ciencia/2007/11/09/171602.php)
  - Prevención de la corrosión en estructuras metálicas. Fabio Domingo Pannoni
  
7. EL PROBLEMA DE LA CORROSIÓN
  - <http://www.construaprende.com/tesis02/2006/09/53-el-problema-de-la-corrosion.html>
  
8. ENERGÍA SOLAR
  - <http://www.textoscientificos.com/energia/solar>
  
9. INCIDENCIA DE LA IRRADIACIÓN SOLAR
  - [http://es.wikipedia.org/wiki/Direcci%C3%B3n\\_de\\_incidencia\\_de\\_la\\_irradiaci%C3%B3n\\_solar](http://es.wikipedia.org/wiki/Direcci%C3%B3n_de_incidencia_de_la_irradiaci%C3%B3n_solar)<http://www.geoscopio.org/cgi>
  
10. ACTUADOR
  - <http://es.wikipedia.org/wiki/Actuador>

11. AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL
  - <http://es.wikipedia.org/wiki/Automatizaci%C3%B3n>
12. SENSOR
  - <http://es.wikipedia.org/wiki/Sensor>
13. ROBÓTICA EN MENDOZA
  - [http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/rob\\_sis5.htm](http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/rob_sis5.htm)
14. CONTROL DE UN PLC
  - [http://www.uclm.es/profesorado/rcarcelen\\_plc/control.htm](http://www.uclm.es/profesorado/rcarcelen_plc/control.htm)
15. PLC's
  - PLCs3.pdf Luis Echeverría. Escuela Politécnica del Ejército. 2007
16. DIAGRAMA ESFUERZO-DEFORMACIÓN DEL ACERO
  - <http://members.fortunecity.com/ginermendocilla/edreal.gif>
17. ESTRUCTURAS SOLARES
  - <http://www.cumevasolar.com/estructuras-y-fotovoltaica.html>
18. ÁNGULO DE ELEVACIÓN SOLAR
  - [http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_elevation\\_angle](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_elevation_angle)
19. ÁNGULO DE AZIMUTH SOLAR
  - [http://en.wikipedia.org/wiki/Solar\\_azimuth\\_angle](http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_azimuth_angle)
20. TRAYECTORIA DEL SOL
  - <http://www.rerc-vt.org/images/sunpath.jpg>
21. DIAGRAMA ESTEREOGRÁFICO DE LA TRAYECTORIA SOLAR
  - [http://www.learn.londonmet.ac.uk/packages/clear/visual/daylight/analysis/hand/sunpath\\_diagram.html](http://www.learn.londonmet.ac.uk/packages/clear/visual/daylight/analysis/hand/sunpath_diagram.html)
22. DIAGRAMA ESTEREOGRÁFICO DE LA TRAYECTORIA SOLAR
  - [http://www.learn.londonmet.ac.uk/packages/clear/visual/daylight/analysis/hand/sunpath\\_diagram.html](http://www.learn.londonmet.ac.uk/packages/clear/visual/daylight/analysis/hand/sunpath_diagram.html)

23. TIPOS DE SEGUIDORES SOLARES
  - [http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso\\_03-04/proyecto/webs/seguidores\\_solares/tiposdeseguidores.htm](http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso_03-04/proyecto/webs/seguidores_solares/tiposdeseguidores.htm)
24. TIPOS DE CONTROL
  - [http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso\\_03-04/proyecto/webs/seguidores\\_solares/tiposdecontrol.htm](http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso_03-04/proyecto/webs/seguidores_solares/tiposdecontrol.htm)
25. ROBÓTICA EN MENDOZA
  - [http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/rob\\_sis5.htm](http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/rob_sis5.htm)
26. TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO POR TRENES DE ENGRANES
  - [http://profesor.sis.uia.mx/~fgolden/dynamic/tema\\_%201\\_din.htm](http://profesor.sis.uia.mx/~fgolden/dynamic/tema_%201_din.htm)
27. TRANSMISIÓN POR CORREA
  - [http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria\\_mecanica/transmision\\_correa/](http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/transmision_correa/)
28. ESTRUCTURA SOPORTE PARA SEGUIDORES SOLARES
  - <http://patentados.com/invento/estructura-soporte-para-seguidores-solares.html>
29. TIPOS DE SEGUIDORES SOLARES
  - [http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso\\_03-04/proyecto/webs/seguidores\\_solares/tiposdeseguidores.htm](http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso_03-04/proyecto/webs/seguidores_solares/tiposdeseguidores.htm)
30. TIPOS DE ACCIONAMIENTOS
  - [http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso\\_03-04/proyecto/webs/seguidores\\_solares/tiposdeaccionamientos.htm](http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso_03-04/proyecto/webs/seguidores_solares/tiposdeaccionamientos.htm)
31. SEGUIDORES SOLARES
  - [http://www.sunpowercorp.com/Products-and-Services/~media/Images/for\\_products\\_services/t0\\_feature.ashx](http://www.sunpowercorp.com/Products-and-Services/~media/Images/for_products_services/t0_feature.ashx)
32. TIPOS DE ACCIONAMIENTOS
  - [http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso\\_03-04/proyecto/webs/seguidores\\_solares/tiposdeaccionamientos.htm](http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Curso_03-04/proyecto/webs/seguidores_solares/tiposdeaccionamientos.htm)
33. SEGUIDORES SOLARES
  - [http://www.solener.com/seguidores\\_e.html](http://www.solener.com/seguidores_e.html)

34. EL PLC
  - <http://www.sc.ehu.es/sbweb/webcentro/automatica/WebCQMH1/PAGINA%20PRINCIPAL/PLC/plc.htm>
  
35. PARÁBOLA
  - [http://es.wikipedia.org/wiki/Par%C3%A1bola\\_\(matem%C3%A1tica\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Par%C3%A1bola_(matem%C3%A1tica))
  
36. ORGANIGRAMA DE PROCESOS
  - <http://148.202.148.5/cursos/id209/mzaragoza/unidad2/unidad2dos.htm>
  
37. CURSO MULTIMEDIA DE PREVENCIÓN DE RIESGOS LABORALES
  - <http://www.e-mutua.com/cursosat/default.asp>
  
38. INDICES BANCO CENTRAL DEL ECUADOR
  - <http://www.bce.fin.ec/docs.php?path=documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Indice.htm>
  
39. PREVISIONES ECONOMICAS 2008 - 2009: PRODUCTO INTERNO BRUTO
  - <http://www.bce.fin.ec/frame.php?CNT=ARB0000955>



## **ANEXOS**

- A.** Lista de materiales para la fabricación del seguidor
- B.** Propiedades mecánicas de aceros y rodamientos
- C.** Hojas técnicas de sensores inductivos, fuente, PLC y moto-reductor
- D.** Cálculo del punto de equilibrio
- E.** Planos de producción
- F.** Hojas de Prueba
- G.** Manual de Usuario del Equipo



## ANEXO A

**Tabla A** Lista de Materiales para Fabricación del Seguidor

#	Cantidad	Descripción	Especificaciones	Peso		Observaciones
				unitario kg	total kg	
<b>SOPORTE PRINCIPAL</b>						
1	1	Plancha de acero AISI 1045	D= 600mm x t= 10mm	22,20	22,20	Soporte al piso
2	1	Tubería de acero N80	OD= 178mm x t=10mm x L=1000mm	41,43	41,43	Soporte principal
3	4	Perno para empotramiento, con tuercas, arandelas y arandelas de presión	D=1in L=4in	0,20	0,80	Soporte al piso
4	4	Plancha de acero A36	L1=160mm x L2=160mm x t= 6mm	1,21	4,82	Estabilizadores
5	1	Plancha de acero A36	L1=400mm x L2=650mm x t= 2mm	4,08	4,08	Cubierta motor
6	1	Plancha de acero A36	L1=500mm x L2=170mm x t= 2mm	1,33	1,33	Cubierta corona primaria
7	1	Plancha de acero A36	L1=500mm x L2=170mm x t= 2mm	1,33	1,33	Cubierta corona secundaria
8	2	Plancha de acero A36	L1= 300mm x L2=630 x t= 6mm	8,90	17,80	Orejas de sujeción

**Tabla A** Continuación...

9	1	Plancha de acero A36	L1=890mm x L2=250mm x t=6mm	10,48	10,48	Bastidor primario
10	1	Plancha de acero A36	L1=250mm x L2=760mm x t=6mm	8,95	8,95	Bastidor secundario
11	21	Tornillo	M5 x 0.8 x L=20mm	0,03	0,63	Aseguramiento de motor y cubiertas.
12	6	Tornillo	M3x 0.5 x L=5mm	0,01	0,06	Aseguramiento de motor y cubiertas.
<b>SISTEMA DE TRANSMISIÓN</b>						
13	2	Bronce al aluminio	OD= 178mm x L=18mm	3,52	7,03	Coronas
14	2	Eje de acero AISI 1045	OD= 50. mm x L= 0.76m	11,71	23,43	Eje de los tornillos sinfin
15	2	Eje de acero AISI 1045	OD= 40. mm x L= 0.56m	5,52	11,05	Ejes de las coronas
16	1	Eje de acero AISI 1018	OD=2.25in x L=0.15m	2,5	2,5	Aseguramiento de motor y cubiertas.
17	1	Eje de acero AISI 1018	OD=1.25in x L=1m	5	5	Contrapesos
18	2	Plancha de acero A36	L1=105mm x L2=120mm x t=6mm	0,54	1,08	Contrapesos
19	1	Eje de acero AISI 1018	OD=6" ID 2.75" x L=270mm	28	28	Contrapesos
20	6	Prisionero	3/8" UNF x L=25mm	0,01	0,06	Prisioneros de contrapesos y de bocines laterales.
21	1	Empaque caucho	ID 3/4" OD 1 1/2" L=1/2"	0,1	0,1	

**Tabla A** Continuación...

<b>CONJUNTO</b>						
		Litro pintura base	Color gris	2	2	Pintura base para conjunto
22	2	Litro pintura base	Color gris	2	2	Pintura base para conjunto
23	2	Litro pintura esmalte	Color negro	2	2	Pintura esmalte para conjunto
24	4	Litro thinner		4	4	Thinner para pintar conjunto
25	1	Masilla epóxica		0,25	0,25	Aseguramiento motor y tablero de control.
26	1	Electrodo 7018 x 5/32		0,5	0,5	Soldadura de los elementos.
<b>SISTEMA DE AUTOMATIZACIÓN</b>						
27	1	Mini PLC SR	12-24 VDC 8 DC Input 4 Relay térmico	1	1	Control del mecanismo
28	1	Fuente de alimentación	25 W Out 24 VDC 1 A	1	1	Control del mecanismo
29	3	Contactador trifásico	110 VAC 9 A	0.20	0.60	Control del mecanismo
30	1	Relé térmico	4-6 A	0.20	0.20	Control del mecanismo
31	1	Breaker	2 polos 6 A	0.20	0.20	Control del mecanismo
32	1	Tablero de control	Doble fondo PNP/NO	3	3	Control del mecanismo
33	2	Sensor inductivo	Alcance aumentado Base y cable	0.1	0.2	Control del mecanismo
34	1	Base metálica	90° Diámetro 12 mm	0.1	0.1	Control del mecanismo

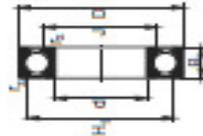
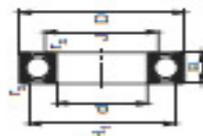
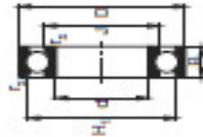
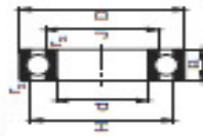
**Tabla A** Continuación...

35	1	Materiales eléctricos varios	Portafusibles Borneras Riel Cables de conexión	2	2	Control del mecanismo
36	1	Plancha de latón espesor 1/40	1300mm X 800mm	0.2	0.2	Protección para el tablero de control
37	1	Motoreductor	.25 HP w=78rpm	10	10	Sistema de alimentación

**Fuente:** David Rodríguez y Henry Mora



### Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

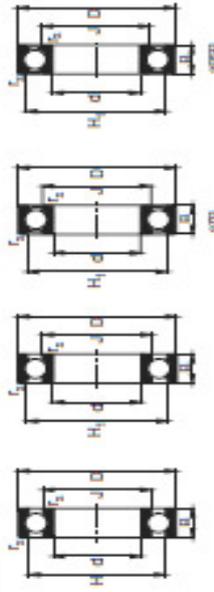


Los rodamientos pueden soportar una duración de vida limitada, s. C<sub>10</sub>L<sub>10</sub>, ver Pág.41.

Eje	Dimensiones		Peso		Capacidad de carga		Velocidad límite	Viscosidad de lubricantes	Desmontaje	Medidas auxiliares			
	d	D	B	H	d <sub>1</sub>	C <sub>10</sub>				D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>1</sub> min	D <sub>2</sub> max
16	16	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	17	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	18	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	19	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	20	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	22	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	24	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	26	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	28	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	30	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
17	17	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	18	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	19	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	20	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	22	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	24	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	26	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	28	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	30	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
	32	26	11	29,1	29,1	1,8	3,15	2000	0,000	0,000	19,2	30,8	0,8
20	20	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	22	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	24	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	26	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	28	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	30	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	32	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	34	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	36	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8
	38	30	12	37,8	37,8	2,0	4,75	2000	0,000	0,000	21,2	36,8	0,8

Deje siempre un espacio libre entre ejes para evitar el contacto.

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera



Las dimensiones pueden variar una decimales de milímetros, a Cepipak, ver Pág.41.

Dn	Dimensiones		B	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	H <sub>5</sub>	H <sub>6</sub>	H <sub>7</sub>	H <sub>8</sub>	H <sub>9</sub>	H <sub>10</sub>	H <sub>11</sub>	H <sub>12</sub>	H <sub>13</sub>	H <sub>14</sub>	H <sub>15</sub>	H <sub>16</sub>	H <sub>17</sub>	H <sub>18</sub>	H <sub>19</sub>	H <sub>20</sub>	H <sub>21</sub>	H <sub>22</sub>	H <sub>23</sub>	H <sub>24</sub>	H <sub>25</sub>	H <sub>26</sub>	H <sub>27</sub>	H <sub>28</sub>	H <sub>29</sub>	H <sub>30</sub>	H <sub>31</sub>	H <sub>32</sub>	H <sub>33</sub>	H <sub>34</sub>	H <sub>35</sub>	H <sub>36</sub>	H <sub>37</sub>	H <sub>38</sub>	H <sub>39</sub>	H <sub>40</sub>	H <sub>41</sub>	H <sub>42</sub>	H <sub>43</sub>	H <sub>44</sub>	H <sub>45</sub>	H <sub>46</sub>	H <sub>47</sub>	H <sub>48</sub>	H <sub>49</sub>	H <sub>50</sub>	H <sub>51</sub>	H <sub>52</sub>	H <sub>53</sub>	H <sub>54</sub>	H <sub>55</sub>	H <sub>56</sub>	H <sub>57</sub>	H <sub>58</sub>	H <sub>59</sub>	H <sub>60</sub>	H <sub>61</sub>	H <sub>62</sub>	H <sub>63</sub>	H <sub>64</sub>	H <sub>65</sub>	H <sub>66</sub>	H <sub>67</sub>	H <sub>68</sub>	H <sub>69</sub>	H <sub>70</sub>	H <sub>71</sub>	H <sub>72</sub>	H <sub>73</sub>	H <sub>74</sub>	H <sub>75</sub>	H <sub>76</sub>	H <sub>77</sub>	H <sub>78</sub>	H <sub>79</sub>	H <sub>80</sub>	H <sub>81</sub>	H <sub>82</sub>	H <sub>83</sub>	H <sub>84</sub>	H <sub>85</sub>	H <sub>86</sub>	H <sub>87</sub>	H <sub>88</sub>	H <sub>89</sub>	H <sub>90</sub>	H <sub>91</sub>	H <sub>92</sub>	H <sub>93</sub>	H <sub>94</sub>	H <sub>95</sub>	H <sub>96</sub>	H <sub>97</sub>	H <sub>98</sub>	H <sub>99</sub>	H <sub>100</sub>	H <sub>101</sub>	H <sub>102</sub>	H <sub>103</sub>	H <sub>104</sub>	H <sub>105</sub>	H <sub>106</sub>	H <sub>107</sub>	H <sub>108</sub>	H <sub>109</sub>	H <sub>110</sub>	H <sub>111</sub>	H <sub>112</sub>	H <sub>113</sub>	H <sub>114</sub>	H <sub>115</sub>	H <sub>116</sub>	H <sub>117</sub>	H <sub>118</sub>	H <sub>119</sub>	H <sub>120</sub>	H <sub>121</sub>	H <sub>122</sub>	H <sub>123</sub>	H <sub>124</sub>	H <sub>125</sub>	H <sub>126</sub>	H <sub>127</sub>	H <sub>128</sub>	H <sub>129</sub>	H <sub>130</sub>	H <sub>131</sub>	H <sub>132</sub>	H <sub>133</sub>	H <sub>134</sub>	H <sub>135</sub>	H <sub>136</sub>	H <sub>137</sub>	H <sub>138</sub>	H <sub>139</sub>	H <sub>140</sub>	H <sub>141</sub>	H <sub>142</sub>	H <sub>143</sub>	H <sub>144</sub>	H <sub>145</sub>	H <sub>146</sub>	H <sub>147</sub>	H <sub>148</sub>	H <sub>149</sub>	H <sub>150</sub>	H <sub>151</sub>	H <sub>152</sub>	H <sub>153</sub>	H <sub>154</sub>	H <sub>155</sub>	H <sub>156</sub>	H <sub>157</sub>	H <sub>158</sub>	H <sub>159</sub>	H <sub>160</sub>	H <sub>161</sub>	H <sub>162</sub>	H <sub>163</sub>	H <sub>164</sub>	H <sub>165</sub>	H <sub>166</sub>	H <sub>167</sub>	H <sub>168</sub>	H <sub>169</sub>	H <sub>170</sub>	H <sub>171</sub>	H <sub>172</sub>	H <sub>173</sub>	H <sub>174</sub>	H <sub>175</sub>	H <sub>176</sub>	H <sub>177</sub>	H <sub>178</sub>	H <sub>179</sub>	H <sub>180</sub>	H <sub>181</sub>	H <sub>182</sub>	H <sub>183</sub>	H <sub>184</sub>	H <sub>185</sub>	H <sub>186</sub>	H <sub>187</sub>	H <sub>188</sub>	H <sub>189</sub>	H <sub>190</sub>	H <sub>191</sub>	H <sub>192</sub>	H <sub>193</sub>	H <sub>194</sub>	H <sub>195</sub>	H <sub>196</sub>	H <sub>197</sub>	H <sub>198</sub>	H <sub>199</sub>	H <sub>200</sub>	H <sub>201</sub>	H <sub>202</sub>	H <sub>203</sub>	H <sub>204</sub>	H <sub>205</sub>	H <sub>206</sub>	H <sub>207</sub>	H <sub>208</sub>	H <sub>209</sub>	H <sub>210</sub>	H <sub>211</sub>	H <sub>212</sub>	H <sub>213</sub>	H <sub>214</sub>	H <sub>215</sub>	H <sub>216</sub>	H <sub>217</sub>	H <sub>218</sub>	H <sub>219</sub>	H <sub>220</sub>	H <sub>221</sub>	H <sub>222</sub>	H <sub>223</sub>	H <sub>224</sub>	H <sub>225</sub>	H <sub>226</sub>	H <sub>227</sub>	H <sub>228</sub>	H <sub>229</sub>	H <sub>230</sub>	H <sub>231</sub>	H <sub>232</sub>	H <sub>233</sub>	H <sub>234</sub>	H <sub>235</sub>	H <sub>236</sub>	H <sub>237</sub>	H <sub>238</sub>	H <sub>239</sub>	H <sub>240</sub>	H <sub>241</sub>	H <sub>242</sub>	H <sub>243</sub>	H <sub>244</sub>	H <sub>245</sub>	H <sub>246</sub>	H <sub>247</sub>	H <sub>248</sub>	H <sub>249</sub>	H <sub>250</sub>	H <sub>251</sub>	H <sub>252</sub>	H <sub>253</sub>	H <sub>254</sub>	H <sub>255</sub>	H <sub>256</sub>	H <sub>257</sub>	H <sub>258</sub>	H <sub>259</sub>	H <sub>260</sub>	H <sub>261</sub>	H <sub>262</sub>	H <sub>263</sub>	H <sub>264</sub>	H <sub>265</sub>	H <sub>266</sub>	H <sub>267</sub>	H <sub>268</sub>	H <sub>269</sub>	H <sub>270</sub>	H <sub>271</sub>	H <sub>272</sub>	H <sub>273</sub>	H <sub>274</sub>	H <sub>275</sub>	H <sub>276</sub>	H <sub>277</sub>	H <sub>278</sub>	H <sub>279</sub>	H <sub>280</sub>	H <sub>281</sub>	H <sub>282</sub>	H <sub>283</sub>	H <sub>284</sub>	H <sub>285</sub>	H <sub>286</sub>	H <sub>287</sub>	H <sub>288</sub>	H <sub>289</sub>	H <sub>290</sub>	H <sub>291</sub>	H <sub>292</sub>	H <sub>293</sub>	H <sub>294</sub>	H <sub>295</sub>	H <sub>296</sub>	H <sub>297</sub>	H <sub>298</sub>	H <sub>299</sub>	H <sub>300</sub>	H <sub>301</sub>	H <sub>302</sub>	H <sub>303</sub>	H <sub>304</sub>	H <sub>305</sub>	H <sub>306</sub>	H <sub>307</sub>	H <sub>308</sub>	H <sub>309</sub>	H <sub>310</sub>	H <sub>311</sub>	H <sub>312</sub>	H <sub>313</sub>	H <sub>314</sub>	H <sub>315</sub>	H <sub>316</sub>	H <sub>317</sub>	H <sub>318</sub>	H <sub>319</sub>	H <sub>320</sub>	H <sub>321</sub>	H <sub>322</sub>	H <sub>323</sub>	H <sub>324</sub>	H <sub>325</sub>	H <sub>326</sub>	H <sub>327</sub>	H <sub>328</sub>	H <sub>329</sub>	H <sub>330</sub>	H <sub>331</sub>	H <sub>332</sub>	H <sub>333</sub>	H <sub>334</sub>	H <sub>335</sub>	H <sub>336</sub>	H <sub>337</sub>	H <sub>338</sub>	H <sub>339</sub>	H <sub>340</sub>	H <sub>341</sub>	H <sub>342</sub>	H <sub>343</sub>	H <sub>344</sub>	H <sub>345</sub>	H <sub>346</sub>	H <sub>347</sub>	H <sub>348</sub>	H <sub>349</sub>	H <sub>350</sub>	H <sub>351</sub>	H <sub>352</sub>	H <sub>353</sub>	H <sub>354</sub>	H <sub>355</sub>	H <sub>356</sub>	H <sub>357</sub>	H <sub>358</sub>	H <sub>359</sub>	H <sub>360</sub>	H <sub>361</sub>	H <sub>362</sub>	H <sub>363</sub>	H <sub>364</sub>	H <sub>365</sub>	H <sub>366</sub>	H <sub>367</sub>	H <sub>368</sub>	H <sub>369</sub>	H <sub>370</sub>	H <sub>371</sub>	H <sub>372</sub>	H <sub>373</sub>	H <sub>374</sub>	H <sub>375</sub>	H <sub>376</sub>	H <sub>377</sub>	H <sub>378</sub>	H <sub>379</sub>	H <sub>380</sub>	H <sub>381</sub>	H <sub>382</sub>	H <sub>383</sub>	H <sub>384</sub>	H <sub>385</sub>	H <sub>386</sub>	H <sub>387</sub>	H <sub>388</sub>	H <sub>389</sub>	H <sub>390</sub>	H <sub>391</sub>	H <sub>392</sub>	H <sub>393</sub>	H <sub>394</sub>	H <sub>395</sub>	H <sub>396</sub>	H <sub>397</sub>	H <sub>398</sub>	H <sub>399</sub>	H <sub>400</sub>	H <sub>401</sub>	H <sub>402</sub>	H <sub>403</sub>	H <sub>404</sub>	H <sub>405</sub>	H <sub>406</sub>	H <sub>407</sub>	H <sub>408</sub>	H <sub>409</sub>	H <sub>410</sub>	H <sub>411</sub>	H <sub>412</sub>	H <sub>413</sub>	H <sub>414</sub>	H <sub>415</sub>	H <sub>416</sub>	H <sub>417</sub>	H <sub>418</sub>	H <sub>419</sub>	H <sub>420</sub>	H <sub>421</sub>	H <sub>422</sub>	H <sub>423</sub>	H <sub>424</sub>	H <sub>425</sub>	H <sub>426</sub>	H <sub>427</sub>	H <sub>428</sub>	H <sub>429</sub>	H <sub>430</sub>	H <sub>431</sub>	H <sub>432</sub>	H <sub>433</sub>	H <sub>434</sub>	H <sub>435</sub>	H <sub>436</sub>	H <sub>437</sub>	H <sub>438</sub>	H <sub>439</sub>	H <sub>440</sub>	H <sub>441</sub>	H <sub>442</sub>	H <sub>443</sub>	H <sub>444</sub>	H <sub>445</sub>	H <sub>446</sub>	H <sub>447</sub>	H <sub>448</sub>	H <sub>449</sub>	H <sub>450</sub>	H <sub>451</sub>	H <sub>452</sub>	H <sub>453</sub>	H <sub>454</sub>	H <sub>455</sub>	H <sub>456</sub>	H <sub>457</sub>	H <sub>458</sub>	H <sub>459</sub>	H <sub>460</sub>	H <sub>461</sub>	H <sub>462</sub>	H <sub>463</sub>	H <sub>464</sub>	H <sub>465</sub>	H <sub>466</sub>	H <sub>467</sub>	H <sub>468</sub>	H <sub>469</sub>	H <sub>470</sub>	H <sub>471</sub>	H <sub>472</sub>	H <sub>473</sub>	H <sub>474</sub>	H <sub>475</sub>	H <sub>476</sub>	H <sub>477</sub>	H <sub>478</sub>	H <sub>479</sub>	H <sub>480</sub>	H <sub>481</sub>	H <sub>482</sub>	H <sub>483</sub>	H <sub>484</sub>	H <sub>485</sub>	H <sub>486</sub>	H <sub>487</sub>	H <sub>488</sub>	H <sub>489</sub>	H <sub>490</sub>	H <sub>491</sub>	H <sub>492</sub>	H <sub>493</sub>	H <sub>494</sub>	H <sub>495</sub>	H <sub>496</sub>	H <sub>497</sub>	H <sub>498</sub>	H <sub>499</sub>	H <sub>500</sub>	H <sub>501</sub>	H <sub>502</sub>	H <sub>503</sub>	H <sub>504</sub>	H <sub>505</sub>	H <sub>506</sub>	H <sub>507</sub>	H <sub>508</sub>	H <sub>509</sub>	H <sub>510</sub>	H <sub>511</sub>	H <sub>512</sub>	H <sub>513</sub>	H <sub>514</sub>	H <sub>515</sub>	H <sub>516</sub>	H <sub>517</sub>	H <sub>518</sub>	H <sub>519</sub>	H <sub>520</sub>	H <sub>521</sub>	H <sub>522</sub>	H <sub>523</sub>	H <sub>524</sub>	H <sub>525</sub>	H <sub>526</sub>	H <sub>527</sub>	H <sub>528</sub>	H <sub>529</sub>	H <sub>530</sub>	H <sub>531</sub>	H <sub>532</sub>	H <sub>533</sub>	H <sub>534</sub>	H <sub>535</sub>	H <sub>536</sub>	H <sub>537</sub>	H <sub>538</sub>	H <sub>539</sub>	H <sub>540</sub>	H <sub>541</sub>	H <sub>542</sub>	H <sub>543</sub>	H <sub>544</sub>	H <sub>545</sub>	H <sub>546</sub>	H <sub>547</sub>	H <sub>548</sub>	H <sub>549</sub>	H <sub>550</sub>	H <sub>551</sub>	H <sub>552</sub>	H <sub>553</sub>	H <sub>554</sub>	H <sub>555</sub>	H <sub>556</sub>	H <sub>557</sub>	H <sub>558</sub>	H <sub>559</sub>	H <sub>560</sub>	H <sub>561</sub>	H <sub>562</sub>	H <sub>563</sub>	H <sub>564</sub>	H <sub>565</sub>	H <sub>566</sub>	H <sub>567</sub>	H <sub>568</sub>	H <sub>569</sub>	H <sub>570</sub>	H <sub>571</sub>	H <sub>572</sub>	H <sub>573</sub>	H <sub>574</sub>	H <sub>575</sub>	H <sub>576</sub>	H <sub>577</sub>	H <sub>578</sub>	H <sub>579</sub>	H <sub>580</sub>	H <sub>581</sub>	H <sub>582</sub>	H <sub>583</sub>	H <sub>584</sub>	H <sub>585</sub>	H <sub>586</sub>	H <sub>587</sub>	H <sub>588</sub>	H <sub>589</sub>	H <sub>590</sub>	H <sub>591</sub>	H <sub>592</sub>	H <sub>593</sub>	H <sub>594</sub>	H <sub>595</sub>	H <sub>596</sub>	H <sub>597</sub>	H <sub>598</sub>	H <sub>599</sub>	H <sub>600</sub>	H <sub>601</sub>	H <sub>602</sub>	H <sub>603</sub>	H <sub>604</sub>	H <sub>605</sub>	H <sub>606</sub>	H <sub>607</sub>	H <sub>608</sub>	H <sub>609</sub>	H <sub>610</sub>	H <sub>611</sub>	H <sub>612</sub>	H <sub>613</sub>	H <sub>614</sub>	H <sub>615</sub>	H <sub>616</sub>	H <sub>617</sub>	H <sub>618</sub>	H <sub>619</sub>	H <sub>620</sub>	H <sub>621</sub>	H <sub>622</sub>	H <sub>623</sub>	H <sub>624</sub>	H <sub>625</sub>	H <sub>626</sub>	H <sub>627</sub>	H <sub>628</sub>	H <sub>629</sub>	H <sub>630</sub>	H <sub>631</sub>	H <sub>632</sub>	H <sub>633</sub>	H <sub>634</sub>
----	-------------	--	---	---	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------	------------------



# ANEXO C

Hojas técnicas de sensores inductivos, fuente, PLC y moto-reductor.

## Sensori di prossimità a lunga distanza M12 - DC

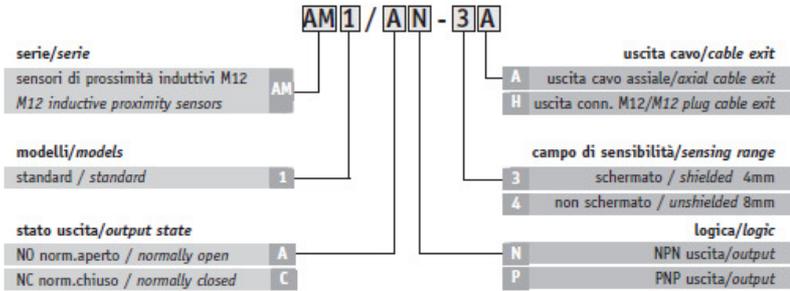


- Nuovi modelli a lunga distanza: schermato 4mm; non schermato 8mm
- Contenitore metallico
- Indicatore LED in tutti i modelli visibile a 360°
- Grado di protezione IP 67
- Totalmente protetti contro danneggiamenti di tipo elettrico

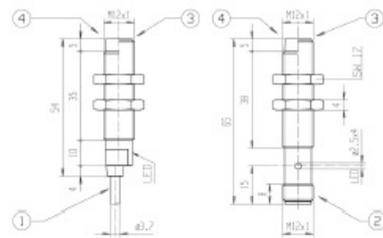
- New models with long distance: shielded 4mm; unshielded 8mm
- Metal housing
- LED status indicator for all versions 360° visible
- IP 67 protection degree
- Complete protection against electrical damages

serie AM - serie AM

### Identificazione modelli - Ordering system

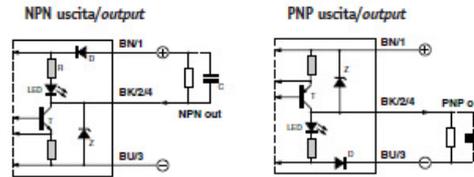


### Dimensioni - dimension

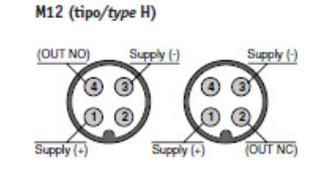


- 1 ■ Uscita cavo 3x0,22 mm<sup>2</sup>, Ø3,75 mm, PVC, 2m
  - 2 ■ Uscita connettore M12 metallico
  - 3 ■ Versione schermata
  - 4 ■ Versione non schermata
- 1 ■ Cable exit 3x0,22 mm<sup>2</sup>, Ø3,75 mm, PVC, 2m
  - 2 ■ M12 metal plug cable exit
  - 3 ■ Shielded version
  - 4 ■ Unshielded version

### Connessioni - Wiring diagrams



### Connettori - Connectors



# M12 proximity sensors with long distance - DC

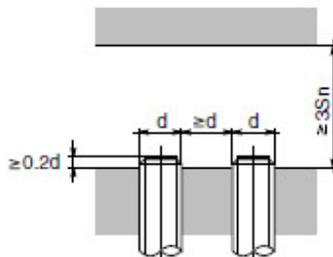
## Specifiche - Specifications

Tipo	sensore di prossimità a lunga distanza proximity sensors with long distance		Type
Modello	AM1/** -3*	AM1/** -4*	Model
Distanza di rilevazione nominale <sup>(1)</sup>	4mm	8mm	Nominal sensing distance <sup>(1)</sup>
Distanza di lavoro	0...3,2mm	0...6,4mm	Operating distance
Corsa differenziale	1...20%		Differential travel
Ripetibilità	5%		Repeat accuracy
Tensione di alimentazione	10-30Vdc		Operating voltage
Ondulazione residua	≤10%		Ripple
Corrente assorbita	10mA max.		No-load supply current
Corrente di uscita	300mA		Load current
Corrente di perdita	≤120μA		Leakage current
Caduta di tensione in uscita	1,2V max		Output voltage drop
Tipo uscita	NPN o/ or PNP - NO o/ or NC		Output type
Frequenza di commutazione	1KHz		Switching frequency
Ritardo alla disponibilità	100ms		Time delay before availability
Massima capacità d'uscita ammissibile	1μF		Max. admissible output capacity
Protezioni elettriche alimentazione	inversione di polarità, sovratensioni impulsive polarity reversal, transient		Supply electrical protections
Protezioni elettriche uscita	cortocircuito / short circuit		Output electrical protections
Limiti di temperatura	-25° ... +70°C		Temperature range
Deriva termica	10% Sr		Temperature drift
Grado di protezione	IP67 <sup>(2)</sup> (EN60529)		Protection degree
Indicatori LED	giallo (uscita NO attivata) yellow (NO output energized)		LED indicators
Materiale contenitore	ottone nichelato / nickel-plated brass		Housing material
Materiale faccia attiva	PBT		Sensing face material
Coppia serraggio	10 Nm		Tightening torque
Peso (approx.)	30g - 70g		Weight (approx.)

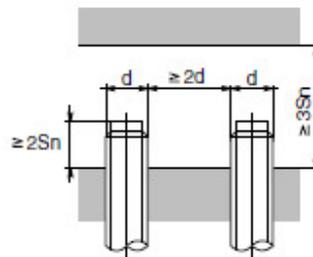
(1) con ottacolo normalizzato FE360 12x12mm per modelli schermati; con ottacolo normalizzato FE360 24x24mm per modelli non schermati; (2) protezione garantita solo con il cavo a connettore montato  
(1) with 12x12mm FE360 target for shielded models; with 24x24mm FE360 target for unshielded models; (2) protection guaranteed only with plug cable mounted

## Installazione - Installation

modelli schermati / shielded models

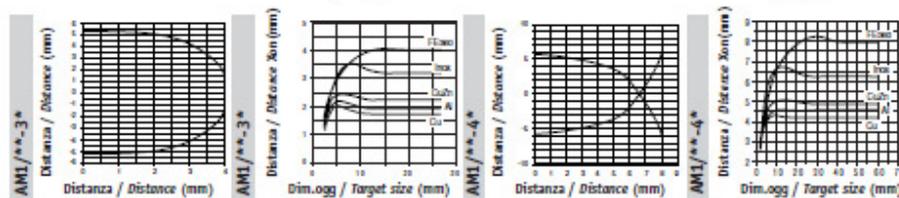


modelli non schermati / unshielded models



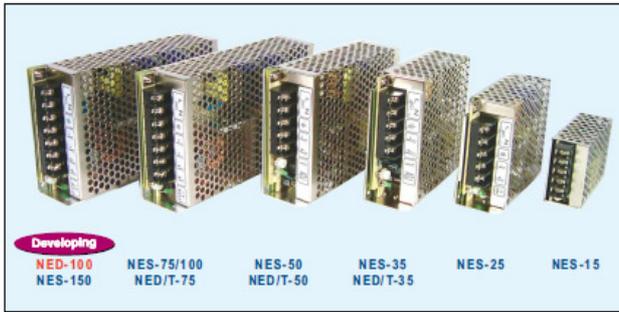
## Curve caratteristiche - Characteristic curves

- Area di rilevamento / Detection area
- Distanza / dim. oggetto / Distance / target size
- Area di rilevamento / Detection area
- Distanza / dim. oggetto / Distance / target size



# NE Series

15~150W Miniature 1~3 Output



## Features

- Universal AC input / Full range ( NES/D-100, NES-150 AC input selectable by switch )
- Protections: Short circuit / OLP / OVP
- Built-in over temperature protection for NES-15
- Cooling by free air convection
- Small size, high power density
- Low cost, high reliability
- 100% full load burn-in test
- Most economical low wattage solution with safety certificates
- 2 years warranty

## General Specification (Please refer to www.meanwell.com for detail spec.)



Model No.	NES-15	NES-25	NES-35 NED/T-35	NES-50 NED/T-50	NES-75 NED/T-75	NES-100	NED-100 NES-150	
AC input voltage range	85~264VAC universal input (120 ~ 370VDC)						115/230VAC by switch	
AC inrush current (max.)	Cold start, 45A at 230VAC							
DC adjustment range	±10% by potential meter for single output; CH1 -5~+10% by potential meter for multiple output					-5% ~ +10% (NES-100/150) CH1 -5% ~ +10% (NED-100)		
Overload protection	110%~150% hiccup mode, auto-recovery							
Over voltage protection	115%~135% rated output voltage, shut off					115%~135% hiccup mode, auto-recovery		
Withstand voltage	I/P - O/P: 3KVAC, I/P - FG: 1.5KVAC, O/P - FG: 0.5KVAC, 1 minute							
Working temperature	-20 ~ +60°C (refer to the derating curve for different models)							
Vibration	10~500Hz, 2G 10min/1 cycle, period for 60 min each along X, Y, Z axes							
Safety standards	UL60950-1 approved, also design refer to TUV EN60950-1 (NED-100 pending)							
EMC standards	EN55022 class B, EN61000-3-2,3, EN61000-4-2,3,4,5,6,8,11, ENV50204							
Connection	Terminal block for input and output							
Dimension (L*W*H)(mm)	79x 51x 28	99x 82x 35	99x 97x 36	129x 98x 38	159x 97x 38	159x 97x 38	199x 98x 38	
Case No.	931	932	905	903	901	901	902	
Packing	60pcs/13kg	45pcs/14.5kg	45pcs/17.2kg	45pcs/19.5kg	30pcs/16.6kg	30pcs/17.5kg	30pcs/22kg	

## 15W — Single Output

Stock No.	Model No.	Output	Tol.	R&N	Effi.
11281	NES-15-5	5V, 0~3.0A	±2%	150mV	79%
11282	NES-15-12	12V, 0~1.3A	±1%	150mV	81%
11283	NES-15-15	15V, 0~1.0A	±1%	150mV	81%
11284	NES-15-24	24V, 0~0.7A	±1%	200mV	85%
11285	NES-15-48	48V, 0~0.35A	±1%	240mV	82%

## 25W — Single Output

Stock No.	Model No.	Output	Tol.	R&N	Effi.
11291	NES-25-5	5V, 0~5.0A	±2%	80mV	78%
11292	NES-25-12	12V, 0~2.1A	±1%	120mV	83%
11293	NES-25-15	15V, 0~1.7A	±1%	150mV	84%
11294	NES-25-24	24V, 0~1.1A	±1%	200mV	86%
11295	NES-25-48	48V, 0~0.57A	±1%	240mV	86%

## 35W — Single Output

Stock No.	Model No.	Output	Tol.	R&N	Effi.
11301	NES-35-5	5V, 0~7.0A	±2%	80mV	78%
11302	NES-35-12	12V, 0~3.0A	±1%	120mV	81%
11303	NES-35-15	15V, 0~2.4A	±1%	150mV	83%
11304	NES-35-24	24V, 0~1.5A	±1%	200mV	85%
11305	NES-35-48	48V, 0~0.8A	±1%	240mV	86%

## 50W — Single Output

Stock No.	Model No.	Output	Tol.	R&N	Effi.
11311	NES-50-5	5V, 0~10A	±2%	80mV	79%
11312	NES-50-12	12V, 0~4.2A	±1%	120mV	82%
11313	NES-50-15	15V, 0~3.4A	±1%	150mV	83%
11314	NES-50-24	24V, 0~2.2A	±1%	200mV	86%
11315	NES-50-48	48V, 0~1.1A	±1%	240mV	87%

## 75W — Single Output

Stock No.	Model No.	Output	Tol.	R&N	Effi.
11322	NES-75-5	5V, 0~14A	±2%	80mV	77%
11323	NES-75-12	12V, 0~6.2A	±1%	120mV	82%
11324	NES-75-15	15V, 0~5.0A	±1%	150mV	83%
11375	NES-75-24	24V, 0~3.2A	±1%	200mV	86%
11326	NES-75-48	48V, 0~1.6A	±1%	240mV	87%

## 100W — Single Output

Stock No.	Model No.	Output	Tol.	R&N	Effi.
11331	NES-100-5	5V, 0~20A	±2%	80mV	80%
11332	NES-100-7.5	7.5V, 0~13.6A	±1%	120mV	81%
11333	NES-100-9	9V, 0~11.2A	±1%	120mV	81%
11334	NES-100-12	12V, 0~8.5A	±1%	120mV	83%
11335	NES-100-15	15V, 0~7.0A	±1%	120mV	84%
11336	NES-100-24	24V, 0~4.5A	±1%	120mV	86%
11337	NES-100-48	48V, 0~2.3A	±1%	150mV	86%

## 150W — Single Output

Stock No.	Model No.	Output	Tol.	R&N	Effi.
11411	NES-150-3.3	3.3V, 0~30A	±3%	80mV	73%
11412	NES-150-5	5V, 0~26A	±2%	80mV	78%
11413	NES-150-7.5	7.5V, 0~20A	±1%	120mV	80%
11414	NES-150-9	9V, 0~16.7A	±1%	120mV	83%
11415	NES-150-12	12V, 0~12.5A	±1%	120mV	83%
11416	NES-150-15	15V, 0~10A	±1%	120mV	83%
11417	NES-150-24	24V, 0~6.5A	±1%	120mV	86%
11418	NES-150-48	48V, 0~3.3A	±1%	200mV	86%

# EXQUISITE SIZE POWERFUL FUNCTION

## SR SERIES LOGIC CONTROLLER

Ver. 3.0



# ARRAY

## SUPER INTELLIGENT CONTROLLER



Remote Control

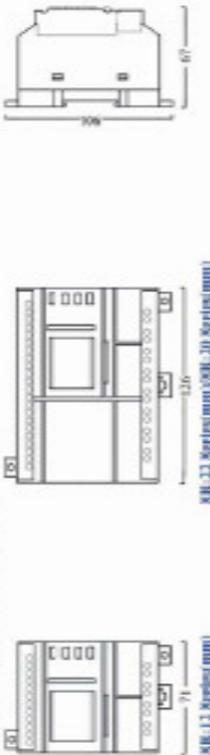


Removable HMI (LCD Panel)



Telephone and Voice Module

### Installation Dimension



SR-12 Series (mm) (SR-12B Series (mm))

### Specification

Item	Type	Power	Input	Output	Remark
1	SR-12M1AC	AC100-240V	8 points AC input	4 points relay output	
2	SR-12M1DC	DC12-24V	8 points DC input (with 8 points analog)	4 points relay output	
3	SR-12M1DC	DC12-24V	8 points DC input (with 8 points analog)	4 points relay output (with 4 points analog)	
4	SR-12M3DC	DC12-24V	8 points DC input (with 8 points analog)	4 points relay output (with 4 points analog)	
5	SR-22M1AC	AC100-240V	14 points AC input	8 points relay output	
6	SR-22M1DC	DC12-24V	14 points DC input (with 8 points analog)	8 points relay output	
7	SR-22M1DC	DC12-24V	14 points DC input (with 8 points analog)	8 points relay output (with 4 points analog)	
8	SR-22M3DC	DC12-24V	14 points DC input (with 8 points analog)	8 points relay output (with 4 points analog)	
9	SR-22E1A	AC100-240V	12 points AC input	8 points relay output	20 points extended module
10	SR-22E1D	DC12-24V	12 points DC input	8 points relay output	
11	SR-22E1D	DC12-24V	12 points DC input	8 points relay output (with 4 points analog)	
12	SR-22E3D	DC12-24V	12 points DC input	8 points relay output (with 4 points analog)	
13	SR-VPA	AC100-240V			Telephone and voice modules, auto-dialing, alarming and remote control
14	SR-VPD	DC12-24V			
15	SR-HUA	AC100-240V			Remote control and receiving module
16	SR-PK2D	DC12-24V			
17	SR-TC	3VDC (5VDC, 6VDC, 9VDC, 12VDC, 15VDC, 18VDC, 24VDC)			Remote control transmitter
18	SR-HML-L	DC12-24V			Use the same cable as the SR-12M1AC. (SR-12M1AC is not available in the SR-12M1DC series.)
19	SR-HML-R	DC12-24V			Use the same cable as the SR-12M1AC. (SR-12M1AC is not available in the SR-12M1DC series.)
20	SR-WRT	Programming panel			Conveniently programming for user in the local field
21	SR-GP	Communication cable			Communication cable between SR and PC (profile plug type)
22	SR-DCP	Communication cable			Communication cable between SR and PC (front-piece plug type)
23	SR-CMA	AC connecting bridge			To connect SR host and the other module
24	SR-CBS	DC connecting bridge			Normally connect SR host and SR-HMI to make the SR module inside the cabinet and get the SR-HMI outside for observation and operation
25	SR-E2A	AC power supply extension bridge			To remotely connect SR host and the extended module etc.
26	SR-E2B	DC power supply extension bridge			
27	SR-E2D	DC power supply extension bridge			
28	SR-EANT	Protogable antenna			Protogable connecting antenna of SR-HUA/SR-HCD
29	SR-AUD	Recording line			The wire between PC sound card and the SR-VPA/SR-VPD
30	SR-PC	The general cover			Instead of SR-HMI, reducing your cost
31	SR-LC	Communication port cover (with PC)			Avoiding dust, the left cover (SR-LCL) and the right cover (SR-LCR)
32	AF-SR-U3B	Communication cable			USB-RS232C converter (3IN isolation type)
33	SR-U3B	Communication cable			The cable between SR and PC (USB port)

# MOTORI ASINCRONI MONOFASE (60 Hz)

Ⓢ SINGLE-PHASE ASYNCHRONOUS MOTORS Ⓢ ASYNCHRONE EINPHASENMOTOREN Ⓢ MOTEURS ASYNCHRONES MONOPHASES

## Serie MM - 230 V - 60 Hz

- Costruzione chiusa con ventilazione esterna - Rotore a gabbia di scoiattolo - Servizio continuo S1 - Isolamento classe F - Protezione IP55 - Condensatore permanente  
 - Closed construction with external ventilation - Squirrel-cage rotor - continuous S1 service - Class F insulation - IP 55 protection rating - Permanent capacitor  
 - Gehäusebauart mit Außenlüftung - Käfigläufer - Dauerbetrieb S1 - Isolierung Klasse F - Schutzgrad IP55 - Dauerkondensator  
 - Habitat fermé avec ventilation externe - Rotor en cage d'écureuil - Service continu S1 - Isolation classe F - Protection IP55 - Condensateur permanent

### 2 poli

Tipo Type	Potenza Power	Velocità Speed	Corr. Nom. Nom. Cor.	Rend. Eff.	Fattore di potenza Power factor	C.cos. C. cos.	C.cos. C. cos.	C. max. C. max.	C. max. C. max.	Capac. Capac.	Cond. Cond.	Momento d'inerzia Inertia	Peso Weight
	Pn (kW)	n (1/min)	In-230-230V (A)	$\eta$ %	cos $\phi$	Me (Nm)	Mobilo	Mobilo	Stato	C (µF)	C (µF)	J (10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> )	P (kg)
56 K2	0,12	2720	1,27	42	0,82	0,70	0,6	1,6	2,8	6,2	6,2	0,08	2,2
63 K2	0,12	2720	1,20	48	0,86	0,70	0,8	2,2	2,2	8,0	8,0	0,11	4,5
63 K2	0,18	2270	1,50	52	0,86	0,50	0,6	2,0	2,5	10,0	10,0	0,14	5,0
63 L2	0,25	2280	1,80	57	0,86	0,65	0,8	2,2	4,2	12,5	12,5	0,18	5,5
71 K2	0,37	2265	4,00	58	0,78	1,02	0,8	2,5	2,6	12,5	12,5	0,41	7,5
71 K2	0,55	2280	4,20	65	0,80	1,10	0,8	2,7	4,6	16,0	16,0	0,55	8,5
80 K2	0,75	2340	2,70	60	0,85	2,07	0,5	2,2	2,4	25,0	25,0	1,05	11,4
80 K2	1,10	2320	2,90	67	0,88	3,01	0,7	2,2	5	30,0	30,0	1,08	11,8
90L K2	1,50	2422	11,80	64	0,80	4,50	0,8	1,4	2,4	40,0	40,0	1,87	12,3
90L K2	1,80	2420	12,70	75	0,82	5,00	0,4	1,4	4,8	50,0	50,0	2,09	18,7
90L L2	2,20	2480	15,00	72	0,84	6,00	0,2	1,2	4,8	60,0	60,0	2,11	19,2

### 4 poli

Tipo Type	Potenza Power	Velocità Speed	Corr. Nom. Nom. Cor.	Rend. Eff.	Fattore di potenza Power factor	C.cos. C. cos.	C.cos. C. cos.	C. max. C. max.	C. max. C. max.	Capac. Capac.	Cond. Cond.	Momento d'inerzia Inertia	Peso Weight
	Pn (kW)	n (1/min)	In-230-230V (A)	$\eta$ %	cos $\phi$	Me (Nm)	Mobilo	Mobilo	Stato	C (µF)	C (µF)	J (10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> )	P (kg)
56 B4	0,09	1620	1,00	43	0,84	0,62	0,7	1,4	2,2	6,2	6,2	0,10	2,6
63 B4	0,12	1710	1,20	43	0,84	0,61	1,0	1,6	2,6	8,0	8,0	0,05	4,6
63 B4	0,18	1680	1,60	55	0,80	1,02	0,8	1,9	2,8	10,0	10,0	0,34	4,9
71 B4	0,25	1600	2,30	67	0,87	1,43	0,3	1,6	2,4	12,5	12,5	0,82	7,2
71 B4	0,50	1720	2,80	65	0,88	1,61	0,8	1,6	2,6	16,0	16,0	0,95	7,8
71 L4	0,57	1710	3,10	63	0,84	2,06	0,5	1,8	3,0	16,0	16,0	1,00	8,6
80 B4	0,55	1710	4,60	66	0,84	3,07	0,5	2,0	4	20,0	20,0	2,41	11,3
80 B4	0,75	1710	6,10	68	0,87	4,10	0,6	2,1	4,5	25,0	25,0	2,70	12,8
90L B4	1,10	1700	8,30	69	0,82	6,10	0,2	1,7	3,0	30,0	30,0	3,13	16,4
90L B4	1,20	1700	10,00	71	0,85	8,40	0,4	1,6	4,4	40,0	40,0	3,73	17,6
90L B4	1,80	1710	10,00	74	0,90	10,00	0,6	1,7	4,0	50,0	50,0	5,83	22,8
100L B4	2,20	1700	15,00	77	0,90	12,40	0,5	1,9	4,4	60,0	60,0	6,00	23,8

### 6 poli

Tipo Type	Potenza Power	Velocità Speed	Corr. Nom. Nom. Cor.	Rend. Eff.	Fattore di potenza Power factor	C.cos. C. cos.	C.cos. C. cos.	C. max. C. max.	C. max. C. max.	Capac. Capac.	Cond. Cond.	Momento d'inerzia Inertia	Peso Weight
	Pn (kW)	n (1/min)	In-230-230V (A)	$\eta$ %	cos $\phi$	Me (Nm)	Mobilo	Mobilo	Stato	C (µF)	C (µF)	J (10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> )	P (kg)
71 B6	0,12	1120	1,50	56	0,90	1,55	0,7	2,5	3,1	12,5	12,5	1,54	8,0
80 B6	0,25	1120	2,30	65	0,92	2,10	0,6	1,8	3,2	20,0	20,0	2,00	8,8
80 B6	0,37	1100	3,10	66	0,91	3,20	0,6	1,7	3,6	30,0	30,0	2,47	10,0
90L B6	0,55	1160	4,70	67	0,90	4,60	0,4	2,7	4,0	40,0	40,0	5,20	16,5
90L B6	0,75	1140	6,50	65	0,92	6,10	0,9	1,8	3,6	45,0	45,0	5,85	18,0
100L B6	1,10	1140	8,00	67	0,90	9,20	0,4	1,6	3,0	50,0	50,0	6,73	19,0
100L B6	1,20	1080	10,60	65	0,96	13,30	0,5	1,3	1,9	60,0	60,0	9,40	22,5

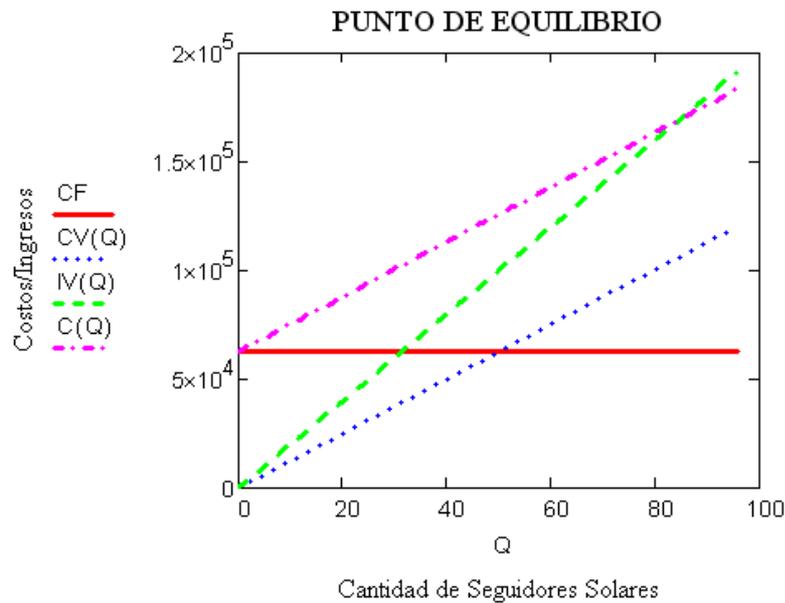
1.2.2020



# ANEXO D

## Cálculo del Punto de Equilibrio

$p := 2000$	Precio unitario de cada seguidor
$Q := 0, 1 \dots 96$	Cantidad de seguidores por año
$IV(Q) := p \cdot Q$	Ingreso por ventas
$CF := 63016.80$	Costos fijos
$CV := 120727.72$	Costos variables
$cv := \frac{CV}{96}$	Costo variable por unidad
$cv = 1.258 \times 10^3$	
$CV(Q) := cv \cdot Q$	
$C(Q) := CF + cv \cdot Q$	Costos totales
$QE := \frac{CF}{p - cv}$	
$QE = 84.88$	



**Proyecciones- Estado de Pérdidas y Ganancias 2010-2014**

<b>ESTADO DE PÉRDIDAS Y GANANCIAS</b>					
Valores	2010	2011	2012	2013	2014
<b>INGRESO POR VENTAS</b>	\$ 187.200,00	\$ 188.884,80	\$ 190.584,76	\$ 192.300,03	\$ 194.030,73
Sistema de seguimiento solar	\$ 187.200,00	\$ 188.884,80	\$ 190.584,76	\$ 192.300,03	\$ 194.030,73
<b>COSTOS DIRECTOS DE FABRICACIÓN</b>	\$ 120.441,18	\$ 121.525,15	\$ 122.618,87	\$ 123.722,44	\$ 124.835,95
Materia prima directa	\$ 90.801,18	\$ 91.618,39	\$ 92.442,95	\$ 93.274,94	\$ 94.114,41
Mano de obra directa	\$ 29.640,00	\$ 29.906,76	\$ 30.175,92	\$ 30.447,50	\$ 30.721,53
<b>COSTOS INDIRECTOS DE FABRICACIÓN</b>	\$ 6.286,54	\$ 6.343,12	\$ 6.400,21	\$ 6.457,81	\$ 6.515,93
Mano de obra indirecta	\$ 6.000,00	\$ 6.054,00	\$ 6.108,49	\$ 6.163,46	\$ 6.218,93
Insumos	\$ 286,54	\$ 289,12	\$ 291,72	\$ 294,35	\$ 297,00
<b>UTILIDAD BRUTA</b>	\$ 60.472,28	\$ 61.016,53	\$ 61.565,68	\$ 62.119,77	\$ 62.678,85
Gastos administrativos	\$ 15.724,80	\$ 15.866,32	\$ 16.009,12	\$ 16.153,20	\$ 16.298,58
Gastos financieros	\$ 30.492,00	\$ 30.492,00	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 300,00
Gastos por ventas	\$ 5.400,00	\$ 5.448,60	\$ 5.497,64	\$ 5.547,12	\$ 5.597,04
Depreciaciones	\$ 5.400,00	\$ 5.400,00	\$ 5.400,00	\$ 5.400,00	\$ 5.400,00
<b>UTILIDAD OPERATIVA</b>	\$ 3.455,48	\$ 3.809,61	\$ 34.358,92	\$ 34.719,45	\$ 35.083,23
Utilidades a trabajadores 15%	\$ 518,32	\$ 571,44	\$ 5.153,84	\$ 5.207,92	\$ 5.262,48
<b>UTILIDAD DESPUÉS DE REPARTICIÓN</b>	\$ 2.937,16	\$ 3.238,17	\$ 29.205,08	\$ 29.511,54	\$ 29.820,74
Impuesto a la renta 25%	\$ 734,29	\$ 809,54	\$ 7.301,27	\$ 7.377,88	\$ 7.455,19
<b>UTILIDAD</b>	\$ 2.202,87	\$ 2.428,63	\$ 21.903,81	\$ 22.133,65	\$ 22.365,56

Fuente: David Rodríguez y Henry Mora

**ANEXO E**  
**Planos de Producción**



# ANEXO F

## Hojas de Prueba

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

### PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SEGUIMIENTO

#### SOLAR CON ROTACIÓN BIAIXIAL

**RESPONSABLE(S):** David Rodríguez **LUGAR:** ESPE- Lab. Energías

Esteban Mora **FECHA:** 30/07/2009

**ÁNGULO DE AZIMUT FIJADO:** -23°

#### COMPONENTES ROTADOS EN LA PRUEBA:

Soporte circular

Si  No

Colector Solar

Si  No

Motor Stirling o equivalente sobre el Colector

Si  No

#### PRUEBAS DE PROGRAMAS ALTERNOS DEL SISTEMA:

Encendido/Apagado del sistema

Funciona  No funciona

Programa de prueba del sistema

Funciona  No funciona

Reseteo del sistema a posición inicial

Funciona  No funciona

Giro horario

Funciona  No funciona

Giro antihorario

Funciona  No funciona

## PRUEBAS DE PROGRAMA PRINCIPAL DEL SISTEMA:

<b>Hora</b>	<b>Posición del mecanismo</b>	<b>Observaciones</b>
<i>Hora: Min</i>	<i>Grados[°]</i>	
6:00	0-5	OK
6:52	17	OK
7:44	29	OK
8:36	41	OK
9:28	53	OK
10:20	65	OK
11:12	77	OK
12:04	89	OK
12:56	101	OK
13:48	113	OK
14:40	125	OK
15:32	137	OK
16:24	149	OK
17:16	161	OK
18:08	173-180	OK
19:00	0-5	OK

## CONCLUSIONES

El movimiento del mecanismo con un ángulo de azimut de  $-23^{\circ}$  es adecuado.

Esteban Mora

RESPONSABLE #1

David Rodríguez

RESPONSABLE #2

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SEGUIMIENTO**

**SOLAR CON ROTACIÓN BIAxIAL**

**RESPONSABLE(S):** David Rodríguez    **LUGAR:** ESPE- Lab. Energías

Esteban Mora    **FECHA:** 31/07/2009

**ÁNGULO DE AZIMUT FIJADO:** 0°

**COMPONENTES ROTADOS EN LA PRUEBA:**

Soporte circular	Si	<input checked="" type="checkbox"/>	No	<input type="checkbox"/>
Colector Solar	Si	<input checked="" type="checkbox"/>	No	<input type="checkbox"/>
Motor Stirling o equivalente sobre el Colector	Si	<input checked="" type="checkbox"/>	No	<input checked="" type="checkbox"/>

**PRUEBAS DE PROGRAMAS ALTERNOS DEL SISTEMA:**

Encendido/Apagado del sistema	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>
Programa de prueba del sistema	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>
Reseteo del sistema a posición inicial	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>
Giro horario	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>
Giro antihorario	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>

## PRUEBAS DE PROGRAMA PRINCIPAL DEL SISTEMA:

<b>Hora</b>	<b>Posición del mecanismo</b>	<b>Observaciones</b>
<i>Hora: Min</i>	<i>Grados<sup>[º]</sup></i>	
6:00	0-5	OK
6:52	17	OK
7:44	29	OK
8:36	41	OK
9:28	53	OK
10:20	65	OK
11:12	77	OK
12:04	89	OK
12:56	101	OK
13:48	113	OK
14:40	125	OK
15:32	137	OK
16:24	149	OK
17:16	161	OK
18:08	173-180	OK
19:00	0-5	OK
19:00	0-5	Todo OK.

## CONCLUSIONES

El movimiento del mecanismo con un ángulo de azimut de 0º es adecuado.

Esteban Mora

RESPONSABLE #1

David Rodríguez

RESPONSABLE #2

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SEGUIMIENTO**

**SOLAR CON ROTACIÓN BIAxIAL**

**RESPONSABLE(S):** David Rodríguez    **LUGAR:** ESPE- Lab. Energías

Esteban Mora    **FECHA:** 01/08/2009

**ÁNGULO DE AZIMUT FIJADO:** 23°

**COMPONENTES ROTADOS EN LA PRUEBA:**

Soporte circular	Si	<input checked="" type="checkbox"/>	No	<input type="checkbox"/>
Colector Solar	Si	<input checked="" type="checkbox"/>	No	<input type="checkbox"/>
Motor Stirling o equivalente sobre el Colector	Si	<input type="checkbox"/>	No	<input checked="" type="checkbox"/>

**PRUEBAS DE PROGRAMAS ALTERNOS DEL SISTEMA:**

Encendido/Apagado del sistema	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>
Programa de prueba del sistema	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>
Reseteo del sistema a posición inicial	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>
Giro horario	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>
Giro antihorario	Funciona	<input checked="" type="checkbox"/>	No funciona	<input type="checkbox"/>

## PRUEBAS DE PROGRAMA PRINCIPAL DEL SISTEMA:

<b>Hora</b>	<b>Posición del mecanismo</b>	<b>Observaciones</b>
<i>Hora: Min</i>	<i>Grados<sup>[º]</sup></i>	
6:00	0-5	OK
6:52	17	OK
7:44	29	OK
8:36	41	OK
9:28	53	OK
10:20	65	OK
11:12	77	OK
12:04	89	OK
12:56	101	OK
13:48	113	OK
14:40	125	OK
15:32	137	OK
16:24	149	OK
17:16	161	OK
18:08	173-180	OK
19:00	0-5	OK
19:00	0-5	Todo OK.

## CONCLUSIONES

El movimiento del mecanismo con un ángulo de azimut de  $-23^{\circ}$  es adecuado.

Se debe tener precaución de que los contrapesos no choquen con la manivela al fijar los  $23^{\circ}$ .

Esteban Mora

RESPONSABLE #1

David Rodríguez

RESPONSABLE #2

## ANEXO G

### Manual de Usuario del Equipo

#### SISTEMA DE SEGUIMIENTO SOLAR CON ROTACIÓN BIAXIAL



*Fuente: David Rodríguez y Henry Mora*

## **INTRODUCCIÓN**

El sistema de seguimiento solar con rotación biaxial es un equipo diseñado para orientar automáticamente a colectores solares en el eje de altitud solar y orientar de manera manual en el eje de azimut solar.

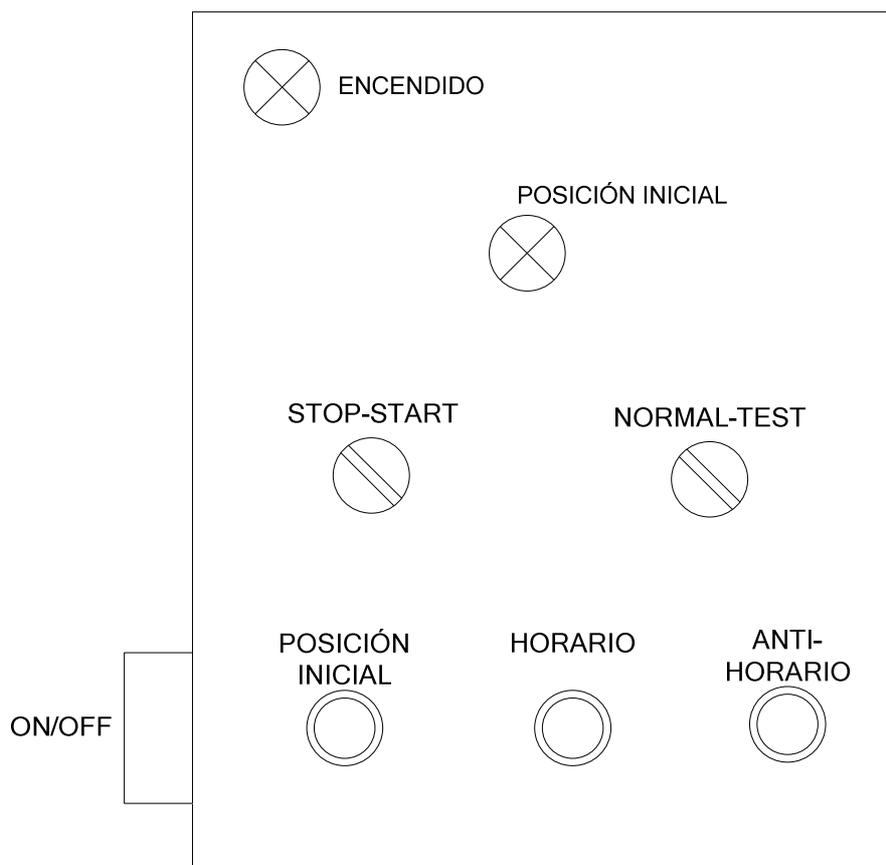
## **COMPONENTES**

El equipo cuenta con los siguientes componentes:

- Soporte principal del elemento empotrado al piso
- Mecanismo de transmisión sinfín-corona para orientación en eje de altitud solar
- Mecanismo de transmisión sinfín-corona para orientación en eje de azimut solar
- Moto-reductor CSM 0.25 HP Velocidad de salida 78 rpm
- Tablero de control con PLC y conexiones para automatización del movimiento.
- Contrapesos

Los mecanismos de transmisión sinfín corona cuentan con tornillos sinfín fabricados de acero AISI 1045 bonificado y coronas de bronce al aluminio, lo que garantiza una alta resistencia mecánica y durabilidad.

## PROCEDIMIENTO DE FUNCIONAMIENTO GENERAL DEL EQUIPO



1. Verificar que la antena esté bien sujeta a las orejas del mecanismo.
2. Instalar los contrapesos.

**IMPORTANTE:** El motor de 0.25 HP se diseñó para mover el colector solar con la ayuda de contrapesos. El no usarlos sobrecargará el motor y no permitirá el movimiento del mismo.

El mecanismo permite la instalación de colectores solares y equipos hasta un total de 250 lb con el mismo motor. Lo que debe hacerse es colocar contrapesos que permitan tener una diferencia de pesos de menos de 50 lb entre el equipo instalado y los contrapesos.

3. Establecer el ángulo de azimut solar en función del mes (ángulos para el 1ro de cada mes en función de una carta estereográfica de la trayectoria del sol) :

<b>MES</b>	<b>ÁNGULO DE AZIMUT</b>
Enero	23 °
Febrero	18 °
Marzo	9 °
Abril	-5 °
Mayo	-15 °
Junio	-22 °
Julio	-23 °
Agosto	-18 °
Septiembre	-9 °
Octubre	5 °
Noviembre	15 °
Diciembre	22°

4. Conectar el equipo (Conexión 110 VAC)
  5. Prender el equipo (Botón ON/OFF). Verificar que la luz de ENCENDIDO esté prendida.
  6. Verificar que el botón STOP-START esté en posición STOP.
  7. Probar el movimiento horario y antihorario con los botones HORARIO y ANTIHORARIO.
  8. Probar el botón POSICIÓN INICIAL. Cuando se llegue a la posición inicial, la luz verde POSICIÓN INICIAL OK se prenderá.
- IMPORTANTE: Los botones POSICIÓN INICIAL, HORARIO y ANTIHORARIO solo trabajan cuando el botón STOP-START esté en posición STOP.
9. Cambie la posición del botón STOP-START a la posición START.
  10. Cambie la posición del botón NORMAL-TEST a la posición TEST. El mecanismo realizará un ciclo completo de movimiento (14 pulsos de 1

segundo). Una vez finalizado el ciclo, cambie el botón STOP-START a STOP y accione el botón POSICIÓN INICIAL.

**11.** Cambie la posición del botón NORMAL-TEST a la posición NORMAL y el botón STOP-START a START. El mecanismo se moverá de acuerdo al programa del PLC diseñado para orientarlo frente al sol a lo largo del día. El PLC se moverá en el siguiente horario:

<b>Hora</b>	<b>Posición del mecanismo</b>
6:00	Posición inicial
6:52	17°
7:44	29 °
8:36	41 °
9:28	53 °
10:20	65 °
11:12	77 °
12:04	89 °
12:56	101 °
13:48	113 °
14:40	125 °
15:32	137 °
16:24	149 °
17:16	161 °
18:08	173-180 °
19:00	Posición inicial.

**IMPORTANTE:** El mecanismo debe estar en posición inicial para iniciar el ciclo NORMAL de movimiento. Si no lo estuviera, el mecanismo no se reorientará a las 19:00 a la posición inicial y esto deberá hacerse manualmente en base a los pasos 6,7 y 8 del presente procedimiento.

## **MANTENIMIENTO**

- Verificar el estado de las conexiones eléctricas cada 6 meses.
- Verificar el estado de la pintura (protección anti-corrosiva) cada 6 meses.
- Lubricar los rodamientos cada 2 años.