



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño mecánico y construcción de
la estructura de un concentrador
solar de Lente de Fresnel**

TESIS

Que para obtener el título de
INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A

ADOLFO RUBÉN MÉNDEZ MENESES

DIRECTOR DE TESIS

DR. ARMANDO ROJAS MORÍN



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2016

OBJETIVOS

Objetivo general

- Realizar el diseño mecánico de la estructura para un concentrador solar de lente Fresnel y así mismo, llevar a cabo su construcción y pruebas de funcionamiento.

Objetivos específicos

- Desarrollar el diseño geométrico y los mecanismos que permitan tener un concentrador funcional, práctico y eficiente.
- Realizar los planos constructivos, mediante el diseño asistido por computadora (paqueterías de CAD/software).
- Realizar simulaciones estáticas de los elementos mecánicos trascendentales del diseño propuesto con ayuda de programas CAD.
- Construir el diseño propuesto.
- Realizar pruebas con la lente de Fresnel para comprobar su buen funcionamiento y validar el diseño realizado.

INDICE

i. INTRODUCCION	4
ii. ANTECEDENTES	
a. Antecedentes históricos	5
i. Energías renovables	6
1. Situación del uso de las energías no renovables	6
2. Actualidad del empleo de las energías renovables	9
ii. Uso de la energía solar	14
b. Concentrador solar	15
c. Rayos solares	18
d. Lente de Fresnel	19
i. Antecedentes	19
ii. Uso en la actualidad para las lentes de Fresnel	22
iii. Elección de lente de Fresnel	24

1. DISEÑO MECÁNICO Y SELECCIÓN DE MATERIALES

1.1. Conceptualización de requerimientos y especificaciones de la estructura	26
1.1.1. Requerimientos	26
1.1.2. Especificaciones propuestas	27
1.2. Consideraciones iniciales del diseño propuesto	27
1.2.1. Simetría	28
1.2.2. Dimensiones	29
1.3. Diseño estructural	31
1.4. Materiales	34
1.4.1. Estructuras metálicas	34
1.4.2. Barras, tubos y perfiles	40
1.4.3. Uniones y sujeción	45
1.4.4. Materiales y métodos de protección contra la corrosión	55

2. CONDICIÓN ESTÁTICA Y ELEMENTOS MECÁNICOS DE MOVIMIENTO EN LA ESTRUCTURA

2.1. Análisis de fuerzas en la estructura	61
2.2. Condición estática del sistema	62
2.3. Esfuerzos en las juntas de la estructura	64
2.3.1. Junta de los cuatro perfiles internos y la superficie del foco	64
2.3.2. Junta de los brazos con el marco de la lente	71
2.3.3. Junta con el eje superior	77
2.3.4. Junta de la base superior y los postes laterales externos	82

2.3.5. Unión de las chumaceras con el P.T.R.	87
2.3.6. Unión de la base inferior con la chumacera del rodamiento de empuje	99
2.3.7. Juntas de la base inferior	101
2.4. Elección de rodamientos para la estructura	104
2.4.1. Rodamiento de empuje	104
2.4.2. Rodamiento radial	109
2.4.3. Chumacera de bolas lineal	113
2.5. Diseño de ejes	116
2.5.1. Eje central	116
2.5.2. Ejes superiores	129
3. DISEÑO EN CAD	
3.1. Diseño de la estructura a través de CAD	134
3.1.1. Base inferior	135
3.1.2. Contenedor del rodamiento de empuje	137
3.1.3. Contenedor del rodamiento radial	141
3.1.4. Base superior	142
3.1.5. Estructuras laterales	143
3.1.6. Marco de la lente	146
3.1.7. Canasta central	148
3.2. Análisis de cuerpo finito dentro de la paquetería CAD	150
3.2.1. Análisis de la base inferior: material y juntas	151
3.2.2. Análisis de la junta del eje central con la base superior	156
3.2.3. Análisis de la junta de los ejes superiores	168
4. MANUFACTURA Y ENSAMBLE DE LA ESTRUCTURA	
4.1. Corte, soldado y barrenado de P.T.R.	174
4.2. Manejo de los perfiles de aluminio	179
4.3. Manufactura de ejes y contenedor de rodamiento de empuje	181
4.4. Aplicación de protección superficial en el acero	189
4.5. Colocación de lente de Fresnel y el pirheliómetro	189
CONCLUSIONES	192
BIBLIOGRAFIA	193

INDICES	197
4.6. Índice de gráficos	197
4.7. Índice de tablas	198
4.8. Índice de ecuaciones	200
4.9. Índice de imágenes	203

PLANOS

4.10. Base inferior	211
4.11. Base superior	212
4.12. Ensamble del rodamiento de empuje	213
4.13. Base de chumacera superior	214
4.14. Contenedor de rodamiento radial	215
4.15. Ensamble de la canasta central	216
4.16. Eje central	217
4.17. Ejes superiores	218
4.18. Apoyo para la lente	219
4.19. Ensamble de la estructura lateral	220
4.20. Ensamble del marco de la lente de Fresnel	221
4.21. Rodamiento de empuje 52209 ZKL	222
4.22. Rodamiento radial VER231 Browning	223
4.23. Chumacera UCF204-12 ZKL	224

INTRODUCCION

Gran parte de la energía empleada por el ser humano en su vida diaria proviene del uso de energías no renovables que han ido terminando con el equilibrio ambiental del planeta. Aunado a ello, su uso masivo ha provocado que las reservas de estos combustibles fósiles escaseen y siendo que se trata de recursos que como ya es sabido, requieren de ciertas condiciones temporales, su “producción” no sea algo viable a futuro, dando la pauta a la búsqueda seria de una alternativa viable y de ser posible, ilimitada, que cubra con las necesidades energéticas habidas en las sociedades.

Dentro de este trabajo no se pretende alcanzar un propósito tan alto, pero si el incentivar al empleo de estas alternativas en el uso de energías limpias para alcanzar un fin muy específico; el uso de la energía solar para conseguir calentar piezas de acero y conseguir una transformación en su estructura cristalina, mejor conocido como tratamiento térmico.

Para ello, se parte de los antecedentes sobre lo que significa este uso de energías desde que la sociedad tiene registro de ello como parte de su uso para realizar un trabajo, el cómo es que se ha llegado al empleo de ambas formas de energías y la situación actual de las mismas. Se da posteriormente una pequeña reseña sobre la energía de interés en el trabajo; la energía solar, la forma de captación de la misma por medio de concentradores solares y el tipo de concentrador solar elegido de entre todos los habidos, la lente de Fresnel.

Posteriormente en el primer capítulo del documento, se da comienzo al planteamiento del diseño para la estructura a construir partiendo de las características y especificaciones que debe poseer y no pueden cambiarse; algunas dimensiones, materiales, etc. Con todo ello, se propone un diseño que después de varias otras propuestas, resulto la más apta y junto con esto, se presentan los materiales empleados para su construcción física, elementos de sujeción y materiales de protección.

En el segundo capítulo se comienza el análisis de fuerzas para la estructura propuesta, todo esto con la guía del autor Robert L. Mott., quien en su libro “Diseño de elementos de Máquinas”, va dando pauta para el diseño de algunos elementos empleados en la estructura construida. Además de ello, también se calculan muchas de las resistencias de los elementos de sujeción utilizados que suelen ser los que más fallan. Todos estos cálculos sirvieron como base para garantizar que la idea planteada del diseño y la elección de materiales fuese la más adecuada.

El capítulo tercero contiene meramente el uso de un diseño realizado en software de computadora para conseguir una idea tangible de lo que sería posteriormente la estructura construida. Además, con la ayuda de este software fue posible realizar una serie de simulaciones muy sencillas pero ilustrativas, del comportamiento de ciertas regiones de la estructura que se verían sometidas a ciertos esfuerzos y condiciones de fuerzas, con el fin de tener otra fuente que reafirmara el fallo o acierto en el diseño final.

Para finalizar el documento, se da en el último cuarto capítulo, una reseña del proceso de construcción física del modelo, partiendo de la obtención de los perfiles, su corte, soldado y uniones, la manufactura de los ejes y sus chumaceras, la aplicación de la protección superficial elegida y la colocación de los elementos como la lente de Fresnel y su ajuste dentro de la estructura.

Finalmente se brindan las conclusiones en la elaboración de la estructura que van de la mano con la obtención de los objetivos planteados a continuación en este mismo documento, además de incluirse las fuentes de información utilizadas y los planos de los elementos estructurales realizados en C.A.D.

ANTECEDENTES

a. Antecedentes históricos

Hablar del sol como una fuente de energía es una idea que ha existido en la mente del ser humano desde tiempos muy antiguos, pero no ha sido sino hasta la era contemporánea en la que se ha tomado con seriedad y con la intención de considerarlo a gran escala como un recurso ilimitado de energía.

Se sabe por medio de algunas tablillas y dibujos plasmados en piedras, que la cultura Mesopotámica encendía sus antorchas por medio de la utilización de espejos cóncavos de oro pulido, pero la primera referencia de la que se tiene registro sobre el uso de la energía aportada por el sol proviene de la antigua Grecia, hacia el siglo III anterior a nuestra era, ubicado en el momento histórico exacto de la guerra entre romanos y griegos en Siracusa. Fue aquí donde el filósofo Arquímedes hizo uso de una serie de espejos hexagonales para redirigir los rayos solares concentrados hacia las embarcaciones invasoras con el propósito de destruirlas provocando la combustión de la madera de la que estaban construidas¹.

En 1904 ya se utilizaban los colectores con el propósito de fundir metales, construido por el portugués Himilaya en San Louis, y en 1913 los norteamericanos Shuman y Boys instalaron, primero en Filadelfia, Estados Unidos, y luego en Egipto, colectores cilíndricos que producían vapor para el accionamiento mecánico de bombas hidráulicas destinadas a irrigación².

En nuestro país se sabe que el primer diseño de un colector solar plano apareció en la década de 1940, concediéndose una patente sobre esta tecnología a su fabricante, de apellido Orozco. En 1972 el Centro de Investigaciones en Materiales, hoy Instituto de Investigaciones en Materiales (IIM) de la UNAM, comenzó los estudios para el aprovechamiento de la energía solar. Los frutos de estos estudios se dieron en la identificación de depósitos de superficies selectivas que fueron obtenidos y caracterizados en este Centro en 1975, año en el que se instalan 245 [m²] de colectores solares planos para el calentamiento de albercas en un conjunto de condominios en Cuernavaca³.

Como se puede ver, la idea de la utilización de la energía solar para diferentes propósitos ha prevalecido en el ser humano desde hace mucho tiempo, sin embargo, su desarrollo se ha visto eclipsado debido al uso de los combustibles que en su momento resultaban mucho más baratos y eficientes, pero es justo en estas últimas décadas cuando la necesidad de emplear formas de obtención de energía mucho más limpias y eficaces, toma fuerza la investigación y empleo de las tecnologías solares.

¹ D.L. Simms. (Jan., 1977). *Archimedes and the Burning Mirrors of Syracuse*. Technology and Culture, 18, 1-24.

² Ken Butti and John Perlin. (1980). *A Golden Thread: 2500 Years of Solar*. Architecture and Technology. Cheshire Books.

³ Centro de Investigación en Energía de la UNAM. (2005). *Visión a Largo Plazo Sobre la Utilización de las Energías Renovables en México*. Energía Solar, 12.

i. Energías renovables

Las energías renovables han sido parte de la vida del hombre desde su aparición en este mundo y su uso ha ido evolucionando conforme se ha aprendido a aprovechar mejor sus usos.

La energía es la capacidad para producir un trabajo, el cual puede manifestarse de muy distintas maneras; el hombre con el simple hecho de alimentarse y emplear esa energía generada en la caza de animales ha utilizado las energías renovables quizás sin percatarse de ello. El descubrimiento del fuego le dio al hombre la posibilidad de cocinar sus alimentos, calentarse e incluso endurecer las puntas de sus armas, simplemente con el uso de energía calorífica. Los molinos ubicados en ríos o los de viento dieron uso de la energía que podrían darnos el agua y el viento con el simple hecho de conocer el curso que estos tienen en la naturaleza.

La máquina vapor sería un dispositivo que permitía convertir el calor en fuerza mecánica, siendo la iniciadora de la primera revolución industrial. A partir de este acontecimiento, los combustibles se convirtieron en la principal fuente energética que, aunque parece ser lo más viable y con más ventajas que desventajas, resulta ser una fuente no renovable de energía

Descubiertos los combustibles fósiles todo cambiaría, siendo el punto de partida para nuestra situación actual. A pesar de tener sistemas muy eficientes que hacen uso de los energéticos dotados por los combustibles fósiles, después de un uso de por lo menos 200 años, problemas derivados de este cambio de modelo energético han surgido de manera alarmante, problemas como el incremento de la contaminación o de las diferencias entre los países pobres y ricos.

Es por ello que la intención de muchas instituciones y programas mundiales es la de hacer un uso de las energías renovables de manera que se consiga cubrir el gasto energético que se tiene actualmente y que no tiene nada que ver con el tenido durante el siglo XVIII.

Se sabe que la energía la podemos clasificar como renovable y no renovable, siendo la renovable aquellas energías cuyo potencial es inagotable ya que su origen llega a nuestro planeta continuamente; la energía hidráulica, solar, eólica, biomasa, geotérmica y las marinas.

Las no renovables evidentemente son lo opuesto a estas, puesto que se renuevan a largo plazo y terminan por agotarse. Actualmente éstas se tratan del carbón, el petróleo, el gas natural y el uranio.

- **Situación del uso de las energías no renovables**

Aunque el auge del uso de energías limpias y renovables ha estado retomándose con la intención de sustituir a los combustibles fósiles, la realidad es que la dependencia que se tiene en la actualidad de estos últimos, lo convierten en algo muy complicado.

Se estima que el consumo de energía en el mundo se incrementara en un 57% entre el año 2004 y el 2030, aun a pesar del aumento de los precios del petróleo y del gas natural⁴.

⁴ Joan García González. (2002). Energías. Biblio 3W, 5.4., 1-25.

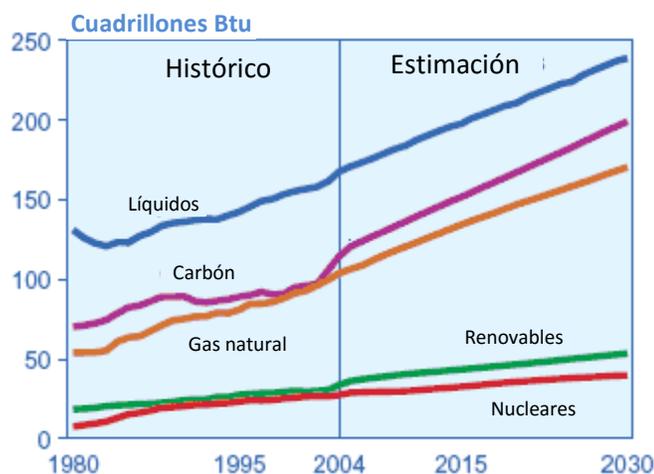


Grafico A. Representación del comportamiento de mercado de acuerdo al combustible utilizado.

El gráfico anterior muestra la clara tendencia del mercado al consumo de los combustibles fósiles. Su esencial uso en la industria y en el transporte lo convierten en la fuente energética por excelencia. Para el consumo de petróleo se estima un consumo de 97 millones de barriles al día en el año 2015, a comparación de lo tenido para el año 2004 de unos 83 millones, y para el año 2030 un aproximado de 118 millones diarios⁵.

Consumo mundial de Gas Natural por sector consumidor final, 2002-2025

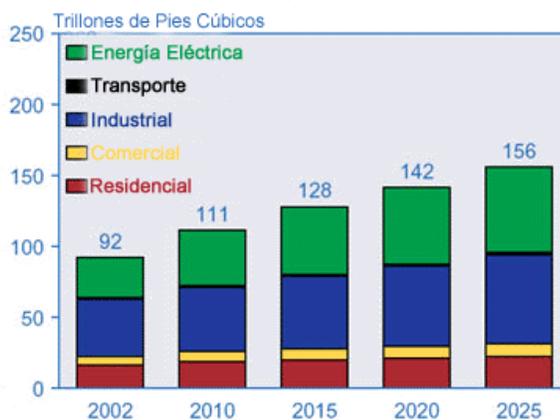


Grafico B. Consumo mundial de gas Natural por sector consumidor final

El uso de gas natural, aunque disminuye la emisión de gases contaminantes, sigue tratándose de un recurso no renovable. A pesar de ello, al igual que pasa con el petróleo, tendrá un aumento estimado de 100 trillones de pies cúbicos a 163 trillones de pies cúbicos para el año 2030. Representa una de las principales fuentes energéticas y es el que presentara el mayor incremento de consumo en comparación a sus contrapartes de la misma naturaleza.

Sin duda este aumento de la demanda de los combustibles fósiles tiene su razón, y se trata, entre muchas otras, del consumo de energía eléctrica. La demanda de electricidad crecerá un 2.4% anual entre

los años 2004 y 2030, de los 16, 4245 KWh a los 30, 364 KWh debido sobre todo a las economías emergentes. Este hecho posiciona al carbón como la principal materia prima, a pesar del crecimiento en el uso del gas natural⁵.

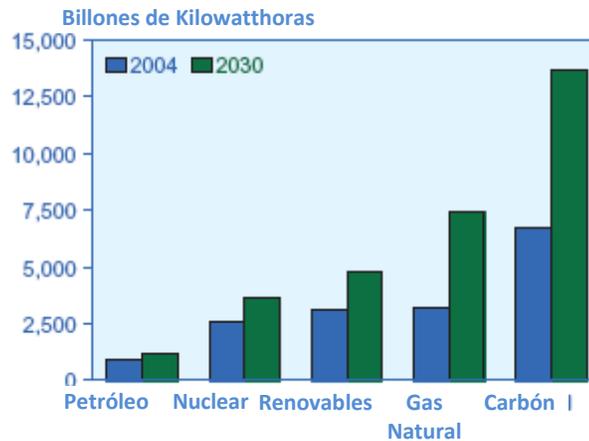


Grafico C. Generación de electricidad estimada entre 2004 y 2030

Como se puede ver, el aumento de la necesidad energética irá en aumento y siendo que los combustibles fósiles son la fuente principal que se tiene hasta el día de hoy, su consumo en cantidades exorbitantes también aumentara. Pero ¿qué pasa con las consecuencias de su empleo de esta forma desmedida?

El dióxido de carbono es uno de los gases invernadero que permanecen durante más tiempo en la atmosfera. La principal fuente de estos proviene de la combustión de los combustibles fósiles para la producción de energía, siendo esta situación el punto de mira del cambio climático. De acuerdo con IEO2007 las emisiones de CO₂ que están previstas para el periodo que comprende de 1990 al año 2030, es que aumente de 26.9 billones de toneladas en 2004 a 33.9 en 2015 y 42.9 en 2030. Nuestro país experimentar un crecimiento mayor de 2.3% mientras que China sera quien tenga el mayor con un 3.4%.

Aun cuando existen tratados que tratan de minimizar este impacto, como el Protocolo de Kyoto con el cual en los países que lo han ratificado, se reduciría un total de 593 millones de toneladas respecto a que no existiese, no resulta suficiente a largo plazo.

Por ello de la trascendencia de la existencia de estos acuerdos internacionales y de las fuentes limpias que proveen la energía suficiente para conseguir la sustitución a la quema de combustibles fósiles.

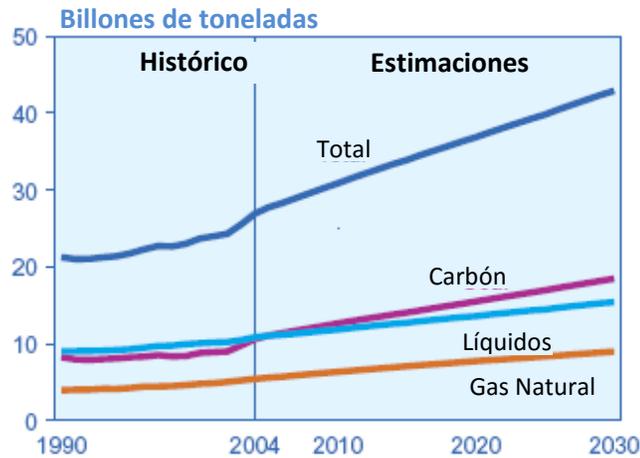


Grafico D. Dióxido de carbono lanzado a la atmosfera debido a la quema de combustibles fósiles entre los años 1990 y 2030

- **Actualidad del empleo de las energías renovables**

Las energías renovables han tomado importancia en las últimas décadas debido a la problemática que existen con la contaminación ambiental y la escasez de los materiales que nos dotan de energía.

Mientras que, para el año de 1985, se tenía una capacidad mundial de 1, 020 [MW] generados por medio de la fuerza del viento, para el año 2008 se rebasaron los 120, 000 [MW]. Este fenómeno ha estado presente en todos los tipos de energía renovable conocidos como se puede visualizar en la siguiente tabla.

Aplicaciones	Fuentes/ tecnologías	Capacidad agregada en 2008 [GW]	Capacidad existente a finales de 2008 [GW]
Electricidad	Eoloeléctrica	27	121
	Solar fotovoltaica en red	5.4	13
	Concentración solar	0.06	0.5
	Hidroeléctricas	25-30	860
	Bioenergía	2	52
	Geotermoeléctrica	0.4	10
Calor	Calentadores solares de agua	19	145
	Bioenergía	n/d	-250
	Geotermia	n/d	-50
Combustibles líquidos	Bioetanol	17	67
	Biodiesel	3	12

Tabla A. Generación de energías limpias en el mundo hasta el año 2008

El crecimiento de la mayor parte de estas fuentes de energía ha sido exponencial, y se deja ver en las tecnologías implementadas en el aprovechamiento de estos recursos ilimitados.

Tener una implementación importante en el uso de energías renovables da a la sociedad un panorama muy amplio de las posibilidades que tendríamos de conseguir eficientar la captación y utilización de las mismas, pero para ello es importante conocer sus alcances, al igual que las desventajas que nos complican su uso. En seguida se presentan estas ventajas y desventajas de acuerdo a la energía que sirve de materia prima para su transformación y manipulación en la obtención de otras.

Energía Geotérmica	Ventajas <ul style="list-style-type: none">• Su coste es bajo y no implica riesgos.• Es una fuente que evitaría a muchos países la dependencia energética del exterior.• Los residuos que produce son mínimos y ocasionan menor impacto ambiental que los originados por el petróleo, carbón, etc.
	Desventajas <ul style="list-style-type: none">• Emisión de ácido sulfhídrico y de CO2.• Posible contaminación de aguas próximas con sustancias como arsénico, amoníaco.• Contaminación térmica.• Deterioro del paisaje.• No se puede transportar

<p>Energía Solar</p>	<p>Ventajas</p> <ul style="list-style-type: none"> • Es energía no contaminante. • Proviene de una fuente de energía inagotable. • Es un sistema de aprovechamiento de energía idóneo para zonas donde el tendido eléctrico no llega (campo, islas), o es dificultoso y costoso su traslado. • Los sistemas de captación solar son de fácil mantenimiento. • El costo disminuye a medida que la tecnología va avanzando (el costo de los combustibles aumenta con el paso del tiempo porque cada vez hay menos). <p>Desventajas</p> <ul style="list-style-type: none"> • El nivel de radiación fluctúa de una zona a otra y de una estación del año a otra. • Para recolectar energía solar a gran escala se requieren grandes extensiones de terreno, ya que se depende de la superficie de contacto. • Requiere gran inversión inicial. • Se debe complementar este método de convertir energía con otros. • Los lugares donde hay mayor radiación, son lugares desérticos y alejados, (energía que no se aprovechara para desarrollar actividad agrícola o industrial, etc.).
<p>Energía mareomotriz</p>	<p>Ventajas</p> <ul style="list-style-type: none"> • Auto renovable. • No contaminante. • Silenciosa. • Bajo costo de materia prima. • No concentra población. • Disponible en cualquier clima y época del año. <p>Desventajas</p> <ul style="list-style-type: none"> • Impacto visual y estructural sobre el paisaje costero. • Localización puntual. • Dependiente de la amplitud de mareas. • Traslado de energía muy costoso. • Efecto negativo sobre la flora y la fauna.

Energía de la Biomasa

VENTAJAS:

- Ayuda a la economía de los sectores rurales.
- Es abundante.
- Beneficios ambientales: Es muy buena para el medio ambiente ya que esta energía es renovable y no proporciona contaminaciones al ecosistema.
- Puede solucionar:
 - La acumulación de los desechos.
 - Contaminación por combustión incontrolada.
 - Eliminar focos infecciosos y liberar olores desagradables que provocan los excrementos de los animales.

Del uso de estos biocombustibles:

- No son tóxicos.
- Son biodegradables.
- No producen tantas las emisiones.
- Mejorará los problemas ambientales en el uso de vehículos.

Del uso de sistemas modulares (biodigestor + generador eléctrico):

- Gran flexibilidad
- Bajo impacto ambiental
- Simplicidad con la que operan
- Ventajas económicas.

- Tiene un campo de uso muy amplio y se puede usar igual que el gas natural.
- Puede quemarse para producir calor y vapor o puede alimentar para generar electricidad.
- Produce muchos residuos lo que dificulta su uso en turbinas
- Producción cara (hornos especiales)

- Fácil control de la producción adecuándola a cada momento a la demanda
- Producción barata
- Puede quemarse para producir calor y vapor o puede alimentar para generar electricidad.

Energía de la Biomasa	<p>DESVENTAJAS</p> <p>La utilización energética de la biomasa presenta, debido a sus características, pequeños inconvenientes con relación a los combustibles fósiles:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Los rendimientos de las calderas de biomasa son algo inferiores a los de las que usan un combustible fósil líquido o gaseoso. • La biomasa posee menor densidad energética, o lo que es lo mismo, para conseguir la misma cantidad de energía es necesario utilizar más cantidad de recurso. Esto hace que los sistemas de almacenamiento sean, en general, mayores. • Los sistemas de alimentación de combustible y eliminación de cenizas son más complejos y requieren unos mayores costes de operación y mantenimiento (respecto a las que usan un combustible fósil líquido o gaseoso). No obstante, cada vez existen en el mercado sistemas más automatizados que van minimizando este inconveniente. • Los canales de distribución de la biomasa no están tan desarrollados como los de los combustibles fósiles (sólo aplicable en el caso de que los recursos no sean propios). <p>Muchos de estos recursos tienen elevados contenidos de humedad, lo que hace que en determinadas aplicaciones puede ser necesario un proceso previo de secado.</p>
------------------------------	--

Tabla B. Ventajas y desventajas de las energías renovables⁵

Las consideraciones se tienen, y de acuerdo a la utilidad, el recurso, el lugar y costo, se puede planear la utilización de una u otra. En nuestro país la energía hidráulica había sido la principal fuente de energía en el siglo XIX, pasando de ruedas hidráulicas utilizadas por azucareros y fábricas de hilados y tejidos, a turbinas hidráulicas para la generación de electricidad con esta tecnología. Esto evidentemente por los bajos costes y la abundancia de ríos, canales y caídas de agua que se tienen en el país en zonas muy cercanas a la urbanización, lo que reduce el costo de transporte de energía.

Muchos son los factores que nos invitan a hacer uso de un tipo de energía renovable, en el caso del proyecto presentado, la energía solar resulta la más conveniente debido a la facilidad que tenemos por la zona (Ciudad Universitaria) de obtenerla, se busca el uso de una energía limpia que no contamine, practica en cuanto a traslado, ensamblado y mantenimiento, tomando en cuenta que el

⁵ Darío Hernández. (2004). *Ventajas y Desventajas de las fuentes de Energías*. 12 de junio de 2015, de E.E.M. 231 "REPÚBLICA DE NICARAGUA" Santa Fe Sitio web: <https://sites.google.com/site/231fuentesdeenergias>

propósito del proyecto reside en calentar un material metálico, sin lugar a dudas la radiación generada por el sol resulta dentro de todas las posibilidades la ideal.

ii. Uso de la energía solar

En la actualidad existen dos principales usos que se le dan a la radiación solar: la fotovoltaica y la de concentración solar. Mientras que las celdas fotovoltaicas transforman directamente la radiación solar en electricidad, en las centrales de concentración solar, la radiación solar calienta un fluido el cual a su vez, mueve una maquina térmica y un generador eléctrico. Esta última tiene la ventaja de que permiten almacenar la energía en forma de calor y así se puede generar electricidad aun cuando no hay radiación solar. Ambas han alcanzado en los últimos años eficiencias que sobre pasan el 15% de eficiencia.

En el mundo existe una capacidad de concentración solar de 0.5 GW mientras que en el caso de la capacidad fotovoltaica es de 13 GW. Aunque los costos resultan aún bastante elevados, el potencial que se tiene en esta energía en nuestro país es idóneo. La irradiación solar sobre México es de un promedio de 5 [KWh/día/m²], habiendo regiones que alcanzan los 6 KWh⁶, considerando una eficiencia del 15%, con una superficie de 625 KM² en el desierto de Sonora o Chihuahua, serviría para generar toda la energía eléctrica que requiere un día nuestro país.

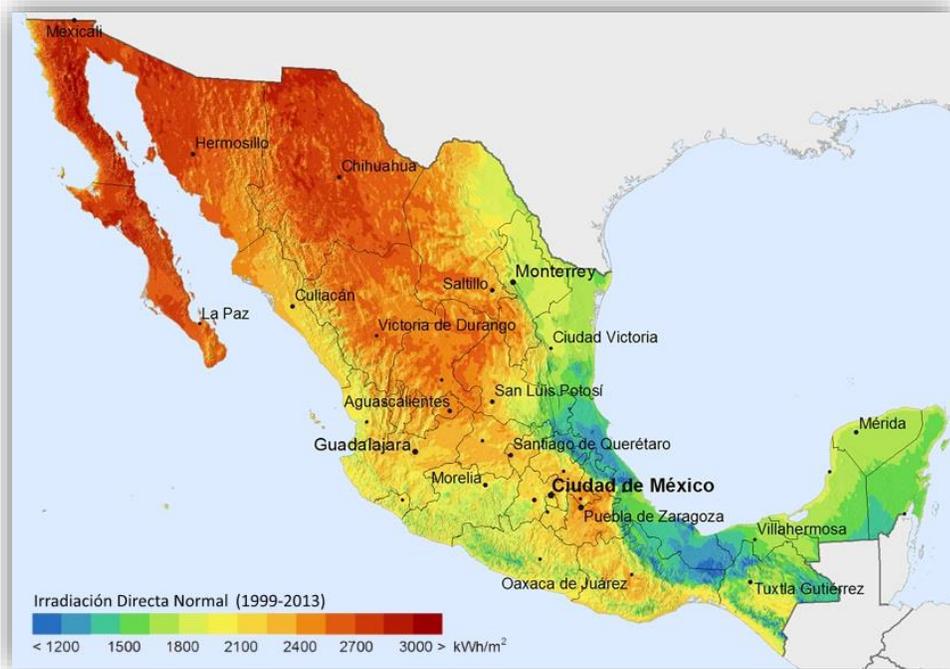


Figura A. Distribución de la radiación solar en la República mexicana

Pero su utilidad no queda solamente en la generación eléctrica, sino que se emplea en variedad de aplicaciones térmicas tales como la calefacción o refrigeración de edificios, secado de ropa, grano,

⁶ Instituto de Geofísica (2015). *Energía Solar*. 08 de agosto de 2015, UNAM, web: www.geofisica.unam.mx/ors/energia_solar1.pdf

madera, pescado y carne, producción de sal, etc. Uno de los más importantes, y el que nos interesa, es el calentador solar, con el cual es posible calentar algún material. Interpolando el concepto del calentamiento de algún material, es posible recolectar esta energía para calentar objetos sólidos y elevar su temperatura, pero para el caso de un calentador solar convencional resultaría muy complicado elevar más esta última. Por ello que exista una variante de los calentadores solares y se refieran más bien a los antes comentados concentradores solares, puesto que la idea es una mezcla de ambas para concentrar la radiación solar en un área determinada y calentar un objeto por este medio, obteniendo alzas de temperatura más interesantes.

b. Concentrador solar

Conforme las necesidades del ser humano han ido en aumento, su consumo energético lo ha hecho también, y esto ha incitado el auge por innovar la forma de cubrir este consumo de la manera más eficaz y limpia posible.

Los concentradores solares son un concepto muy antiguo que como ya se comentó en los antecedentes históricos de este documento se trasladan hasta épocas griegas.

Ya en uso más acorde a las posibles necesidades humanas que se tienen en la actualidad, el suizo Horace de Saussure en 1767 ideó una caja revestida en su interior de negro y una única cara superior acristalada por la que penetraba la radiación solar⁷. Con su invento consiguió una temperatura de hasta 109 [°C]. Comercialmente hablando y con impacto social se tuvieron avances hasta que se comenzó a hacer uso de la energía solar en la generación de energía eléctrica y en algunas incursiones por meter calentadores solares de agua, algo parecido a lo que se tiene en nuestros días.

Tal y como ya se explicó en el apartado anterior, un concentrador solar es un dispositivo que tiene la función de concentrar la radiación solar de la que puede disponer y transmitirla en un área superficial determinada. Esta área puede tratarse de un punto de escasas milésimas, en donde tendremos una concentración solar mayor, o de un área más considerable en donde la concentración será menos intensa pero esta pauta es la que nos da posibilidades de ajuste en estos dispositivos para obtener incluso una temperatura exacta que se aplique para distintos fines.

Estos concentradores solares lo hay de distintos tipos, aunque su objetivo siga siendo el mismo, se distinguen por el uso de materiales, geometrías y mecánicas varias para llegar a él, por lo que es importante conocer estos tipos y sus características para decidir por cual es más conveniente optar y cubrir las necesidades habidas.

Entre los dispositivos de concentración se encuentran los de acumulación, que son dispositivos cerrados y aislados térmicamente, los cuales se diseñan para capturar la energía irradiada por el sol para mantener caliente el interior del mismo. Se fabrican de materiales con baja conducción de calor, evitando así grandes pérdidas energéticas y manteniendo la energía el mayor tiempo posible sin grandes

⁷ Portal de energías renovables. (2013). Historia de la energía solar térmica. 21 de agosto de 2015, de SitioSolar.com Sitio web: <https://http://www.sitiosolar.com/historia-de-la-energia-solar-termica-parte-i/>

fluctuaciones. Se caracterizan por no poseer métodos de concentración, razón por la cual la relación entre la superficie del colector y la de absorción son la misma⁸.

En esta clasificación encontramos los:

- Concentradores solares de placa plana

Se trata de los concentradores más utilizados en aplicaciones que utilizan un rango de temperaturas entre 40 a 70 °C, ya que además de alcanzar dichas temperaturas, su costo comparado con el beneficio obtenido es bastante equilibrado. Son la viva imagen de la “caja caliente”¹.

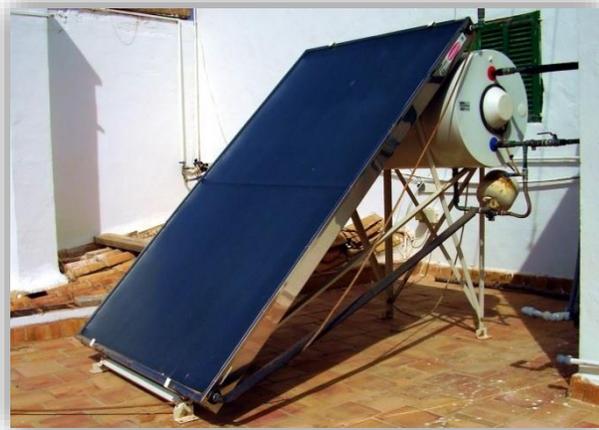


Figura B. Concentradores solares de placa plana

- Concentradores solares cónicos o esféricos.

Su principal característica es que constituyen simultáneamente la unidad de captación y de almacenamiento. Su superficie de captación es cónica o esférica con una cubierta de vidrio de la misma geometría. Con estas geometrías se consigue que la superficie iluminada a lo largo del día, en ausencia de sombra, sea constante.

Su aplicación principal es la producción de agua caliente sanitaria por medio de energía solar.

⁸ Mullick, Kandpal and Saxena, Thermal test procedure for box – type solar cookers, Solar Energy, 1987.



Figura C. Concentrador solar esférico

Otro tipo de concentradores es el de los de concentración directa, en los cuales, la principal diferencia con los anteriores es que estos cuentan con un mecanismo que les permite seguir el movimiento del Sol con el objeto de siempre proveer de la misma intensidad de radiación al dispositivo. Estos colectores suelen ser llamados de seguimiento.

Las formas, dimensiones y geometrías empleadas para reflejar la radiación a un área, punto o línea común son muy variadas, y de acuerdo a ello, cada una tiene su manera de posicionamiento y funcionamiento, por lo que es importante tomar la mejor elección de acuerdo a lo que se desea⁹.

	Concentradores cilindro - parabólicos	Receptores centrales	Discos parabólicos
Tamaño	30 – 320 MW	10 – 200 MW	5 – 25 MW
Razón de concentración (C)	30 – 100	500 – 1000	1000 – 10000
Temperatura de trabajo (°C)	390	565	750
Eficiencia neta anual	11 – 16%	7 – 20%	12 – 25%
Eficiencia pico	20%	23%	29.4%
Grado de desarrollo	Comercial	Demostración a gran escala/ industria	De demostración de prototipos/industria
Riesgo tecnológico	Bajo	Medio	Alto
Almacenamiento	Limitado	si	Baterías
Diseños híbridos	Si	si	Si
Costos (escala)	3.49 – 2.34	3.83 – 2.16	11.00-1.14

Tabla C. Comparación entre concentradores cilindro – parabólicos, receptores centrales y discos parabólicos

⁹ Alonso C., A y Rodríguez V., L. (1985). Alternativas energéticas. México: FCE-CONACYT.

c. Rayos solares.

Este trabajo no se centra en la construcción de una lente de Fresnel y caracterizarla, pero si es importante conocer los alcances que esta puede tener en un sitio como en el que se pretende colocar la estructura que la sostendrá. Por ello en este pequeño apartado solamente se exponen algunos datos tomados de fuentes importantes sobre la cantidad de energía reportada por instituciones serias como el observatorio de radiación solar en donde se pueden extraer los datos para Ciudad Universitaria en los meses del año 2005.

A continuación, se presenta una tabla que recopilan tanto la radiación directa como la radiación difusa que se tienen de ese año¹⁰.

Mes	Día	Radiación Global [KJ/m ²]	Radiación Difusa [KJ/ m ²]
ENERO	10	15.58	4.77
FEBRERO	5	12.8	8.94
MARZO	21	24.33	3.98
ABRIL	14	18.61	7.18
MAYO	2	20.51	8.42
JUNIO	23	12.76	10.33
JULIO	11	16.29	8.36
AGOSTO	28	23.83	5.18
SEPTIEMBRE	7	9.94	6.83
OCTUBRE	19	18.99	5.72
NOVIEMBRE	21	8.18	6.78
DICIEMBRE	1	-	-

Tabla 1.D. Valores correspondientes a la radiación global y la difusa de Ciudad Universitaria en el año 2005.

Como se puede observar la variación de la radiación tenida es muy variada, y siempre se tendrá supuesto que las condiciones fluctúan a disposición que muchos factores dispongan, pero podemos sacar una media, en este caso de 16.5 KJ/m² o 4,58 Wh/m².

Dentro de los datos recopilados cabe adelantar que solo se hará mero uso de la parte que a la radiación directa refiere, puesto que es la que aprovecha la lente de Fresnel, por lo que es indispensable contar con esta medida y para ello se cuentan con instrumentos como los pirheliómetros.

La radiación solar directa se mide por medio de pirheliómetros (figura D). Solamente se mide la radiación procedente del sol y de una región anular del cielo muy próxima al astro. En los instrumentos modernos, esta última abarca un semiángulo de 2.5 grados aproximadamente a partir del centro del Sol. Generalmente el sensor está dotado de un visor en el que un pequeño punto luminoso coincide con una marca situada en el centro del mismo cuando la superficie receptora se halla en posición exactamente

¹⁰ Observatorio de Radiación Solar. (dic. 4, 2015). Base de Datos de la Radiación Solar en México. 10 de junio de 2015, de UNAM Sitio web: <http://rayenari.igeofcu.unam.mx/mexico/datsolar.html>

perpendicular al haz solar directo. Por esta razón se precisa que todos los pirheliómetros vayan montados sobre un mecanismo que le permita un seguimiento continuo del Sol¹¹.



Figura D. Pirheliómetro usado para la medición de la radiación directa

Se precisa el uso de un pirheliómetro para la medida de la cantidad de radiación directa, esto para obtener estos datos y la dirección en la que el mecanismo debe ir dirigido para tener la mayor cantidad de incidencia de la radiación directa del Sol.

d. Lente de Fresnel

i. Antecedentes

En el siglo XVIII, Agustín Jean Fresnel afirmó que al existir dos ondas que coincidan en un máximo habrá intensidad y donde coincidan pico y valle se anulará. De esta manera se conseguía explicar de mejor manera la teoría propuesta por Huygens puesto que la onda de retroceso que él había ignorado se veía eliminada por interferencia destructiva y los máximos se veían en los frentes de onda que avanzaban.

Partiendo de su teoría, y con una búsqueda por mejorar la transmisión de la luz por parte de los faros empleados en aquella época para la guía de las embarcaciones marítimas, retomo el trabajo elaborado por Georges Buffon quien postuló que solo era necesaria un lado de una lente para doblar la luz y creo la lente de Fresnel como la conocemos hoy en día¹².

¹¹ Agencia Estatal de Meteorología España. (nov. 21, 2015). Radiación Solar. 16 de junio de 2015, de Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino del Gobierno de España Sitio web: http://www.aemet.es/documentos/es/eltiempo/observacion/radiacion/Radiacion_Solar.pdf

¹² Duke-Elder S. . (1971). Diccionario Enciclopédico Abreviado Salvat. España: Salvat.

ratándose de una alternativa mucho más ligera y menos costosa a las lentes hasta ese tiempo empleadas, se comenzaron a sustituir a lo largo de las costas de su natal Francia.

En realidad, las lentes de Fresnel son vidrios tallados o plásticos fabricados de la misma forma cuya finalidad es hacer que los rayos de luz se comporten al atravesarlas del mismo modo que cuando atraviesan lentes plano convexas. Es un diseño que permite la construcción de lentes de gran apertura y una corta distancia focal sin el peso y volumen de material que debería usar en una lente de diseño convencional (Figura E).

Inicialmente, las lentes se empleaban en dispositivos para la proyección de imagen, y no fue sino hasta los años 70 que se le comenzó a utilizar en las primeras aplicaciones de concentración de energía solar, que fue justamente en este periodo donde se tuvieron las mejoras en el diseño de las lentes de Fresnel.

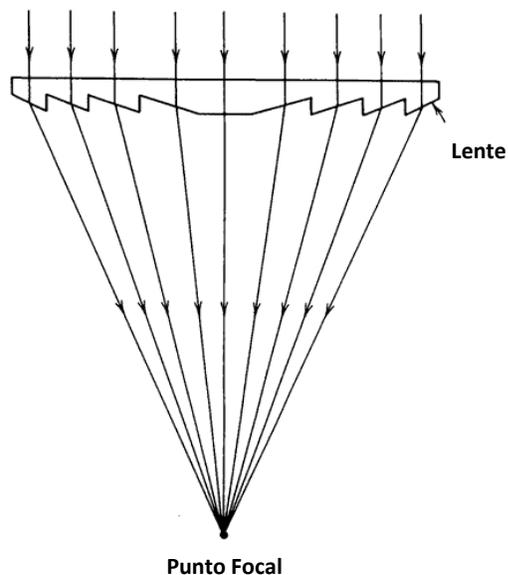


Figura E. Funcionamiento de la lente de Fresnel

Las lentes de Fresnel simples, o mejor dicho las formadoras de imagen son aquellas que siguen los principios de la óptica geométrica, particularmente los conceptos de distancia focal y apertura. En los últimos años, Leutz ha desarrollado lentes de Fresnel curvadas para la concentración solar en sistemas estáticos. Estos últimos sin embargo para nuestro propósito no serían los más adecuados, por lo que en la elección de la lente la elección será mucho más influenciada por la óptica anidólica (refracción), aquella óptica que se centra únicamente en la concentración de los rayos solares y no de sus direcciones para la formación de imágenes.

El diseño de este tipo de lentes está pensado para redirigir los rayos que tocan la superficie plana, la expuesta a la luz, y concentrarlas en un foco común que los prismas que conforman la otra cara de la lente induce, fijando la distancia focal y la altura o anchura del prisma, conseguido gracias a la concentración de anillos circulares concéntricos consecutivos.

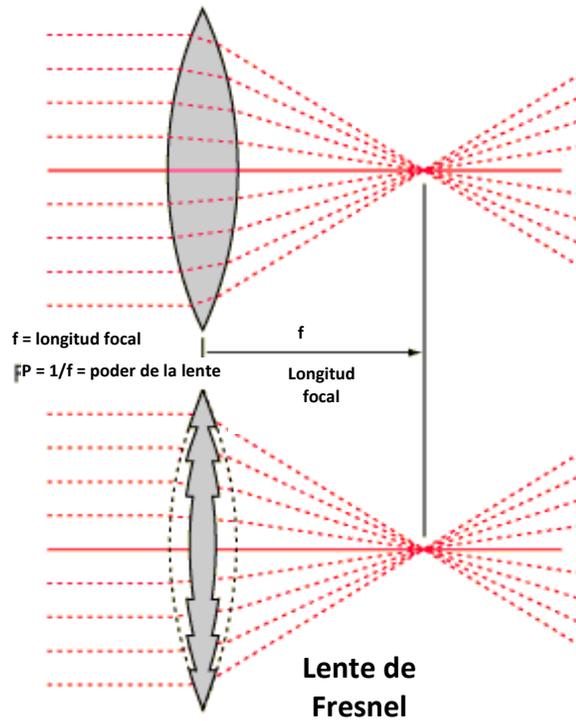


Figura F. Diferencia geométrica entre una lente biconvexa y una lente de Fresnel, el punto focal se encuentra a la misma distancia en este caso.

ii. Uso en la actualidad para las lentes de Fresnel

La aplicación de las lentes de Fresnel en la actualidad es muy variada, y es generalmente considerada cuando el espacio del que se dispone para la colocación de algún dispositivo concentrador de energía solar no es la necesaria.

En grandes plantas generadoras de energía eléctrica, hacen uso de las lentes de Fresnel para concentrar la energía solar en paneles fotovoltaicos mucho más pequeños, generando de esta manera la misma cantidad de energía a partir de un panel fotovoltaico de mucho menor tamaño. Esta aplicación genera ahorro en el gasto de instalación de paneles fotovoltaicos, puesto que la inversión se ve disminuida al emplearse paneles más pequeños o generarse mayor cantidad de energía en la misma superficie disponible.

Se tienen similares casos con este mismo uso en lugares donde los rayos solares llegan con menor intensidad a la superficie terrestre o que se cuenta con un clima que no ayuda demasiado, y de esta manera tenemos un aumento de la superficie solar captada, ayudando a alcanzar la medida necesaria para el correcto funcionamiento de los paneles fotovoltaicos.

A estos dispositivos híbridos se les conoce como unidades fotovoltaicas de alta concentración HCPV, y existen fabricantes como los franceses de Heliotrop quienes en su diseño hacen uso de lentes de Fresnel para concentrar 1,024 soles sobre células espaciales de triple unión, los cuales se hayan en una estructura seguidora, alcanzando rendimientos de hasta 27%. Esto se alcanza en una superficie de semiconductores 2,000 veces menor que la que se emplearía en un dispositivo fotovoltaico tradicional.¹³



Figura G. Torre fotovoltaica de alta concentración

¹³ M.T. Heliotrop. (2011). Fabricación módulos fotovoltaicos de alta concentración. 18 de septiembre de 2015, de ECO, Eficiencia Consulting Sitio web: http://www.wip.es/eco/noticia.php?id_not=116

Según el fabricante, en 6 meses de funcionamiento, la central en donde se han instalado recuperó la energía total empleada en su fabricación frente a los 2.2 años que requerirá un dispositivo de silicio convencional.

Uno de los usos que se les ha estado dando es en la fabricación de cocinas compactas y portátiles, las cuales son facilitadas en lugares marginados donde es complicada la implementación de cocinas a base de gas natural o de electricidad.

Aunque existe un sinnúmero de prototipos caseros, también hay propuestas serias y pensadas en maximizar el uso de estas tecnologías como en el caso de la Wilson solar Grill, una parrilla ecológica de uso externo diseñado por el profesor David Wilson del instituto de tecnología de Massachusetts.

Esta parrilla atrapa la energía solar a través de un lente de Fresnel para posteriormente derretir el nitrato de litio almacenado en un depósito en la parte superior, almacenando así energía por 25 horas, conservando temperaturas hasta de 230 grados Celsius, propiedad única que permite cocinar aun en la noche sin ningún inconveniente.



Figura H. Parrilla Wilson Solar Grill

La lente de Fresnel ha despertado un interés por su fácil implementación y porque prácticamente no hay necesidad de realizar algún cálculo complicado para su correcto uso puesto que ya se encuentran caracterizadas por el fabricante y con las especificaciones con las que le haya dotado, puesto que las variantes que se pueden tener son simetrías, dimensiones y distancias focales.

Por ello es que se ha decidido su uso en el proyecto, y la decisión de cual lente sería la más conveniente para nuestras necesidades se presentan en la siguiente parte del documento.

iii. Elección de la lente de Fresnel

Para elegir una fuente renovable de energía, fue necesario considerar las posibilidades geográficas y urbanísticas en las que la estructura se encontraría, para de esta manera tener la energía de forma constante y en cantidad suficiente. De acuerdo a la aplicación que se le iba a destinar a esta energía, lo mejor es obtener directamente calor para no tener pérdidas mayores, o tener que invertir energía en su transformación y transporte. Por lo anterior que la elección lógica fuese la energía solar obtenida directamente del astro, para obtener el calor, que es la energía a emplear para realizar la subida de temperatura de la superficie de interés, teniendo una fuente de energía sin complicaciones e ilimitada.

La desventaja existiría al tener que lidiar con el clima, los días nublados y de lluvia, además de tener que proteger la estructura contra este ambiente agresivo al que se vería sometido desde su implementación hasta el día de su deshecho.

Una vez elegida la fuente energética, se tuvo que decidir la forma más apropiada de concentrar de rayos solares, y habiendo una variedad de tal y como se expuso en los antecedentes, elegir entre ellas va más basado en las condiciones que se tienen en cuanto a espacio en el lugar previsto para montar la estructura. Además, cabe mencionar que la intención es experimentar con un concentrador menos convencional, y conocer los límites que se tienen en su aplicación para tareas de investigación, puesto que, dentro de los proyectos ya construidos en la universidad, se tiene un concentrador parabólico lineal y uno parabólico cónico.

Dentro de los parámetros buscados, se tenían el alcanzar temperaturas de más de 1, 000 [°C], tomando como referencia algunas experiencias visualizadas en reportes sobre el uso de la lente de Fresnel y a partir de la caracterización de una lente de Fresnel convencional de 900 [cm²] (de las empleadas en proyectores de acetatos) aproximados en donde se experimentó y alcanzó, en un día pleno y despejado, un promedio de 600 [°C].

Siendo que dentro de los objetivos del dispositivo fue alcanzar la mayor temperatura posible, se revisaron varios fabricantes para adquirir la de mayor dimensión que fuese posible conseguir. Dentro de las opciones en cuanto a fabricantes se refiere, se consideró a una empresa japonesa, Nihon Tokushu Kogaku Jushi (NTKJ) y fue la compañía que el director del proyecto eligió para comprar dicha lente, debido al tiempo que tiene fabricando estas lentes y que su principal mercado es referido a la industria de la generación energética e investigación científica.

En su amplia cantidad de productos, las lentes de Fresnel lucen por el material con el que están fabricadas, además de las técnicas de manufactura que tienen para fabricarlas. Aquí algunos de las lentes que tienen a disposición de venta.

Producto	f (mm)	P (mm)	Apertura (mm)	Material/grosor (mm)	Dimension (mmxmm)
CF50-B	50	0.3	100	PMMA 2t	100x100
CF150-B	150	0.5	283	PMMA 2t	200x200
CF200-B	200	0.3	354	PMMA 2t	250x250
CF300-B	300	0.3	425	PMMA 2t	300x300
CF400-B	400	0.3	673	PMMA 2t	450x500
CF600-B	600	0.5	566	PMMA 2t	400x400
CF1200-B2	1200	0.33	1900	PMMA 2t	1400x1050
CF1200-B3	1200	0.33	1900	PMMA 3t	1400x1050
CF3500-B3	3500	0.3	1900	PMMA 3t	1400x1050

Tabla E. Lentes de Fresnel consideradas del fabricante NTKJ

Las principales diferencias entre estas son las dimensiones, aunque en las últimas tres se tiene el mismo dimensionado, y es que en estas la diferencia está dada por el grosor de la lente y la inclinación de las proyecciones de la luz solar obtenidas de la lente. La elegida fue la CF1200 – B2 (\$350.00 dls) que a pesar de que el fabricante especifica que con la CF3500 es posible alcanzar aún más altas temperaturas, el costo no lo justificó (\$450.00 dls).

Dentro de la tabla tenemos información importante que sirvió como punto de partida para el diseño consiguiente de la estructura que sostiene la lente y la moverá. El dimensionado de la lente y el foco son valores que especifica el fabricante, así que a partir de estos datos se comenzó con el diseño de la estructura en el primer capítulo de este documento.

CAPITULO PRIMERO

DISEÑO MECÁNICO Y SELECCIÓN DE MATERIALES

Una vez comprendida la importancia de los concentradores solares, su naturaleza, y las peculiaridades que posee la lente de Fresnel como medio concentrador de energía elegido para este proyecto, sus medidas y consideraciones antes mencionadas, se procedió con el dimensionado de la estructura que permitiera un desempeño adecuado del concentrador como un dispositivo único.

En este segundo capítulo se presenta el proceso selectivo seguido para llegar al diseño ideal que permitió cubrir los requerimientos del proyecto y objetivos del mismo.

1.1. Conceptualización de requerimientos y especificaciones de la estructura

Partiendo de la elección de la lente de Fresnel como medio para la conseguir la concentración térmica de la radiación solar y comprender las cualidades que tiene en cuanto a dimensionado y distancia focal, se comenzó con datos fundamentales base que prevalecerán de principio a fin en el diseño elegido.

Para facilitar la elección de un diseño primario se comenzó por nombrar las características que debe tener la estructura, requerimientos que debía poseer para poder cumplir con sus funciones fundamentales.

1.1.1. Requerimientos

- La estructura debía manufacturarse de materiales resistentes y durables.
- Debía contar con unas dimensiones mínimas.
- Las uniones (tornillería) no debían corroerse.
- Debía tener una sujeción para la lente de Fresnel que fuese firme, pero permitiera un sencillo desensamble para retirarla en caso de sustitución, mantenimiento o transporte.
- Que pudiese ser transportada.
- Ensamble sencillo y práctico.
- Sujeción entre tubos y barras, suficiente para no deformarse por el peso.
- Protección contra la intemperie a la que se verá expuesta.
- Los materiales que lo conformen debían ser ligeros.
- Debía contar con un sostén para ubicar las piezas o probetas.
- Que contara con movimiento para el seguimiento solar.
- La base de la estructura debía nivelarse en caso de que el suelo donde se asentara fuese irregular.

- La base debía brindar estabilidad y firmeza, aun en condiciones externas que pudieran alterar su estado en reposo.

Una vez obtenidos los requerimientos con los que la estructura debe contar, se procedió a las especificaciones del sistema, aquellas características o condiciones mínimas que debía cumplir un producto, con el fin de manufacturarlo, proveerlo y usarlo de manera estandarizada e inclusive si así se requiere, volver a construirlo de ser necesario.

1.1.2. Especificaciones propuestas

Previo a las especificaciones de producto final, se propusieron algunas medidas y características iniciales para partir de estas hacia la primera propuesta.

- La altura mínima de la estructura debía ser el foco de la lente 1200 [mm] y entre 800 y 400 [mm] adicionales
- El marco que sostendrá a la lente debía poseer unas dimensiones mínimas de 1400 [mm] de largo por 1050 [mm] de ancho más una tolerancia para ambas longitudes.
- El peso de la estructura sería de un máximo de 300 [kg]
- Los materiales para su manufactura y ensamble serían completamente metálicos.
- La base inferior sería al menos un 20% mayor al área del marco de la lente.
- El grosor de las barras no sería inferior a 20 [mm] transversales.
- La estructura estaría formada de dos partes, la superior y la inferior, la superior debía estar compuesta de materiales más ligeros que los de la parte inferior.
- Lo constituirían dos movimientos rotacionales, uno previsto para la lente de hasta 180° y otro para toda la estructura de prácticamente 360°.
- Se debían utilizar rodamientos o cojinetes para evitar un desgaste mayor en los materiales.
- La sujeción de las barras sería por medio de tornillería de acero inoxidable

Se partió de una idea mínima para el diseño, y contando con esto se presentó la propuesta que cubría distintos aspectos con los que debía contar el mismo, y a los cuales se propusieron las opciones más viables para su construcción.

1.2. Consideraciones iniciales del diseño propuesto

El tamaño es un aspecto importante para el proyecto, puesto que es indispensable respetar la óptica de la lente de Fresnel que se tiene para trabajar. El acomodo de los distintos elementos y equipos que se tendrán montados y funcionando al unísono de la lente de Fresnel también requieren un espacio de trabajo, donde no estorben entre ellos y no se vean afectados por el calor concentrado de la lente.

Para la elección de la forma de la base y la altura que debía poseer, se contemplaron algunas reglas en construcción de estructuras y edificios, para mantener el equilibrio de los mismos y que consigan soportar inclusive fuerzas externas.

1.2.1. Simetría

Se define como la propiedad geométrica de una forma que posee una geometría idéntica con respecto a un eje.

La falta de simetría en una estructura tiende a producir excentricidad entre el centro de masa y el centro de rigidez lo que provocaría torsión en la base de la misma. Al ser más simétrica, se disminuye el riesgo de concentración de esfuerzos, el momento torsor y el comportamiento de la estructura es más predecible. De existir alguna corrección de estos esfuerzos, resulta más sencillo de aplicar.



Figura 1.A. Estructura metálica simétrica; la Torre Eiffel en Paris, Francia

1.2.2. Dimensiones

Debido a las características de la primer propuesta del diseño tomada para su construcción, es importante señalar algunos aspectos importantes que se deben tomar en cuenta a la hora de tener una estructura metálica de las características con las que se tienen, por lo cual se decidió tomar algunos puntos clave comentados en un artículo de la Universidad de Mendoza ubicada en Argentina, en donde nos describen la manera para el diseño de edificios y como preverles condiciones adecuadas para mantenerlos en pie aunado a la altura que estos pueden llegar a alcanzar.¹⁴

- **Altura y dimensionado de la base**

La altura fue una característica de la estructura difícil de calcular puesto que se tenía una restricción de altura mínima para cumplir con la distancia focal que la lente tiene por defecto y no puede alterarse. Por esta razón, la referencia considerada son los 1.2 [m] de distancia desde la lente hasta el foco, medida de la cual se partió para tener la menor altura posible y darle la mayor estabilidad posible al conjunto.

Para llegar a una altura de partida explico a continuación dos conceptos importantes.¹⁵

- **Centro de gravedad**

Se trata del punto donde se puede considerar que se aplica el peso del cuerpo. Si nuestra geometría es homogénea y simétrica, este se encuentra en el centro geométrico del cuerpo.

- **Centro de masa**

Es la posición promedio de las partículas de masa que conforman a un objeto en particular.

Teniendo esto en consideración, al tener la estructura lo más pegada al suelo, con un centro de gravedad encima del área de apoyo y en la posición más baja posible, además del centro de masa de igual manera lo más cercano al suelo posible, la estructura permanecerá en pie y estable.

Al igual que con la altura, una base con medidas incorrectas puede traer dos consecuencias principales; que no sea lo suficientemente amplia para contener el movimiento de la estructura elevada y termine por caerse, o que este sobredimensionada y se produzca un gasto de recursos innecesaria.

¹⁴ Marta Pérez Rodríguez. (2009). Diseño y cálculo de la estructura metálica y de la cimentación de una nave industrial. España: Departamento de mecánica de medios continuos y teoría de estructuras.
<https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cad=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwj6DOIMfOAhXENSYKHYKRACoQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Farchivo.uc3m.es%2Fbitstream%2Fhandle%2F10016%2F7572%2Fpfc_marta_perez_rodriguez.pdf%3Fsequence%3D1&usg=AFQjCNEI8DSC0odTNyOTM70XygLue9571Q&sig2=cUWpU6xOkvZ1FlbsDSgMqg>

¹⁵ Prof. Ignacio Miranda. (agosto, 2011). Centro de Gravedad y Equilibrio de cuerpos. 18 de Julio de 2015, de Universidad de Madrid Sitio web:

https://apuntesup.files.wordpress.com/2012/05/centro_de_masa_y_gravedad__2.pdf

Por fundamento, se decidió hacer la base simétrica siguiendo el lineamiento de la sección 2.2.1., por lo que la forma cuadrada fue la elegida.

De esta manera se propusieron las siguientes medidas para la base y la altura de la estructura, para que, por medio de una elección basada en condicionantes, permitiera llegar a unas medidas para la primera propuesta.

Dimensiones	Base 1680x1260 [mm]	Base 1400x1400 [mm]	Base 1680x1680 [mm]	Altura 1400-1500 [mm]	Altura 1700 - 1800 [mm]	Altura 1900 - 2000 [mm]
-------------	---------------------------	---------------------------	---------------------------	--------------------------	-------------------------------	-------------------------------

- **Grados de libertad**

Un cuerpo aislado puede desplazarse libremente en un movimiento que se puede descomponer en tres rotaciones y tres traslaciones geométricas independientes. Para un cuerpo unido mecánicamente a otros cuerpos, algunos de estos movimientos desaparecen. Se conocen como grados de libertad los movimientos independientes que permanecen.¹⁶

Al tratarse de un seguidor solar, la estructura debe tener el movimiento necesario para conseguir tener siempre los rayos solares perpendiculares a la lente de Fresnel en un campo que anduviera cerca de los 40° hasta los 140° tomando como referencia la horizontal del horizonte y 360° paralelos a estos rayos solares.

Para tener este campo de trabajo, se separó el movimiento rotatorio (que es el único movimiento indispensable y necesario para seguir al Sol), teniendo dos partes en la misma estructura, una para cubrir estos necesarios 360° paralelos, y otra para tener la sección comprendida entre los 40° y los 140° del horizonte.

Por lo anterior, los grados de libertad lineales son nulos para los movimientos comprendidos por la estructura y se limitan a los de rotación sobre dos ejes únicos y separados; uno inferior que da el giro de 360° sobre sí mismo y permite la rotación de prácticamente toda la estructura a excepción de la base inferior, y otro superior que solo dotara a la lente de Fresnel de un giro máximo de 180° sobre el mismo.

¹⁶ José Alfredo González Méndez. (2012). Máquinas y Mecanismos. Grados de libertad. México: SEP.

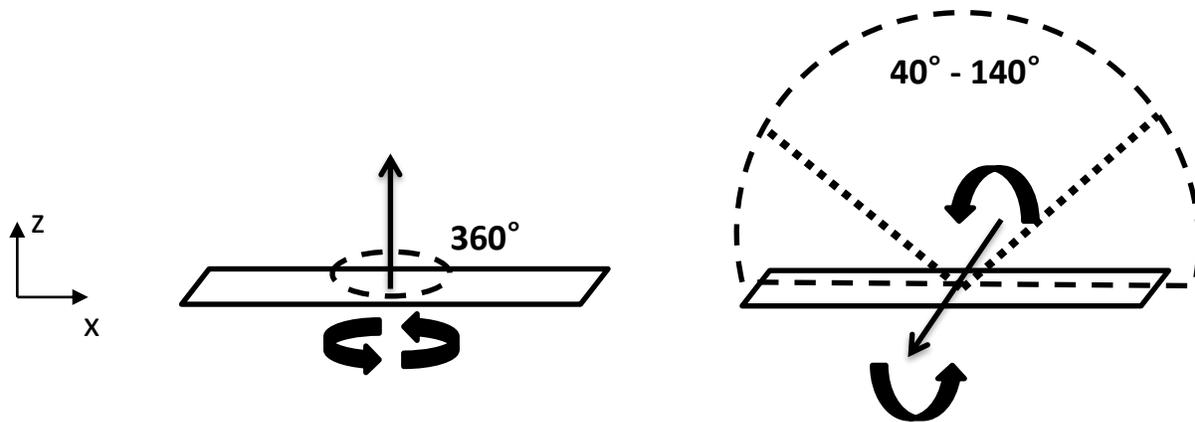


Figura 1.B. Rotación sobre eje Z de la base de 0° a 360° y rotación sobre eje Y de 40° a 140°

Al final del capítulo se muestran los juicios para la elección de la considerada como más adecuada, pero para ello hay que conocer los materiales a disposición, sus características, costos y propiedades.

1.3. Diseño estructural

Hasta el momento se tienen algunas condicionantes obligadas para la estructura, a través de las cuales se pudo proponer un diseño que cumpliera con estas y permitiese establecer otras no obligadas pero que también sería contar con ellas.

Los datos importantes invariantes que tenidos desde el principio del planteamiento son las dimensiones de la lente de 1.4×1.05 [m] y la distancia focal de 1.2 [m]. Además, propuestas de alturas convenientes establecidas en el punto 2 de este segundo capítulo, al igual que establecer una simetría para toda la estructura para respetar la concentración de esfuerzos en toda ella, dimensiones para la base cuadrada y los grados de movimiento que debe tener la estructura. Con esto, se realizaron bosquejos sobre el marco de la lente y la mínima altura que la estructura debía de tener para que la distancia desde el centro de la lente hasta el foco siempre fuera respetada. Además de que se consideró el hecho de que en el foco se forma un plano paralelo al plano que forma la lente de Fresnel en el cual se colocaran en primera instancia la pieza a calentar, aunado a diferentes instrumentos de medición y automatización, por lo que era indispensable siempre mantener esta propiedad de paralelismo para respetar el movimiento en la lente y siempre estar posicionada en el foco.

Lo anterior obligaba a que el material del marco fuese lo suficientemente resistente para soportar tal peso y no deformarse, puesto que, de hacerlo, el foco podría no estar en la posición esperada o deformarse, dispersando el calor en un área indefinida. Además, se tenía que garantizar que el centro de gravedad de la estructura se mantuviera siempre debajo de la mitad de la construcción, para que siempre se mantuviera en equilibrio aun a pesar de que una fuerza externa interviniera en el sistema,

razón por la que se propuso que la base debía de estar montada a partir de un material bastante más pesado al resto de la estructura.

Lo primero es que la base no podía ser más que un cuadrado simétrico. La medida de lado es de 1.4 [m] para evitar que una fuerza ejercida en la altura máxima de la estructura pudiera rotar la estructura por un efecto “palanca”.

Para establecer la altura, se dividió la estructura y de acuerdo a esta distancia se llegó a un estimado. Enseguida una imagen donde se puede visualizar lo que comentado.

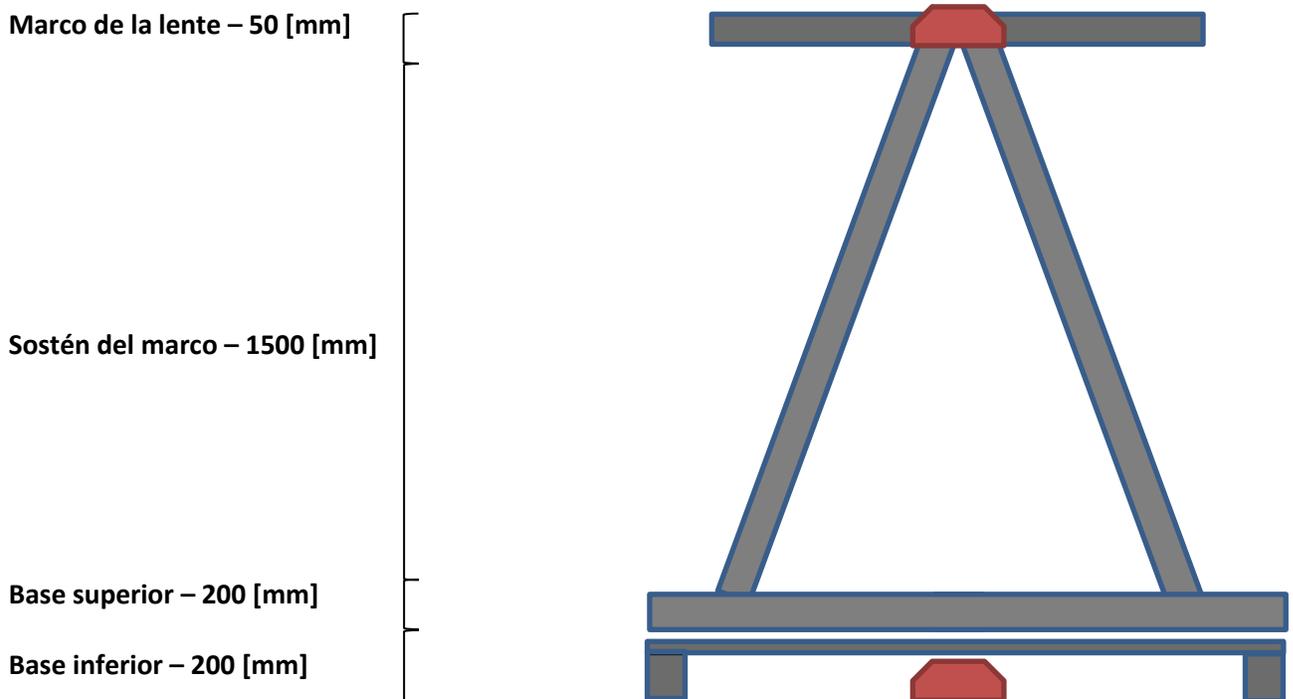


Figura 1.C. Diseño de la estructura en una vista de perfil.

Así que la medida de altura contemplada va de los 1900 a los 2000 [mm] una altura que, con el tamaño de la base, siendo que esta última este ensamblada con un material pesado como acero. Al contrario, la parte superior se pensó este ensamblada a base de un material menos pesado como el aluminio, y así la problemática de que la estructura fuese inestable queda cubierta hasta este punto.

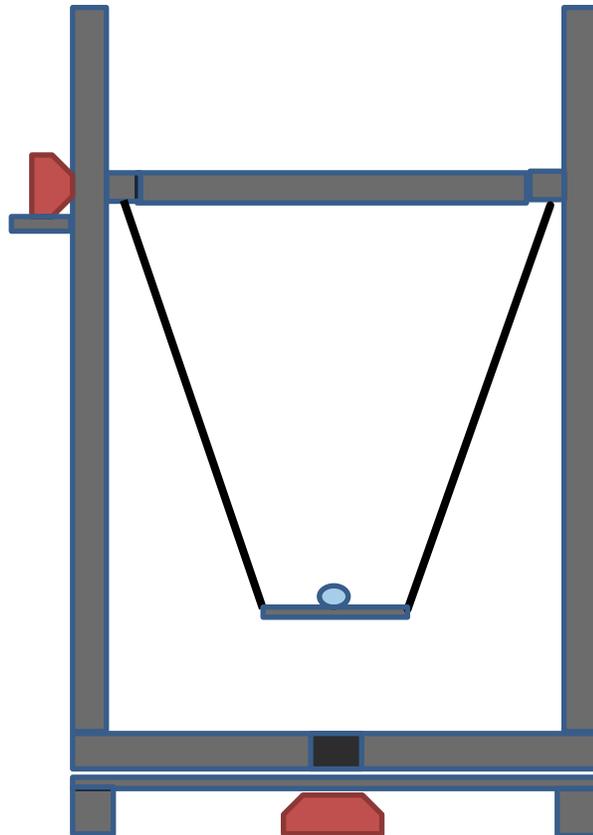


Figura 1.D. Diseño de la estructura en una vista frontal.

Teniendo presente la parte comentada anteriormente de procurar emplear la menor cantidad de material para reducir el costo de la estructura, pero sin descuidar el correcto funcionamiento de la misma, se consideró la idea de manejar solo un par de postes en cada extremo para sostener el marco superior, pero al considerar la estabilidad tan justa que tendría en esta parte, se pensó en dejar un diseño de dos postes encontrados y así evitar el probable problema estabilidad y evitar el uso de una tercer barra, aumentando los costes totales de la manufactura.

En cuanto al soporte central que es el área de trabajo y experimentación, se realizó una modificación posterior, previa a cualquier manufactura o adquisición de material. La modificación a esta primera idea fue el añadir un par de soportes más desde el marco hasta esta estructura, para que así fuese sostenida

desde los cuatro extremos y darle a esta parte mucha más robustez sin afectar demasiado el peso que soportaría el marco.

En la parte de la base inferior se colocaron los cuatro perfiles para poder realizar soldaduras en un corte de 45°, y añadiendo en su parte inferior tuercas de igual manera soldadas para colocar ahí patas niveladoras teniendo así la posibilidad de darle altura apropiada a pesar de la irregularidad del suelo donde se encuentre. Las especificaciones de las mismas se encuentran en la sección 2.3.5. referente a los materiales utilizados en la construcción de la estructura.

Inicialmente también se pensó en solo colocar un rodamiento para darle el movimiento de giro en la parte inferior de la misma, pero de esta manera se tendría una inestabilidad puesto que el tipo de rodamiento contemplado, y del cual se detalla más adelante (3.4.3.), es axial, teniendo el problema de un esfuerzo radial latente. Por ende, se colocó un rodamiento radial para contrarrestar estos esfuerzos que hubiesen dañado la flecha de la estructura (3.4.3.3.).

Los rodamientos de la parte superior, siendo chumaceras ya ensambladas, serian de fácil instalación y uso, por ello que se haya decidido colocar una en cada extremo del eje que permitiría el giro superior de la lente (3.4.5.).

Con estas ideas se partió para complementar las futuras y modificar las establecidas, ya que, en la contemplación de algunas ideas, resulto que no eran lo más conveniente para el correcto funcionamiento de la estructura. En el siguiente apartado vienen explicados los materiales utilizados para el proyecto y terminan por argumentar, lo antes planteado, el diseño propuesto anteriormente.

1.4. Materiales

Al igual que todo lo comentado en este primer capítulo, los materiales son un aspecto importante que analizar para llegar al diseño más adecuado, puesto que muchos de los requerimientos necesarios para la estructura final dependen del tipo de material empleado y refuerzan el argumento del porque optar por un diseño y no por otro.

En lo siguiente se abordarán los materiales propuestos para su uso, resaltando virtudes al igual que desventajas de su utilización en el campo ingenieril y de construcción estructural. Previo a hablar enteramente de los materiales es indispensable argumentar el porqué de la elección de construir una estructura completamente metálica.

1.4.1. Estructuras metálicas

El empleo de los materiales metálicos en las estructuras industriales tiene una serie de ventajas sobre otros materiales. A continuación, se enumeran algunas de sus propiedades más destacadas:

- Las estructuras metálicas, al tomar grandes deformaciones, antes de producirse el fallo definitivo muestran signos de la consecuente consecuencia de continuar con su uso.

- El material es homogéneo y la posibilidad de fallos es más reducida lo que permite realizar diseños más ajustados, y por tanto más económicos.
- Ocupan poco espacio.
- Las estructuras metálicas no sufren fenómenos reológicos (erosión) que, salvo deformaciones térmicas, deban tenerse en cuenta. Conservan indefinidamente sus excelentes propiedades, a menos de ser víctimas de agentes externos.
- Estas estructuras admiten reformas y cambios, por lo que las necesidades y los usos pueden variar, adaptándose con facilidad a las nuevas circunstancias. Su refuerzo, en general, es sencillo.
- Las estructuras metálicas se construyen de forma rápida, ya que, al ser elementos prefabricados, en parte, pueden montarse en taller.
- Al demolerlas todavía conserva el valor residual del material, ya que este es recuperable.

También se tiene algunas desventajas que obligan a tener ciertas precauciones al emplearlas. Las principales son:

- Son necesarios dispositivos adicionales para conseguir la rigidez.
- La elevada resistencia del material origina problemas de esbeltez.
- Es necesario proteger las estructuras metálicas de la corrosión y del fuego.
- El resultado de las uniones soldadas es dudoso, especialmente en piezas trabajando a tracción. (Defectos: falta de penetración, falta de fusión, poros y oclusiones, grietas, mordeduras, picaduras y desbordamientos).
- Excesiva flexibilidad, lo que produce un desaprovechamiento de la resistencia mecánica al limitar las flechas, y produce falta de confort al transmitir las vibraciones.

Debido a las importantes ventajas que presentan las estructuras metálicas, y siendo que las desventajas a pesar de estar ahí, presentan inconvenientes hasta cierto punto manejables comparando con estructuras de otros materiales, se exponen dos materiales metálicos propuestos por su versatilidad y propiedades mecánicas; el acero y el aluminio.

- **Acero**

Se le nombra acero a una aleación de hierro con una cantidad de carbono que varía entre el 0.03 % y el 1.075 % en peso de su composición, dependiendo del grado.

El grado de carbono permite clasificarlos de acuerdo a la norma ASTM A 108.

Para poder elegir entre tanta cantidad de aceros es necesario contar con una referencia en cuanto al peso que tendremos en la estructura. Aunque en este punto no existen grandes referencias en cuanto al

peso, se consideró teniendo en cuenta que el material elegido para la parte superior es el aluminio (del cual se hace referencia en la sección 2.2.2.) y contando con datos como el estimado peso del horno de inducción que se colocará en el foco de la lente, con esto podemos considerar que el peso aproximado sería de unos 80 [kg] estimados.

Con este dato se tendrían 784.53 [N] de fuerza que considerar para la base de acero como referencia, dato que tiene que soportar el material elegido y sus propiedades respectivas. Esta fuerza esta ejercida en un estimado de 150 a 180 [mm] por lo que la presión en esta superficie es aproximadamente de 34-40 [kPa].

Por lo anterior, dentro de la amplia cantidad de aceros disponibles para manufactura se propusieron tres con distinta concentración de carbono; aceros 1010, 1015 y 1045.

El acero 1010 se considera acero de muy bajo contenido de carbono, es usado para piezas que van a estar sometidas a un conformado en frío.

Estos aceros se utilizan para embutidos profundos por sus buenas cualidades de deformación y terminación superficial. Son más utilizados cuando van a ser sometidos a procesos de forjados o de tratamientos térmicos.

Son adecuados para soldadura y para, su maquinabilidad se mejora mediante el estirado en frío, además de que son susceptibles al crecimiento del grano, y a fragilidad y rugosidad superficial si después del conformado en frío se los calienta por encima de 600 [°C].

El acero 1015 es uno de bajo - medio carbono el cual tiene buena soldabilidad y es ligeramente mejor en cuanto a maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

Se suele utilizar en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina.

El 1045 es un acero con un alto contenido de carbono. Se utiliza en piezas de alta resistencia, como flechas, engranes, partes para maquinaria, piñones, responde muy bien al tratamiento térmico y no es un acero recomendado para procesos de soldadura.¹⁷

Estos aceros presentan una estructura de ferrita con perlita y reciben el nombre de hipoeutectoides.

¹⁷ SUMITECCR. (ene. 16, 2016). Datos sobre propiedades mecánicas y químicas de distintos tipos de aceros. 22 de febrero 2016, de SUMITECCR Sitio web: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs>. Verificado el 8 de marzo de 2015

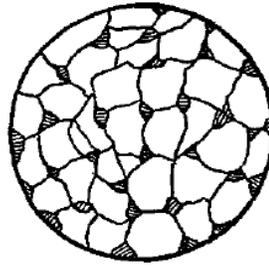


Figura 1.E. Estructura Hipoeutectoide

En la tabla siguiente se incluyen las principales propiedades mecánicas de los aceros antes mencionados.¹⁸

Propiedades Mecánicas	1010	1015	1045
Dureza HRB	62	71	84
Límite de Cedencia (fluencia) PSI	44,000	54,000	45000
Esfuerzo a la Tensión (máximo) PSI	53,000	64,000	82,000
Elongación %	20	15	16
Reducción de Área %	40	40	35
Maquinabilidad vs 1212 %	55	76	57
Módulo de Elasticidad GPa	205	205	200

Tabla 1.A. Propiedades mecánicas de los aceros 1010, 1015 y 1045

En cuanto al costo para los aceros 1010 y 1015 no varía demasiado, e inclusive se podría decir que es el mismo, pero para el 1045, al ser muy distinto su contenido de carbono el costo sí que aumenta considerablemente.

Comparando propiedades y siendo que en la estructura la única fuerza constante y latente será la del peso de la misma, cualquiera de los materiales hubiese funcionado como parte de la estructura principal, puesto que los límites elásticos y plásticos de todos sobrepasan el estimado para el peso tenido como referencia.

Todo lo anterior es un medio de referencia puesto que los fabricantes emplean terminologías completamente diferentes a la hora de tener en el mercado sus productos, y esto es principalmente

¹⁸ S.A.E. (ene. 14, 2016). Propiedades físicas de los Aceros S.A.E. 16 de febrero de 2016, de S.A.E. Sitio web: <http://image.slidesharecdn.com/2252086-tabla-de-acero-110228082653-phpapp02/95/tabladeacero-1-728.jpg?cb=1298881639>

debido a los métodos de producción o terminados que estos poseen, que les cambian ciertas propiedades.

Debido a ello se optó por un material intermedio en cuanto a propiedades y el costo bajo. Este material funcionó perfectamente como base al ser suficientemente pesado, manteniendo un aspecto importante en una estructura de esta naturaleza que se comentó en el apartado 1.2.1., el equilibrio de la estructura.

El tipo de acero con el cual están fabricados los P.T.R. (Perfil tubular rectangular) para la parte ensamblada a partir de este material, es un acero sección cuadrada hueca (H.S.S.) del tipo A500 B, el cual es comúnmente utilizado en estructuras metálicas y anuncios publicitarios.

A continuación, se expone la composición del acero del que están fabricados y sus propiedades mecánicas según el ASTM.¹⁹

Composición química	Grado B	Grado C
Carbón %	0.26	0.23
Manganeso %	-	1.35
Fosforo %	0.04	0.04
Azufre %	0.05	0.05
Cobre %	0.2	0.2

Tabla 1.B. Composición química del acero A500 de grados B y C

Propiedades mecánicas	Grado B	Grado C
Esfuerzo a tracción PSI	58,000	62,000
Esfuerzo ultimo PSI	46,000	50,000
Elongación en 2"	23%	21%

Tabla 1.C. Propiedades mecánicas del acero A500 de grados B y C

Cabe mencionar que el fabricante solo facilitó el límite elástico, el cual cuenta con un valor de 46,000 [PSI], y se coloca por debajo de las especificaciones de la ASTM.²⁰

¹⁹ Independence Tube. (2016). Presentación de producto. 22 de febrero de 2016, de Independence Tube Sitio web: <http://www.independencetube.com/a500>

²⁰ Perfiles y Aceros Cuajimalpa, S.A. de C.V. (2015). Lista de características. 20 de noviembre de 2014, de Perfiles y Aceros Cuajimalpa, S.A. de C.V. Sitio web: <http://www.aceroscuajimalpa.com.mx/ptr.php>

- **Aluminio**

El aluminio es el elemento metálico más abundante que está presente en la corteza terrestre y, dentro del grupo de los metales no féreos, es el material más ampliamente utilizado tanto en la industria como en otras muchas aplicaciones de la vida cotidiana.

Su densidad de 2.70 [g/cm³], su buen comportamiento en cuanto a resistencia mecánica de muchas de sus aleaciones, su alta conductividad térmica y eléctrica, su durabilidad (el aluminio es estable al aire) y resistencia a la corrosión (con un correcto tratamiento superficial es resistente tanto al agua de mar, como a muchas soluciones acuosas y otros agentes químicos), hacen de este material ideal para innumerables soluciones, tanto estructurales, como decorativas o de otra índole.

Debido a su clasificación se planteó utilizar uno de la serie 6XXX, en los cuales los principales elementos aleantes de este grupo son magnesio y silicio y además es utilizada para perfiles estructurales en general, aplicación coincidente.²¹

Propiedades mecánicas del aluminio								
Formado	Mecanizado	Soldadura por arco	Soldadura fuerte/blanda	Anodizado protector	Anodizado estético	Temple	Restricción Mín N/mm	Esfuerzo Mín N/mm
Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	Bueno	T4 T5 T6	60 100 150	120 145 190

Tabla 1.D. Propiedades mecánicas del aluminio

El uso de este material se pensó para la parte superior de la estructura, manteniendo la suficiente rigidez y resistencia por las propiedades del material, pero contando con la ligereza que el mismo posee y se requiere para mantener el equilibrio de masa de la estructura.

La elección del material es una composición de aluminio con magnesio y silicio (0.5% en peso de estos últimos componentes), y la superficie con un tratamiento de anodizado, incrementando así su propiedad de pasivación al proceso de oxidación. Las características con las que cuenta este perfil son las siguientes.

²¹ Hermenegildo Rodríguez Galbarro. (2015). Propiedades Mecánico-Químicas del Aluminio. 14 de agosto de 2015, de Ingemeconica Sitio web: <http://ingemeconica.com/tutorialsemanal/tutorialn110.html>

Esfuerzo último MPa	
Resistencia a la tracción MPa	300 máx.
Limite elástico MPa	250 máx.

Tabla 1.E. Propiedades mecánicas del perfil de aluminio

1.4.2. Barras, tubos y perfiles

En la construcción de estructuras metálicas, como ya se comentó en lo referente en la parte 1.4.1., es importante elegir bien el tipo de perfil o barra a emplear para su construcción. Para que una estructura funcione bien tiene que ser estable, resistente y rígida. Estable para que no vuelque, resistente para que soporte esfuerzos sin romperse y rígida para que su forma no varíe si se les somete a esfuerzos, como por ejemplo el propio peso y de lo que sostendrá.

La estructura metálica principal se compone de todos aquellos elementos que estabilizan y transfieren las cargas a los cimientos o base de la misma. La estructura metálica principal es la que asegura que no se vuelque, que sea resistente y que no se deforme. Para tener estas características es necesario que aparte del material, el perfil que tenga nuestro material sea el adecuado.

Para ello se separó la parte que está conformada de acero y aquella que lo es de aluminio.

- **Bases**

Toda la base como ya se vio anteriormente fue montada a base de acero, para cumplir con los requerimientos estructurales necesarios, por facilidad de manejo, manufactura y costo.

Dentro del acero se encuentran perfiles de cualquier forma y composición; laminados, conformados, huecos, etc. Cada uno cuenta con sus características propias que lo definen y le brindan características muy particulares. Para la estructura en cuanto a geometría no había ninguna restricción, pero había otros aspectos a cuidar como el peso y la dificultad de manufacturar.

Para la base se utilizó un perfil hueco rectangular de 3"x 2", y un espesor de 3 [mm], ya que el perfil ayudo en el manejo de la estructura montada, permitiendo que una persona subiera sobre la base inferior para alcanzar lo más alto de la estructura en el trabajo de montar o desmontar. La forma del perfil fue decidida en base a una recomendación del director de tesis. La distribución de esfuerzos es muy parecida a la que tenemos en un perfil hueco cuadrado, por lo que una deformación al centro, por la longitud de la misma, es difícil que se presente.

Al tratarse de un perfil con paredes de 3 [mm], cuenta con un peso de 5.6 [Kg/m], dato relevante para un posterior análisis de esfuerzos. Además, este espesor permite una fácil manufactura al momento de realizar barrenados o ranurados, y es fácil de soldar por medio de arco eléctrico.

La mayoría de los distribuidores de perfiles y placas de metales vende una medida específica de 6.1 [m] de sus productos, por esta razón se adquirieron dos tramos para cubrir los 9.585 [m] totales

contemplados a emplear tanto en la base inferior como en la base superior. De estos, en la base inferior se utilizaron 5 tramos de 1.4 [m], 4 de ellos tienen un corte en cada extremo de 45° , parte en donde se llevó a cabo la soldadura de los mismos, formando un cuadrado con 1400 [mm] de lado. El último de estos tramos va unido sobre dos de los lados por medio de tornillos. A continuación, la vista en plano de la base inferior.

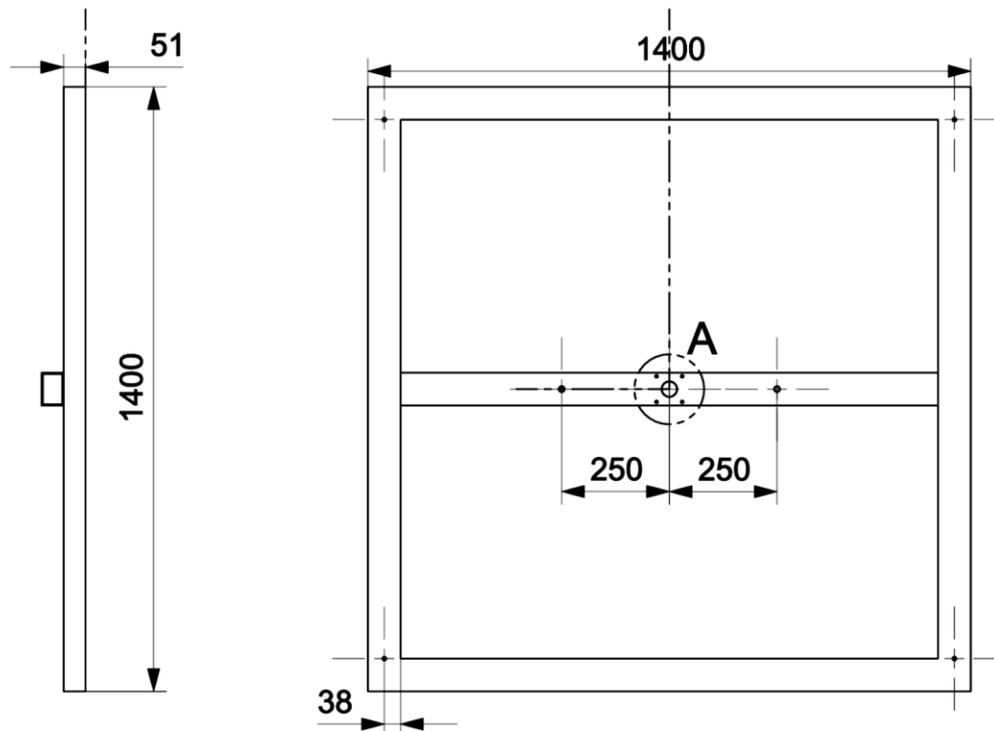


Figura 1.F. Vista inferior y de perfil de la base inferior

Más adelante del documento se muestra con detalle el diseño final de las secciones de la estructura, ahora solo se hará uso de los planos para mostrar el material empleado.

En la base superior se usaron 3 tramos de P.T.R., uno de 1285 [mm] y dos de 0.65 [m], los cuales se unieron por medio de tornillería formando una I.

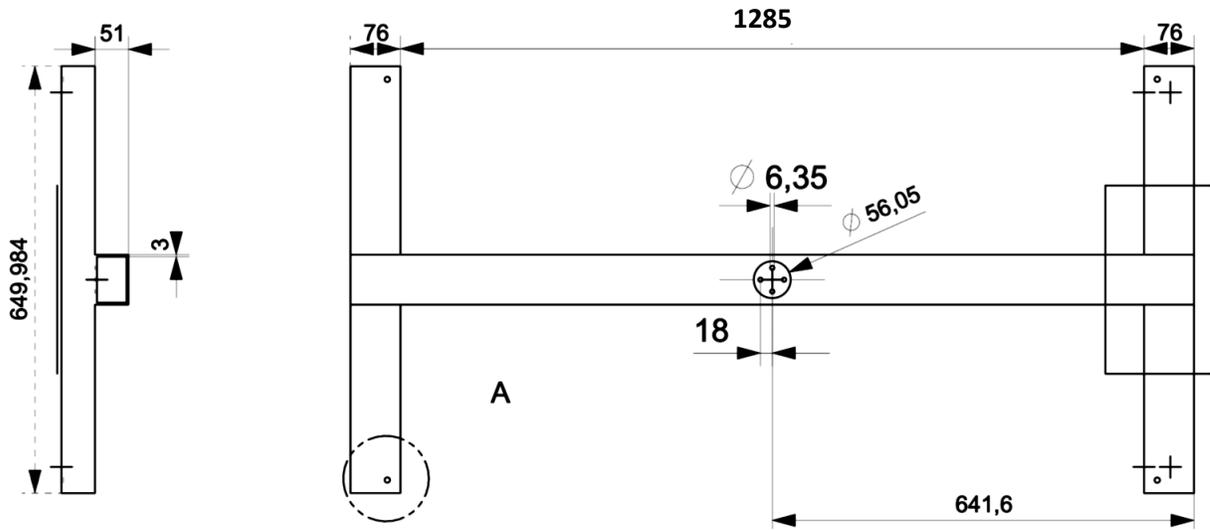


Figura 1.G. Vista inferior y de perfil de la base inferior

- **Sostenes del marco**

Siendo que se pretendía tener el centro de masa de la estructura lo más abajo posible, y en vista de que, en lo expuesto, la base estaría fabricado a base de acero como material primario, para la estructura superior se difirió por aluminio, para aligerar el peso de esta parte, pero tener la firmeza que el material puede dotar, además de sus muy deseadas propiedades anticorrosivas.

Dentro de la basta cantidad de opciones tenidas para perfiles de aluminio, que es igual que la existente en acero, la elegida fue un perfil cuadrado con ranuras para la inclusión de accesorios que el mismo proveedor facilita y permite montar y desmontar de una forma relativamente sencilla y rápida. Tiene además accesorios que dotan a los perfiles de movimientos rotatorios o de desplazamiento lineal que le vienen muy bien a esta parte superior.

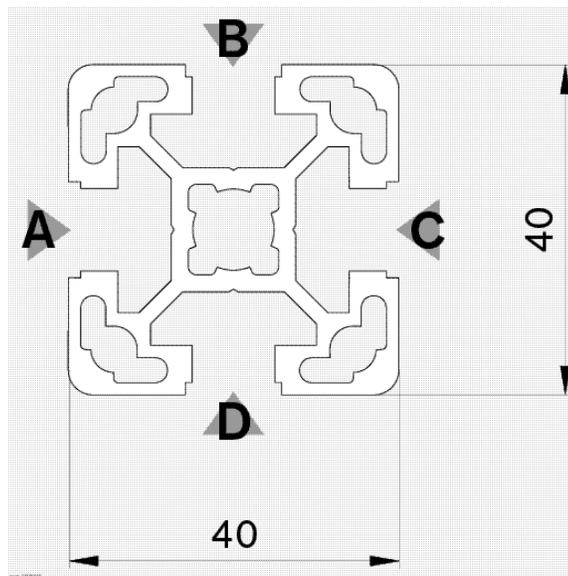


Figura 1.H. Perfil de aluminio elegido por sus propiedades y versatilidad

La medida de lado que tiene el perfil es de 40 [mm], con ranuras centrales en cada lado, las cuales están normalizadas para uso de tornillos M12.

Las medidas que usadas para estos tramos consisten en 4 tramos de 1595 [mm].

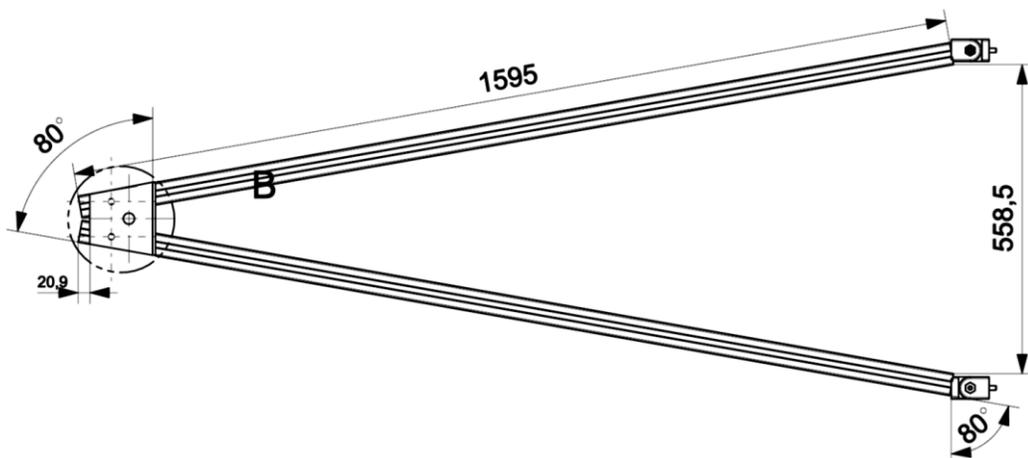


Figura 1.I. Vista frontal de una de las estructuras laterales que conectan al marco de la lente con la base superior

- **Marco**

Habiendo explicado las propiedades de los perfiles que se utilizaron y conocida la naturaleza del material del cual están fabricados (sección 1.4.1.) para toda esta parte superior de la estructura, se explican las dimensiones de esta parte de la estructura.

Esta parte está formada por cuatro tramos del perfil de aluminio, dos con una longitud de 1495 [mm] y los otros dos con 1025 [mm] de largo, formando un rectángulo donde va sostenida la lente de Fresnel, aprovechando las ranuras que los perfiles tienen. La unión se hizo con unos accesorios que se adquirieron con el mismo proveedor (Bosch), y los cuales serán comentados más adelante.

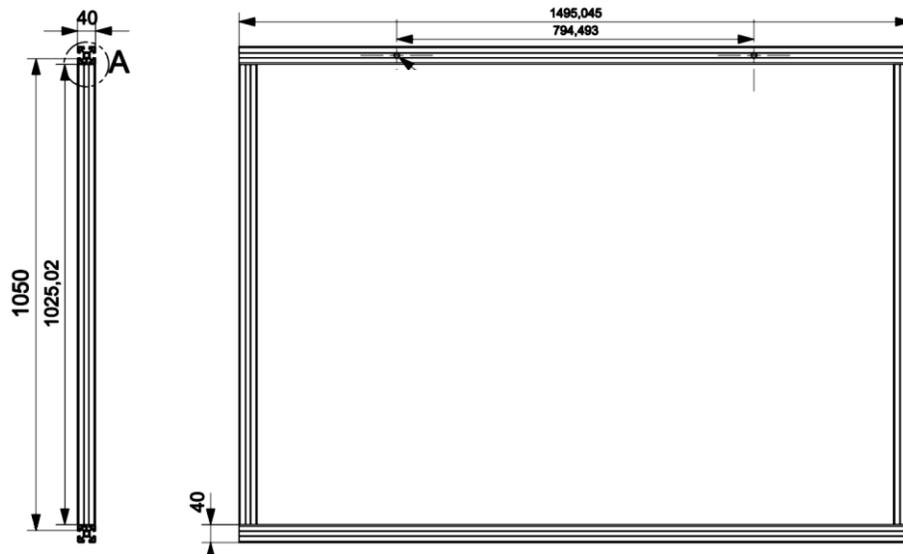


Figura 1.J. Vista lateral y superior del marco para la lente de Fresnel

La medida de las barras se consideró de la medida que tiene el lente, expuesto a una posible modificación en su posición por ajuste o al considerar algún dispositivo adicional necesario en otra aplicación que se le pretenda dar al dispositivo en futuras utilidades.

- **Sostén central**

Esta parte de la estructura es la que mantendrá el área del foco en una superficie de trabajo estable donde se pueda colocar cualquier dispositivo necesario para llevar a cabo mediciones de la pieza a calentar.

Fue conformada del mismo perfil de aluminio para darle rigidez, intentando que fuese lo más ligera posible. Aunado a ello, se formó una base pequeña de un área mucho menor a la ocupada por la lente donde es posible adaptar alguna base o estructura pequeña donde llevar a cabo distintos experimentos y

prácticas, dejando la posibilidad de alterar las distancias a lo largo de ese plano ubicado al punto máximo donde el foco tiene la menor área y por lo mismo, la mayor concentración energética.

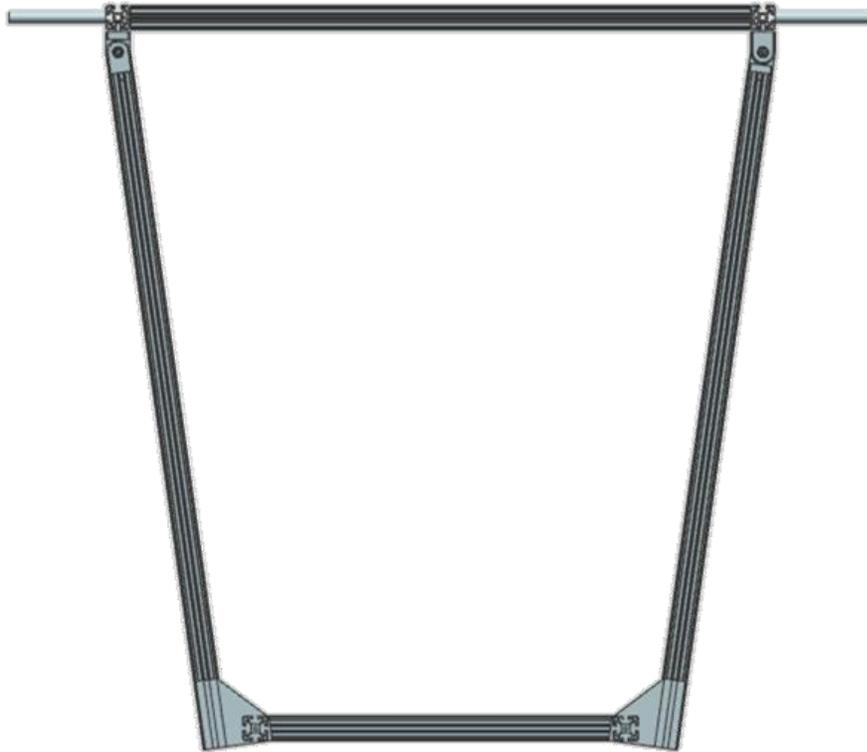


Figura 1.K. Vista lateral de la estructura fijada en el marco de la lente de Fresnel

Junto al desplazamiento antes descrito, también es posible acercar o alejar la base hacia el foco, esto para aumentar el área de contacto o para incrementar o disminuir la concentración de calor en la pieza de trabajo.

Con esta parte se da por concluido el diseño decidido a montar en cuanto a perfil estructural refiere. Dentro de este mismo capítulo se indicaron los materiales y a continuación los accesorios empleados para unir los perfiles y los procedimientos empleados para proteger a la parte de acero de una reacción redox acelerada del material.

1.4.3. Uniones y sujeción

Al trabajar con barras, tubos y perfiles metálicos, es inevitable pensar en la forma como unirlos de la forma más efectiva para que puedan formar la geometría que nos interesa lograr respetando las cargas a las que se verá sometida. Existen muchos procedimientos para llevar a cabo esta unión entre materiales metálicos:

- El roblonado que consiste en el uso de remaches destinados a introducirse a través de las piezas que interesa enlazar, previamente perforadas, de forma que una vez introducido se forme una cabeza que sirva de cierre en la unión. Es aquí cuando el remache toma el nombre de roblón. Esto se consigue utilizando prensas hidráulicas o herramientas de aire comprimido. Aunque se consigue una unión buena y resistente, tienen la desventaja de que una vez fijados, solo su rotura permite la modificación de la unión.²²
- Para formar uniones desmontables, así como el lograr una mayor velocidad de ejecución de las uniones, se emplean tornillos.
- Soldar dos metales de la misma naturaleza o emplear un segundo material que permita unirse al material formando un puente entre ambos.

Debido a su poco dinamismo, el roblonado quedo descartado puesto que se requería que la estructura permitiese, en un momento dado, desmontar y montar fácilmente ciertas partes, ya fuese por traslado, manipulación o por la modificación de alguna de sus partes. De esta forma se presentan los dos procedimientos de sujeción elegidos, explicando el porqué de su elección para ciertas áreas concisas, sus ventajas y desventajas.

- **Soldadura de acero**

Soldar consiste en unir dos piezas de igual o distinta naturaleza mediante una unión entre ellas, casi siempre con la aportación de calor, con algún esfuerzo mecánico o no, con o sin material de aportación, el cual puede tener la misma o distinta composición que los metales a unir.

Existen en la actualidad tres principales maneras de conseguirlo, ya sea con la combustión de algún gas, generalmente acetileno; con la ayuda del paso de una corriente eléctrica aprovechando el efecto Joule o por el calor desarrollado en un arco eléctrico. Por medio de estos tres sistemas se pueden soldar toda clase de metales y aleaciones con muy pocas excepciones.

De estos sistemas los de mayor interés industrial son los derivados del sistema de soldeo por arco, por la relativa facilidad para conseguirla, los bajos costos y los buenos resultados obtenidos. En el caso del material adquirido, la fijación del P.T.R. de acero previsto para la base, resulto ser la más apropiada siendo que esta parte de la estructura se requiera sólida, sin desviaciones y en ningún momento se requerirá desmontarla.

En el uso de uniones soldadas es necesario considerar la forma para aplicar la carga sobre la junta, los materiales en la soldadura y en los elementos que se unirán, además de la geometría de la junta misma. El esfuerzo cortante representa el principal inconveniente en las uniones soldadas, siendo el causante de la gran mayoría de fallas en las mismas. Por esta razón, es posible prever el tipo de electrodo a emplear para conseguir una soldadura lo suficientemente resistente al esfuerzo al que será sometido.

²² Documento de la Jornada Nacional de investigación en edificación, Universidad Politécnica de Madrid, 2007

Aunque más adelante (capítulo 2) se profundiza en el tema, para la elección del electrodo adecuado es necesario el dato de los esfuerzos a los que se verá sometida la base. Esencialmente el peso de la estructura superior será el único esfuerzo a soportar por parte de la base inferior, y será en dos de los cuatro perfiles en donde ira unida con tornillería, dejando las partes soldadas con una carga por igual y repartida, por lo que el esfuerzo cortante es aún menor.

Acero		
Tipo de electrodo	Metales típicos que se unen (grado ASTM)	Esfuerzo cortante admisible [MPa]
E60	A36, A500	124
E70	A242, A441	145
E80	A572, Grado 65	165
E90		186
E100		207
E110		228

Tabla 1.F. Esfuerzos cortantes admisibles sobre soldaduras ²³

Siguiendo el lineamiento que el autor Robert Mott recomienda, teniendo un acero de grado A500, el electrodo recomendado es un E60 que suele ser muy común en las uniones de aceros al bajo carbono, se debe emplear corriente continua en su uso y va colocado en el electrodo positivo.²⁴

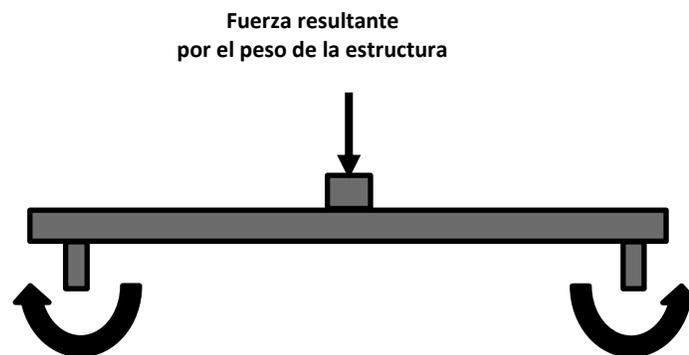


Figura 1.L. Comportamiento de las fuerzas aplicadas a la base inferior

La posición de los P.T.R. también influyen en la distribución de esfuerzos, y al estar en reposo, solo soportando una fuerza que provoca un esfuerzo de torsión hacia los extremos, el cortante resulta muy reducido aun empleando el electrodo más básico para aceros de bajo carbono. Para prevenir un fallo de la parte soldada cabe mencionar que se trasladaron las patas de la base inferior para acortar la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza y los extremos, previniendo aún más la posibilidad de la

²³ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 784

²⁴ INDURA, (2014) Hoja de propiedades físicas y químicas del electrodo AWS E-6010/ E-4310.

<http://www.indura.net/_file/file_1714_6010.pdf>

deformación por parte de los perfiles de acero y, por consiguiente, la aplicación de un esfuerzo en las partes soldadas que pudiese separar la unión.

Soldar la base inferior no conlleva mayores consideraciones que las anteriores, puesto que el peso a soportar en ningún momento excedería el aconsejado por Robert Mott, la referencia considerada. Se tendrían que sobrepasar los 124 [MPa] que además tendrían que ser aplicados en el cordón de soldadura íntegramente para fallar, situación inimaginable para la estructura. La técnica para llevarlo a cabo consistió en un vaivén del electrodo en un ángulo de 45° de la horizontal, para obtener la mejor cobertura y conveniente para el tipo de unión. En la figura de a continuación se muestran algunos movimientos que sirven para realizar costuras a la hora de emplear un electrodo, la usada para el P.T.R. fue la B.

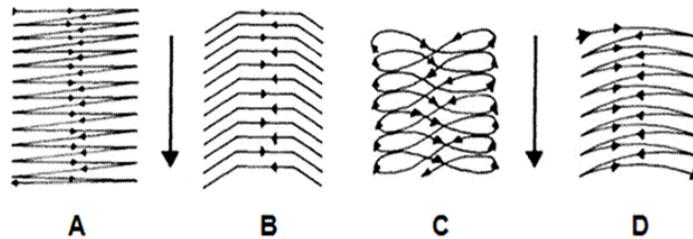


Figura 1.M. Movimientos del electrodo

- **Tornillería**

El método para analizar y diseñar juntas con cargas excéntricas, ósea una carga aplicada a un objeto que no es simétrica respecto del eje central produciendo un momento flector, consiste en determinar las fuerzas que actúan sobre cada tornillo, debido a todas las cargas aplicadas.

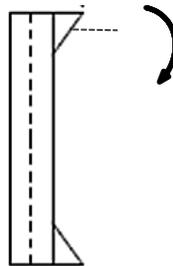


Figura 1.N. Fuerza excéntrica aplicada a una junta atornillada

Al aplicar una fuerza de esta naturaleza, sometemos a esta junta atornillada al corte, porque su peso actúa directamente hacia abajo, sumándole un momento si es que esta unión mantendrá otras fuerzas adicionales a una distancia de la unión, y como sabemos mientras mayor sea esta distancia, el momento incrementa proporcionalmente, que puede terminar por cortar los tornillos.

Grado ASTM	Esfuerzo cortante admisible [MPa]	Esfuerzo de tensión admisible [MPa]
A307	69	138
A325 y A449	121	303
A490	152	372

Tabla 1.G. Esfuerzos admisibles para tornillos²⁵

En el diseño eran bastantes las uniones atornilladas a considerar, pero el análisis de fuerzas viene explicado a detalle en el segundo capítulo, por lo que en esta parte solo se expondra la tornillería empleada junto a medidas y demás consideraciones, para justificar posteriormente los diámetros elegidos, largos y tipos de cuerda.

La tornillería considerada en su mayoría se trata de tornillos, rondanas y tuercas de acero inoxidable, debido a la situación de intemperie a la que se verán siempre expuestos, teniendo esto presente y a sabiendas que un proceso de oxidación fragilizaría el material provocando una falla sin lugar a dudas. La dificultad en el uso de estos, residió en que a pesar de que se fabrican comúnmente, muchas medidas estandarizadas para los aceros comunes fueron difíciles de conseguir en el inoxidable, además de tener un coste más elevado.

Comúnmente el acero inoxidable contiene un 10.5% de cromo, junto a otros elementos aleantes tales como el níquel y el molibdeno. Los grados más utilizados son el 304 y 316 AISI. Estos contienen un 17-18% de cromo y un 8-11% de níquel.

Es interesante ver el comportamiento que este material tiene en comparación con el acero común, ya que, a pesar de compartir algunas propiedades mecánicas, en general el acero inoxidable resulta mucho más frágil en la mayoría de los tipos de esfuerzos aplicables. En algunos tipos de acero inoxidable, se pueden tener resultados importantes tal y como se puede observar en la figura siguiente.²⁶

²⁵ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 780

²⁶ Universidad Politécnica de Cataluña (2010). *Acero Inoxidable*. Barcelonatech. 9

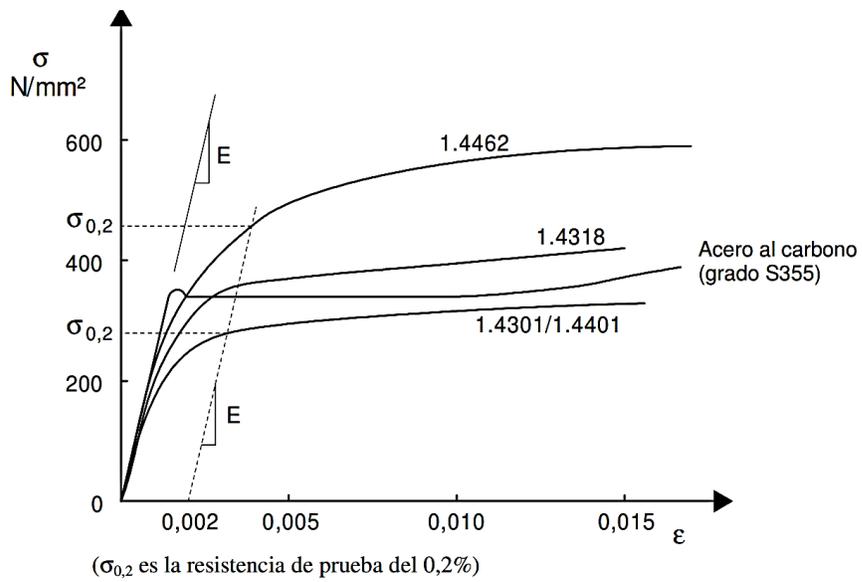


Gráfico 1.A. Curvas tensión-deformación típicas para el acero inoxidable y acero al carbono recocido

Para las juntas atornilladas se empleó tornillería de acero común de grado 10.9, 8.8 y 6.8, todos de cuerda estándar y en cuanto a medidas se pueden visualizar en la tabla 1.H.

Grado del tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (límite elástico) [N/mm ²]	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (Resistencia a la rotura) [N/mm ²]	400	400	500	500	600	800	1000

Tabla 1.H. Valores nominales de f_{yb} y f_{ub} para tornillos

Clasificados para la estructura	A	B	C	D	E	F
Diámetro	M8	3/8 [in]	1/4 [in]	5/32 [in]	M8	5/64
Largo	16 [mm]	150 [mm]	25 [mm]	60 [mm]	80 [mm]	20 [mm]
Cabeza [in]	Allen M5	Hexagonal 1/2	Hexagonal 7/16	Hexagonal 3/8	Allen M5	Cruz
Junta	Unión accesorios con perfil	Unión PTR y jaula radial, y eje superior	Unión PTR y jaula empuje	Unión de PTR	Unión chumacera a perfil	Unión sostén lente con perfil central marco
Material	Acero grado herramienta A2	Acero al carbono 8.8	Acero al carbono 5.6	Acero inoxidable T5	Acero grado herramienta A2	Acero al carbono 5.6

Tabla 1.1. Tornillos empleados en la construcción de la estructura

- **Uniones con grados de libertad**

Anteriormente se comentaron las principales formas de unión que existen para los materiales metálicos, sin embargo, existen variantes o uniones combinadas que permiten tener ciertos grados de movimiento facilitando así algunas aplicaciones a las que tenemos destinados los mecanismos.

Rotar o trasladarse suelen ser los principales movimientos existentes en estos accesorios, que, dependiendo del material, poseen ciertas propiedades mecánicas y físicas.

Para el proyecto se hizo uso de algunos de estos aditamentos que muchos fabricantes facilitan y permiten un rápido ensamble y manipulación de las partes que integran un mecanismo. El proveedor donde se adquirieron los perfiles de aluminio maneja cualquier tipo de conectores y accesorios para ensamble de los mismos perfiles que comercializa y que se presentan a continuación.

- Conector interno para perfil de 40 [mm]

Conector interno corredizo de un lado, para tener la posibilidad de hacer ajustes rápidos a lo largo de un perfil. Los barrenos que tiene son de la medida M8 en donde tiene además un prisionero de cada lado para realizar el ajuste cuando se tenga en la posición necesaria o deseada.

Están fabricados con acero fundido, pero con un procedimiento de galvanizado para aumentar su resistencia a la corrosión.

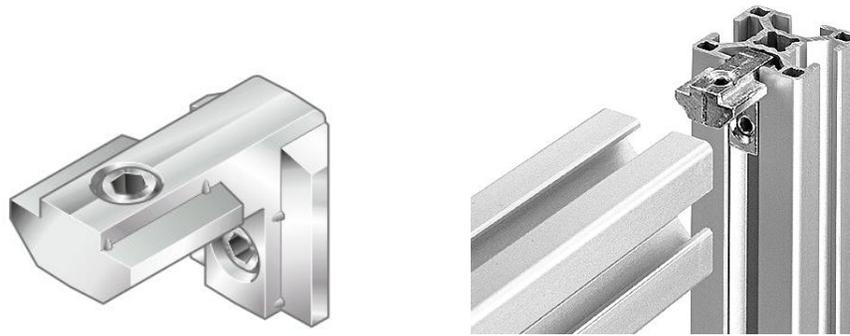


Figura 1.Ñ. Conector interno para perfiles de 40 [mm] de lado, modelo 17-026

- Rotula c/s freno

Una rotula sencilla de 40x40 [mm] para los perfiles utilizados en la estructura. Esta junta resulto muy útil sobre todo en aquellas partes a las que deseaba dar una inclinación como en el caso de los perfiles laterales o en los soportes que sostienen a la estructura central donde se encuentra la pieza. Su versatilidad y facilidad de manejo permitieron alterar el ángulo en variadas ocasiones para ajustar esta variante, sobre todo en el caso de la estructura central en donde dependiendo de este ángulo es posible modificar la altura de la base y acercarla o alejarla del foco de la lente de Fresnel.

La rotula está fabricada en aluminio fundido a presión (diecast aluminum) niquelado, contando así con una protección adicional a la corrosión. En cuanto a la parte de fijación, todas estas fabricadas a base de acero galvanizado con un cromado transparente, esto por cuestión de resistencia mecánica.

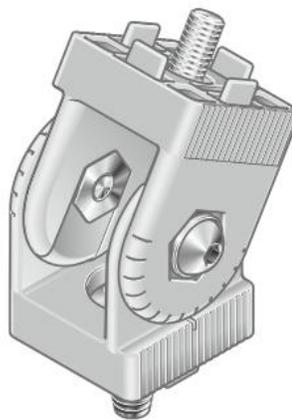


Figura 1.O. Junta estandarizada para perfiles de 40 [mm] modelos 23-010 y 23-014

Cabe aclarar que algunos de estos accesorios cuentan con una palanca de apriete para una fácil modificación del ángulo que tiene la parte móvil de la junta, mientras que otros no la tienen pues se intentó aligerar los costos ya que en el caso de las juntas que sostienen los postes, al tener el ángulo indicado, convenía ya no se alteran, y de necesitarse se puede emplear una llave tipo Allen. El giro que permite la junta sobre pasa los 0 y 180°.

- Tuerca T con balín

Tuerca con perfil tipo T que además cuenta con un balín que le ayuda a mantener presión en las ranuras con las que cuentan los perfiles, manteniendo su posición dentro de la misma. Están fabricadas con acero galvanizado.



Figura 1.P. Tuerca T con balín par perfiles de 40 [mm] modelo 20-058

- Pie nivelador

Accesorio que sirvió para ajustar la altura de la estructura y darle un asentamiento firme en el suelo, el cual funciona a partir de un tornillo que es el que permite introducir más o menos el pie en la estructura para alterar esta altura.

El vástago con la cuerda está fabricado en acero galvanizado, unas tienen 80 [mm] de longitud y otras 60 [mm], terminando en una semiesfera que va incrustada en la base plástica con 40 [mm] y 80 [mm] de diámetro.

Cuatro de estos pies se colocaron en la base inferior y ayudan a la estructura a mantener la horizontal para darle la mayor estabilidad posible, las otras que son las de mayor longitud están situadas en el P.T.R. central de la misma base inferior para darle más apoyo a este perfil y evitar una deformación por fatiga.

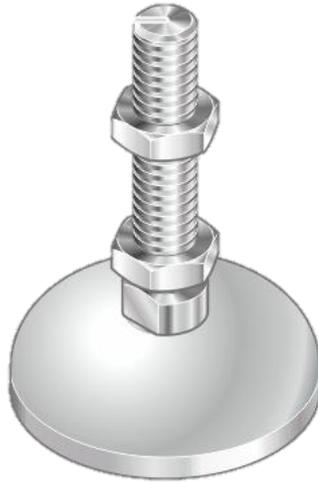


Figura 1.Q. Pie nivelador modelo 21-008

- Placa ranurada

Para finalizar esta parte, un material empleado que no se trata de algún accesorio fuera de lo común, y de hecho no es más que una placa de aluminio, salvo que esta ranurada y con un corte que le da vista, lista para montar. La aplicación que se le dio es para la base donde va montada la pieza, soportar los perfiles que forman dicha base y sujetar los soportes que van al marco de la lente.

El material es aluminio anodizado como ya se dijo anteriormente, con un grosor considerable de 6.4 [mm] y barrenos de 9 [mm]. Las dimensiones son algo complejas para explicar literalmente por lo que se muestran en un esquema del fabricante.

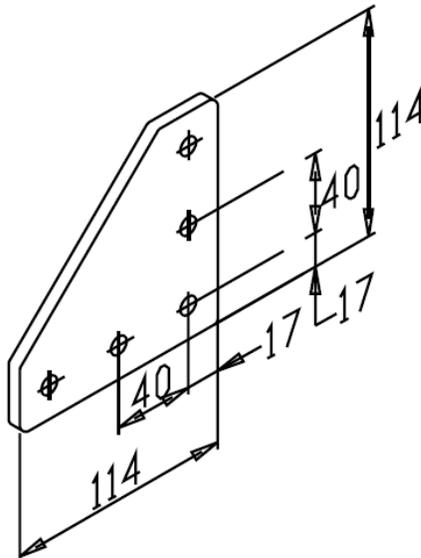


Figura 1.R. Esquema con medidas de la placa de aluminio modelo 20-109

1.4.4. Materiales y métodos de protección contra la corrosión en el acero

El acero es un material muy versátil dentro del ámbito ingenieril y de la construcción. Desafortunadamente tiene tendencia a herrumbrarse, un fenómeno que causa que la superficie adquiera una apariencia desagradable y, que, con el tiempo, contribuya a que el producto falle. Por esta razón es que el acero se protege utilizando una gran diversidad de métodos, que van desde la formación de aleaciones internas hasta el revestimiento con pinturas y/o recubrimientos metálicos.

La corrosión es un proceso electroquímico que, en el caso del acero, oxida al hierro que hay en el acero y causa que éste se vuelva más delgado con el tiempo. La oxidación ocurre como resultado de la reacción química que hay entre el acero y el oxígeno. El oxígeno está presente siempre en el aire o puede estar disuelto en la humedad que existe en la superficie del acero. Durante el proceso de formación de herrumbre, el acero se consume verdaderamente durante la reacción de corrosión, ya que el hierro se convierte en productos de corrosión, es decir, simplemente regresa a su forma original y de más baja energía de óxido de hierro.²⁷

Este fenómeno lo podemos observar en cualquier material que no se encuentra en su forma natural, ya que toda la materia siempre busca su estado de menor energía, pero en el caso de materiales como el aluminio la capa de óxido que se forma en la superficie es homogénea y crea una barrera natural que protege al material en su interior de continuar con la transformación. Por el contrario, el acero forma escamas irregulares que exponen a material interior al oxígeno, prosiguiendo el proceso hasta acabar por transformar todo el acero en óxido de hierro. Afortunadamente, se pueden aplicar revestimientos al acero de una manera muy económica para que quede lo suficientemente protegido de la corrosión.

Existe una gran cantidad de formas de frenar la corrosión del acero²⁸:

- **Uso de acero inoxidable en lugar de acero al carbono convencional.** Acero inoxidable es acero al carbono convencional mezclado con otros metales como níquel y cromo. Sin embargo, el coste del acero inoxidable hace que éste no sea práctico para un uso diario, excepto para pequeños elementos de ajuste como pernos y tuercas.
- **Recubrir el acero con zinc.** El recubrimiento de acero con zinc es un procedimiento que se conoce generalmente como galvanizado y es la forma más normal de proteger pequeños objetos como anillas de amarre, bolardos fabricados con tubos, pernos, mordazas, cadenas, grilletes, tuberías de agua, etc. Los materiales a recubrir se sumergen normalmente en un baño de zinc fundido en talleres especializados. Una vez un objeto se ha sumergido en zinc en caliente no se debe realizar ningún trabajo de soldado, corte o taladrado, ya que esto destruiría la integridad del recubrimiento de protección.

²⁷ ASTM International. (2006). Cómo protegen los revestimientos metálicos al acero. 14 de junio de 2015, de ASTM International Sitio web: <http://www.astm.org/SNEWS/SPANISH/Q206/q206aprdallynside.html>

²⁸ Departamento de Pesca y Acuicultura. (2004). Construcción y mantenimiento de puertos y desembarcaderos para buques pesqueros. 05 de enero 2015, de Depósito de documentos de la FAO Sitio web: <http://www.fao.org/docrep/003/v5270s/V5270S08.htm>

- **Recubrir el acero con plásticos especiales.** El recubrimiento del acero con plásticos especiales resistentes al desgaste constituye otra forma de protección contra la corrosión; sin embargo, el alto coste que implica el proceso de recubrimiento hace que este método no sea práctico.
- **Pintar el acero con pinturas especiales.** El pintar el acero utilizando pinturas especiales es el método más común de proteger grandes estructuras de acero. Las superficies que se van a pintar se deberán limpiar cuidadosamente. La capa inferior deberá consistir en un imprimador basado en zinc. La segunda y tercera capas deberán consistir en una pintura de epoxi sobre base de brea.
- **Proteger el acero con ánodos de zinc (protección catódica).** Los ánodos de zinc se utilizan para prolongar más aún la vida útil de estructuras de acero sumergidas en agua del mar como, por ejemplo, pilones de acero, pontones, flotadores metálicos, etc. Los elementos de aluminio, en contacto con acero húmedo, quedan expuestos también a la corrosión galvánica.

Existen métodos mejores que otros, que conllevan una desatención mayor o un mantenimiento en un tiempo mucho más prolongado pero este hecho incrementa el costo significativamente, aparte de que conseguir realizarlos es mucho más complejo. Por estas razones, se decidió el empleo de acero inoxidable para mucha de la tornillería empleada para la unión de juntas de la estructura, además del uso de tornillería de acero galvanizado.

Por el lado del P.T.R., se usó una protección por medio de la aplicación superficial de Primer y el uso de empaques y/o sellos de hule, para evitar la filtración de humedad en los barrenos realizados en el material y los extremos de los perfiles que se encuentran al descubierto.

El caucho empleado para las tapas laterales de los perfiles de P.T.R. es caucho estireno butadieno, el cual resulta el material más empleado en la industria automotriz por su resistencia y alta permeabilidad. Resulta más efectivo, además de más económico en su uso como sello a comparación del caucho natural.

Propiedades	Caucho natural	SBR
Rango de dureza	20 - 90	40 – 90
Resistencia a la rotura	Buena	Regular
Resistencia abrasiva	Excelente	Buena
Resistencia a la compresión	Buena	Excelente
Permeabilidad a los gases	Regular	Buena

Tabla 1.J. Comparación del caucho natural y el SBR²⁹

Ya que el uso que se le dio es meramente para aislar a la superficie interna del perfil de acero de la humedad a la que se verá expuesta indefinidamente, y siendo un material fácil de conseguir, manipular,

²⁹ TextosCientificos.com. (2005). CAUCHO SBR. 09 de enero de 2015, de TextosCientificos.com Sitio web: <http://www.textoscientificos.com/caucho/sbr>

de bajo costo y fácil de adaptar al P.T.R., se prefirió el SBR. Se partió una tira larga de 2.5" de ancho y un largo de aproximadamente 30".

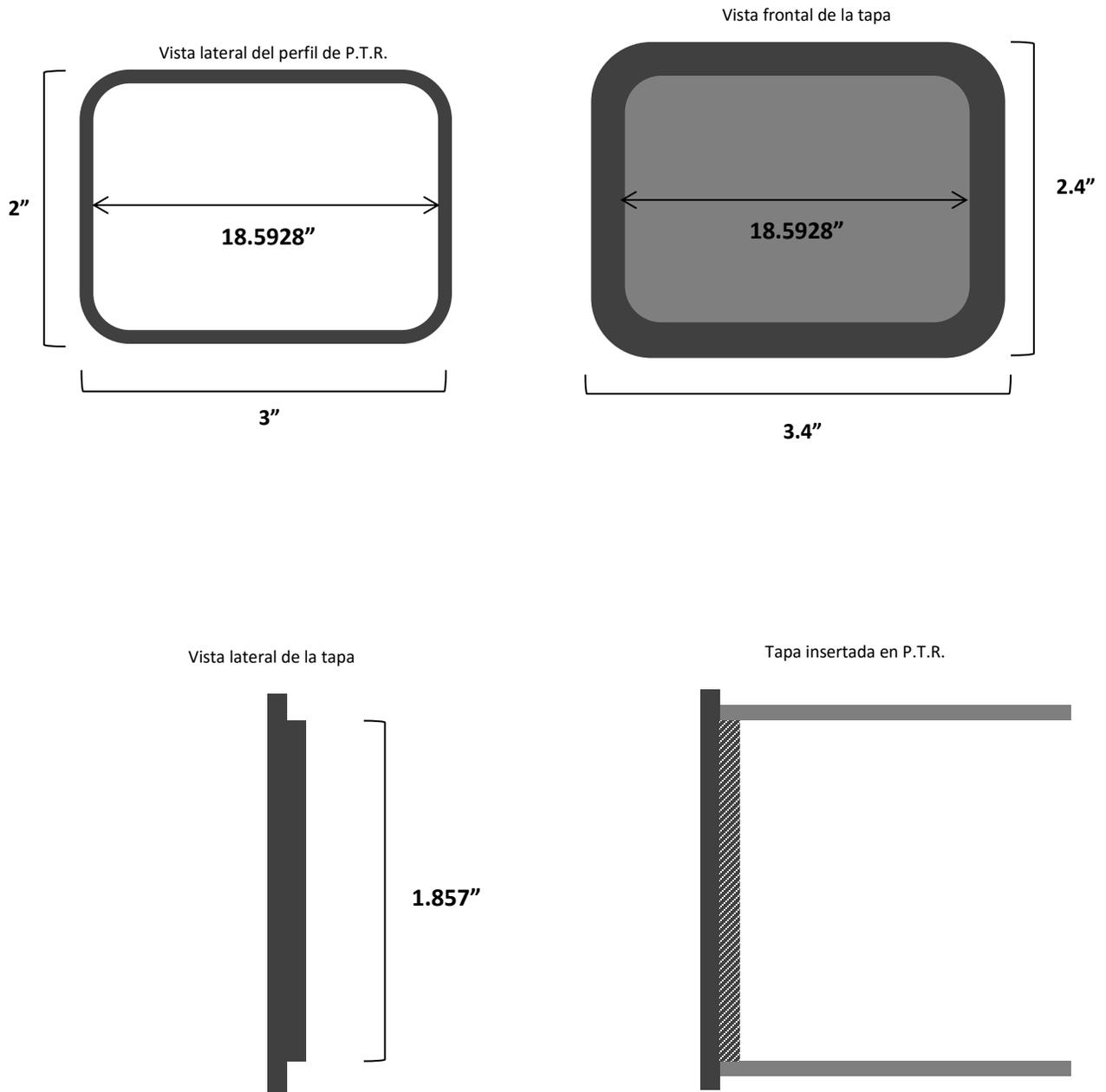


Figura 1.S. Tapa diseñada y ensamblada para los perfiles de acero

Las tapas consistieron en dos tramos de este material, uno de 3.4" x 2.4" y otro de 18.6" x 1.86", a los cuales se les lijo ligeramente en su superficie para dejar expuesto el material interno, ya que externamente tenían un terminado brillante y resbaladizo, posiblemente por cuestión de estética. Una vez realizado esto, se procedió a unirlos con adhesivo de Poliuretano, ya que es el adhesivo que se

emplea comúnmente en la industria automotriz para fijar tapicería y estos hules/sellos, por su gran adhesividad una vez seco, alta permeabilidad y fuerte resistencia al agua.

La forma que se le dio fue únicamente de un escalonado para poder introducir la parte de menor dimensionado al interior del perfil con sus 2 [mm] de grosor, y usar el que tenía una dimensión mayor para sellar por fuera teniendo así un doble sello desde el interior del perfil y aumentando el área de contacto del adhesivo, teniendo garantizada su correcta fijación. Cubriendo esto, garantizo la durabilidad del material por mucho más tiempo, siempre y cuando la parte externa también se encuentre correctamente protegida contra la humedad.

El recubrimiento superficial del perfil de acero fue a base de un Primer de la marca Sherwin Williams de su línea Krylon, el cual se empleó en presentación de aerosol de secado rápido y que funcionó, tal y como el fabricante describe, de manera eficiente. Para su correcta aplicación se llevó a cabo la preparación superficial que especifica el fabricante, realizando una limpieza de la superficie, sin humedad ni rastros de polvo u otros materiales que pudiesen afectar el terminado que este producto presenta bien realizada su aplicación. El uso de este se prefirió puesto que la aplicación de un primer convencional requiere mayor preparación y el uso de una compresora de aire. El fabricante recomienda un secado de por lo menos 30 minutos para la manipulación de la pieza, se dejó secar a la sombra 1 día completo y se le aplicó a cada barra de perfil dos manos, por lo que el estimado de grosor de la película administrada es de aproximada mente 0.03 [mm]. Se emplearon 1.244 [g] para cubrir toda la base, inferior y superior, posteriormente se utilizaron 622 [g] más para la protección de las chumaceras y tornillería. Este tipo de primers (alquidalicos) se recomiendan para condiciones donde el material donde se aplicó se encuentre inmerso continuamente, además de que no resiste productos como éter, cetonas, gasolinas, etc. No recomienda su aplicación en concreto, galvanizado o depósitos de zinc, y especifica que no se recomienda su uso en exposiciones superiores a 60 [°C].³⁰

Con esto se finaliza lo referente a los materiales usados en la construcción de la estructura, una vez planteado el diseño a emplear que es como se partió en este segundo capítulo, pero para poder constatar que este diseño funciona, previo a llevar a cabo la manufactura y construcción es necesario comprobar las ideas con algunos cálculos y demostraciones. Siguiendo la metodología tomada como base por parte del autor Robert L. Mott en su libro Diseño de elementos de Máquinas para conseguir un adecuado diseño que cumpla con los requisitos fijados, se prosiguió con el planteamiento de las fuerzas que intervendrán en el sistema, sus repercusiones de acuerdo a los materiales elegidos para la estructura, su comportamiento y correcciones consideradas después de los resultados obtenidos de estos cálculos. En el próximo segundo capítulo también se presenta el diseño realizado de los contenedores de los rodamientos elegidos para el proyecto.

³⁰ Sherwin Williams. (2011). Aerosol Acrílico de Secado Rápido KRYLON Línea K05, K03, K015, K029. 2 de julio de 2015, de Sherwin Williams Sitio web: <http://www.sherwin.com.mx/pdf/productos/krylon/bt-krylon.pdf>

CAPITULO SEGUNDO

CONDICIÓN ESTÁTICA Y ELEMENTOS MECÁNICOS DE MOVIMIENTO EN LA ESTRUCTURA

Al diseñar algo, es necesario tener la seguridad de que los componentes y sistemas no fallaran, por esta razón la seguridad es un factor muy importante para un diseño. Para saber si el diseño está correctamente planteado fue necesario saber el nivel de esfuerzo al que están sometidos los componentes y partes bajo condiciones razonables, para impedir que algo se rompa o deforme y deje de hacer su función adecuadamente.

Comprendido esto, es importante comprender que las fuerzas que se involucran en un diseño deben anticiparse, y tenerse muy en cuenta al momento de plantear alguna sujeción o el uso de algún material, por esto en el capítulo 1 se mostraron las características de los materiales, su naturaleza y propiedades mecánicas para no incurrir en un error de diseño que afecte el funcionamiento del proyecto.

Dentro del análisis de esfuerzos de un diseño, un punto importante es determinar el punto, que soporta el máximo nivel de esfuerzo. Para esto, se siguieron las recomendaciones que el autor Mott da en la representación de un elemento de esfuerzos simple como un cubo del elemento ubicado en la zona donde se presentan los esfuerzos significativos.

Tenemos entonces los esfuerzos directos; tensión y compresión, los cuales se representan con una “ σ ” y se diferencian por el signo, el cual es comúnmente empleado de positivo para los esfuerzos normales en tensión y negativos para los de compresión.

Cuando tenemos una carga externa uniformemente distribuida a través de su área transversal, la magnitud del esfuerzo puede obtenerse por medio de la fórmula del esfuerzo directo³¹:

$$\sigma = \text{fuerza/área} = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Para poder utilizar esta fórmula es necesario que se cumplan algunas condiciones:

- El elemento debe ser recto
- La línea de acción de la carga debe pasar por el centroide de la sección transversal del elemento.
- El elemento debe tener una sección transversal uniforme donde se calcule el esfuerzo
- El material debe ser homogéneo e isotrópico
- Al haber compresión, el elemento debe ser corto para evitar pandeo para con esto es posible calcular también la deformación que sufre un elemento³²:

³¹ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 90

³² Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 92

$$\delta = \frac{\sigma L}{E} \quad (4)$$

Donde δ es la deformación del miembro que soporta la carga axial, L la longitud original total del miembro y E el módulo de elasticidad del material.

Dentro del análisis de esfuerzos también podemos encontrarnos con fuerzas que tienden a cortar el elemento y se les conoce como esfuerzo cortante directo. Se representa con un “ τ ” y se calcula de la siguiente manera³³:

$$\tau = \text{fuerza de corte/área al corte} = \frac{F}{A_{\tau}} \quad (5)$$

Para el análisis realizado fue importante también conocer el par de torsión, ya que en el diseño propuesto se tienen tres ejes en rodamientos³⁴:

$$T = \frac{P}{n} \quad (6)$$

Donde P es la potencia (se mide en watts o Nm/s), n la velocidad de giro [rad/s] y T el par de torsión.

Cuando tenemos un momento de torsión en un elemento, este tiende a deformarlo al tratar de rotarlo, lo que provoca un esfuerzo cortante en el mismo. La diferencia de este esfuerzo cortante es que su distribución no es uniforme en la sección transversal. Su cálculo es el siguiente³⁵:

$$T_{\max} = \frac{Tc}{J} \quad (7)$$

³³ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 92

³⁴ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 94

³⁵ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 95

Donde c es el radio de la superficie externa del eje, J el momento polar de inercia (el cual dependerá de la geometría que tenga el eje) y cabe resaltar que, al tener un esfuerzo cortante torsional, la superficie externa es la que sufre la deformación máxima.

2.1. Análisis de fuerzas en la estructura

De acuerdo a la metodología para analizar un sistema de fuerzas, es necesario conocer la naturaleza de estas fuerzas que intervienen en dicho sistema, las condiciones de movimiento que se tienen y la naturaleza de las reacciones que aparecen por las condiciones antes mencionadas.

Por ende, se realizó un análisis para cada parte de la estructura por separado, pero considerando las condiciones que se tienen. Antes de pasar a ello en el punto 3.2., se procedió a dibujar la estructura completa para determinar cuáles son estas zonas de interés, puesto que solo en algunas regiones, existe un mayor riesgo de falla tenido precisamente en juntas y uniones de componentes, que es donde suelen ocurrir estas fallas.

Los diagramas de cuerpo libre son un instrumento fundamental en el estudio de la mecánica. La naturaleza de los diagramas de cuerpo libre es muy simple. Se trata de un dibujo que representa el cuerpo en estudio, en el que se señalan sus características geométricas y las fuerzas externas que actúan sobre él.

Se llaman de cuerpo libre porque debe dibujarse sobre el cuerpo en estudio, aislado del resto. Y una de las claves en su correcta elaboración es la palabra "externas"; un diagrama de cuerpo libre de ningún modo incluye todas las fuerzas que actúan sobre un cuerpo, sino solamente las que otros cuerpos ejercen sobre él.³⁶

³⁶ Juan Ocariz Castelazo. (2000). Diagramas de cuerpo libre ¿puede dibujarlos cualquiera? México: UNAM. <http://dcb.fi-c.unam.mx/users/juanoc/apuntes/cuerpo_libre.pdf>

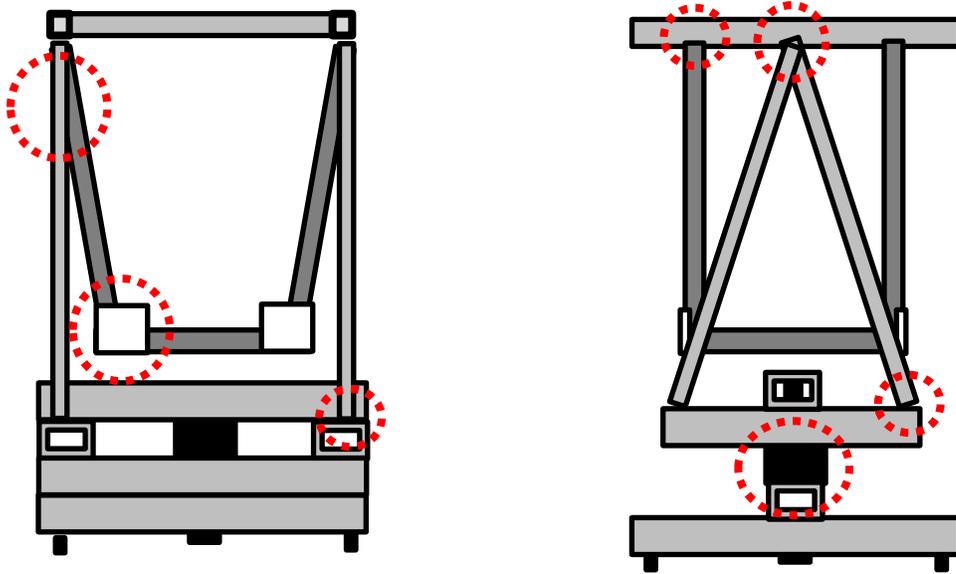


Figura 2.A. Ubicación de las zonas de la estructura analizadas en el apartado 3.2 y 3.4

2.2. Condición estática del sistema

Para realizar el análisis de esfuerzos de un cuerpo es necesario comenzar por definir la condición en la que este se encuentra en un momento dado.

La forma de interpretar la condición de trabajo en una maquina o mecanismo se basa únicamente en si es que este realiza su función estáticamente o dinámicamente, ósea sin movimiento o uno muy leve, o un movimiento continuo y repetitivo.

La estructura construida tiene un movimiento dado por dos ejes separados pero que mantendrán a la lente siempre apuntando directamente hacia el Sol, por lo que podríamos decir que el mecanismo trabaja en un movimiento continuo, ininterrumpido (durante las horas de Sol) y repetitivo, claramente una condición dinámica. Analizando el movimiento que este tendrá, es evidente que siendo su finalidad la de enfocarse siempre de lleno al Sol su movimiento tendrá siempre la misma velocidad con la que este atraviesa la bóveda celeste en el tiempo útil que se le dará al dispositivo y que se aproxima a unas cuatro a seis horas para tener un máximo aprovechamiento de los rayos solares.

Retomando el análisis del día, que es el movimiento que percibimos por parte del Sol, esta únicamente afectado por la posición respecto a la latitud donde se haya la Ciudad de México en el planeta, ya que es la rotación del planeta la que nos dictamina la duración de un día y, por lo tanto, la percepción de velocidad en nuestra estrella. La tierra gira sobre su propio eje a razón de unos 1, 613 [Km/h] en la latitud de 15 N, lo que serían unos 0.448 [Km/s] y unos 0.000448 [m/s]. Esta cifra nos dice que el mecanismo posee movimiento y está a razón de esta velocidad, sin embargo, resulta insignificante y para fines de practicidad en el análisis, se consideró que la estructura no se mueve y que su condición es estática.

Según el autor Goicolea Jaime, la estática o equilibrio de sistemas se define como:

“Se dice que un sistema material está en equilibrio cuando todas sus partículas se encuentran en reposo, y permanecen en el mismo estado de reposo”.³⁷

Y para que esta condición se verifique que se cumplieren una serie de condiciones:

1. Para un sistema sometido a un conjunto de fuerzas dadas, establecer la existencia de una o más posibles configuraciones de equilibrio y determinar éstas.
2. Analizar la estabilidad de las posiciones de equilibrio. El concepto de estabilidad consiste en garantizar si ante pequeñas perturbaciones respecto de la posición de equilibrio se mantiene el movimiento próximo a dicha configuración, o si por el contrario se aleja indefinidamente de la misma.
3. Para un sistema en una configuración geométrica determinada, determinar las acciones necesarias (tanto en lo que respecta a fuerzas activas como a reacciones) para el equilibrio y su estabilidad.

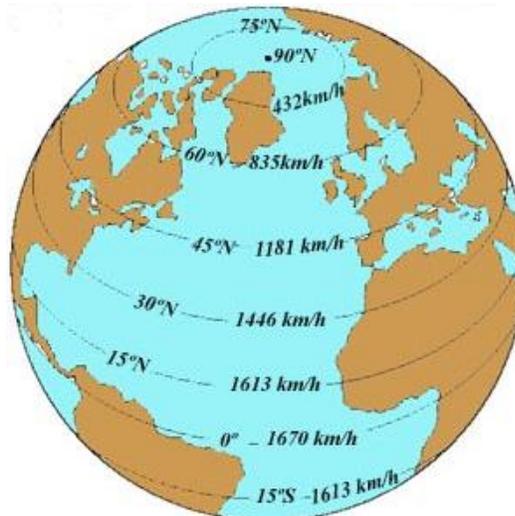


Figura 2.B. Velocidades de la superficie terrestre a distintas latitudes

Para satisfacer estas condiciones implicadas para considerar a un cuerpo o mecanismo en equilibrio, fue necesario satisfacer dos principales condiciones estáticas, que ΣF sea 0, lo que quiere decir que no todas las fuerzas aplicadas en este cuerpo, en todas direcciones, al sumarse su condición sea nula, y que ΣM de igual manera debe ser nula. Satisfaciendo estas, estamos garantizando el equilibrio del sistema que es lo que me concierne presentar a continuación, el cálculo de todas las fuerzas y reacciones que intervienen en la estructura en su condición estática para además de garantizar la condición, equilibrio y estabilidad, verificar que los materiales sean capaces de soportar las fuerzas a las que son sometidas.

³⁷ José María Goicolea Ruigomez. (2011). Curso de Mecánica Vol I y II. 29 de enero de 2015, de Universidad Politécnica de Madrid Sitio web: http://w3.mecanica.upm.es/~goico/mecanica/libro/mecanica-e_goicolea2010.pdf

2.3. Esfuerzos en las juntas de la estructura

Como se puede visualizar en la figura 2.A., las zonas de la estructura que presentan una posibilidad de dañarse, separarse o romperse debido a falla son juntas y uniones de las diferentes barras, perfiles, chumaceras y rodamientos.

Analizando de arriba hacia abajo, se inició por analizar los perfiles que sirven de base para la superficie donde se ubica el foco generado por la lente de Fresnel. Esta zona es la que menor fuerza soporta, pero también es en la que las fuerzas mantienen un equilibrio debido a los cuatro perfiles que la sostienen y la unión está dada únicamente por tornillería.

A continuación, el análisis está enfocado a la junta superior de los cuatro perfiles al marco de la lente, donde la unión está dada por unos accesorios adquiridos con el distribuidor de los perfiles de aluminio y que permiten rotar el perfil, conveniente para el diseño en análisis. Debido a ello, se analizó la unión de los cuatro perfiles al accesorio y de este, al perfil que forma parte del marco de la lente de Fresnel.

En este nivel se encuentra uno de los análisis más importantes para cualificar el diseño de la estructura, la junta del marco de la lente a las chumaceras superiores. La atención aquí proviene de que se tiene una rotación por parte de la lente que a su vez traslada a los cuatro perfiles y, por consiguiente, la superficie del foco, generando un momento que requiere ser analizado. El otro aspecto a analizar es que el eje soporta el peso de la estructura que le corresponde cargar.

Posteriormente bajamos hasta la unión de los postes al perfil de acero, junta que también posee estos accesorios que permiten rotación. El análisis está enfocado al momento generado por los cuatro postes que se genera por el peso que soportan y está concentrado hacia dentro de la estructura misma.

Finalmente es posible visualizar en la figura 2.A. una zona inferior, que es donde se ubican las chumaceras que se diseñaron y evidentemente los rodamientos en su interior, diseño explicado más adelante en el capítulo 3, pero en esta sección solo se analizara la fuerza total aplicada en esta área para tenerla referenciada en análisis posteriores.

2.3.1. Junta de los cuatro perfiles internos y la superficie del foco

En este ensamble se tiene una doble unión por parte de dos perfiles de aluminio con la placa ranurada que funciona como niveladora del punto focal y que están sostenidos con tornillos M8 con un largo de 25 [mm] y de acero niquelado, mientras que los perfiles están unidos con escuadras internas de acero niquelado con ayuda de un par de prisioneros de 1/16 de diámetro uno en cada lado.

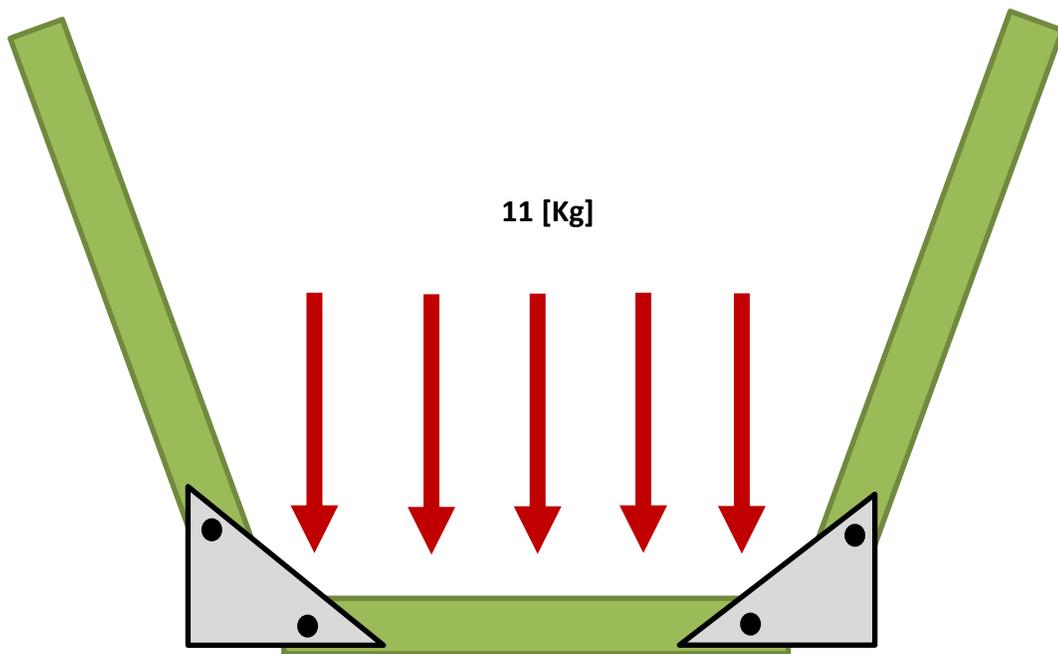


Figura 2.C. Fuerza soportada por la estructura central

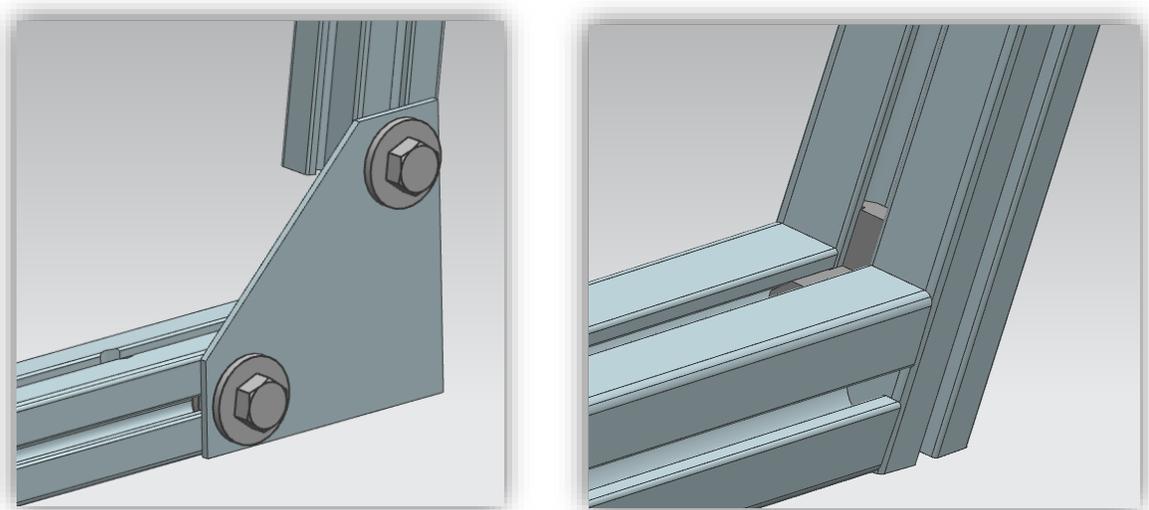


Figura 2.D. Uniones atornilladas entre las placas de unión y los perfiles

La fuerza principal que tienen esos sostenes es el peso de la parte central de esta estructura (flecha roja), esta fuerza provoca las respectivas reacciones en las juntas, principalmente un esfuerzo lineal de corte (flechas negras) y un torque antihorario.

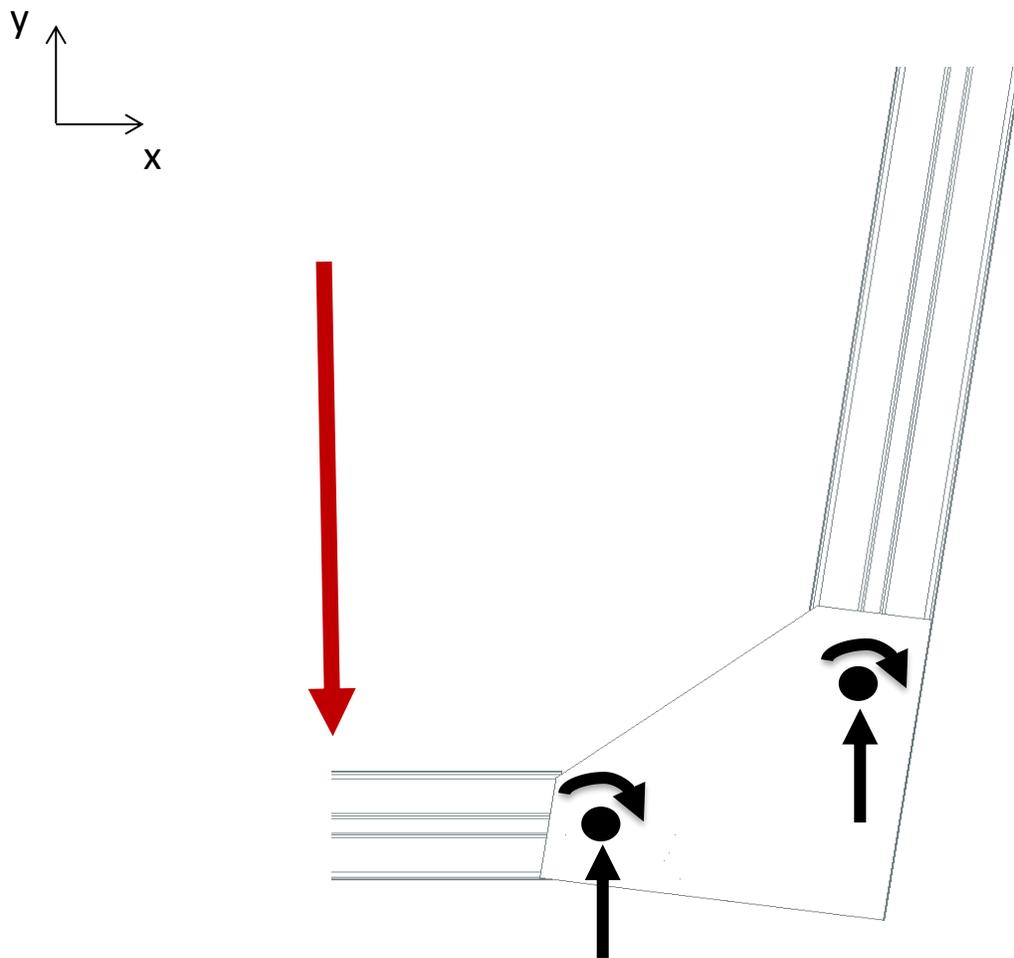


Figura 2.E. Diagrama de fuerzas de la junta entre la superficie del foco y uno de los perfiles que lo sostiene.

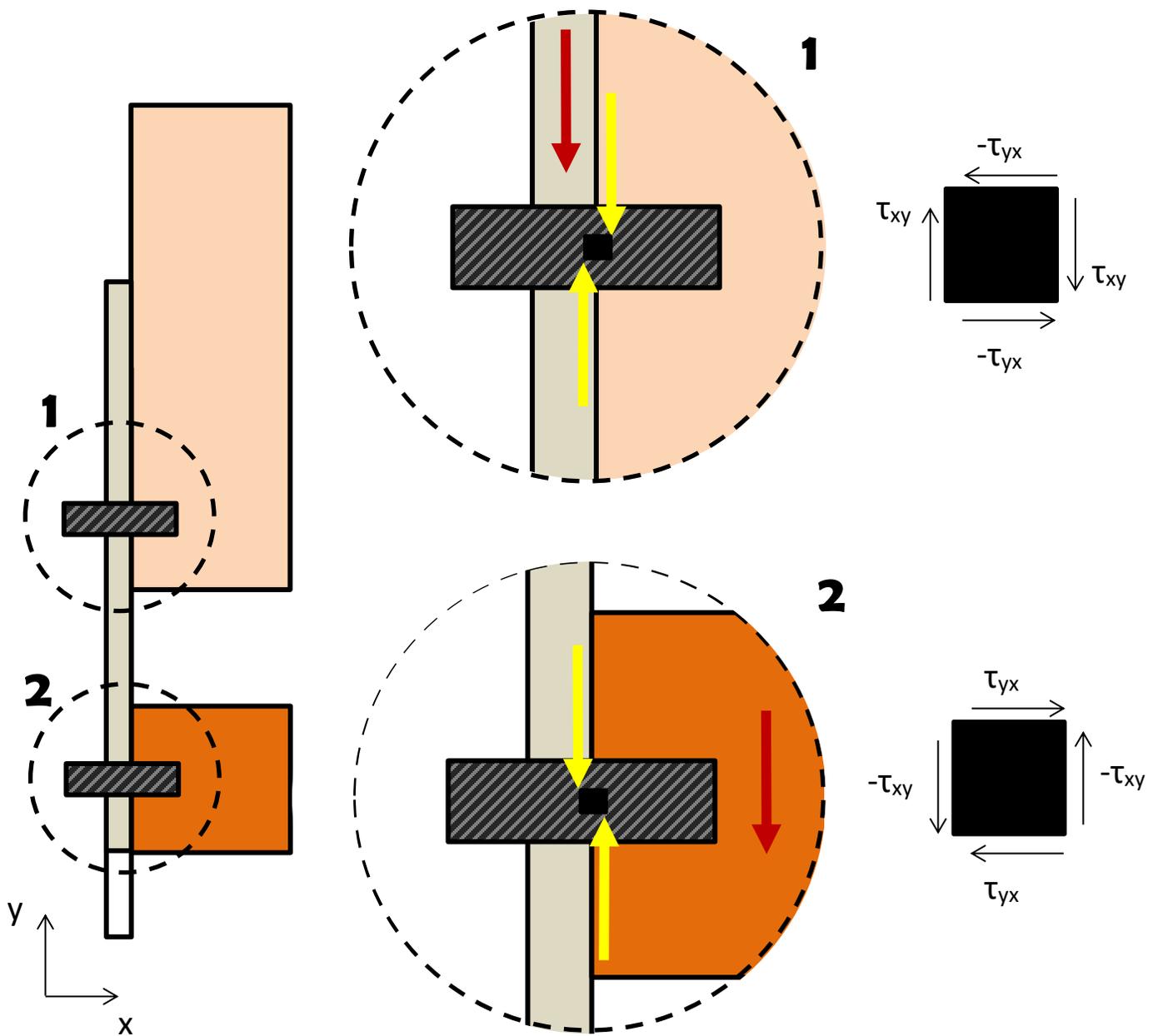


Figura 2.F. Diagrama de cuerpo libre en vista lateral

Siendo que la unión de esta junta es meramente atornillada, se procedió a realizar un análisis para una junta de esta naturaleza en donde se especifica que cuando un tornillo está solicitado en dirección normal a su eje por un esfuerzo cortante τ_{xy} , este esfuerzo que lo solicita no podrá ser mayor que el menor de los dos valores siguientes:

- La resistencia a cortante del tornillo, F_v, R_d
- La resistencia a aplastamiento de la pieza en la zona contigua al tornillo, F_b, R_d

Considerando que el plano de corte pasa por la parte roscada del tornillo, la resistencia a cortante $F_{v,Rd}$ viene dada por la expresión siguiente, según la calidad del tornillo:

$$F_{v,Rd} = \frac{(0.5) (f_{ub}) (A_r)}{\gamma_{Mb}} \quad (8)$$

Donde A_s es el área resistente a tracción del tornillo; f_{ub} es la tensión última a tracción del tornillo y γ_{Mb} es el coeficiente parcial de seguridad.

Para poder realizar la comparación, primero se calculó el cortante que se tiene presente debido al peso de los perfiles. La fuerza total dependerá del peso que adicional al de los perfiles, que futuramente se le acondicione a esta área, por lo que partiendo del peso que el fabricante facilita de los perfiles, en esta parte se tienen cuatro perfiles, 2 de 620 [mm] y 2 de 753 [mm].

Tenemos entonces:

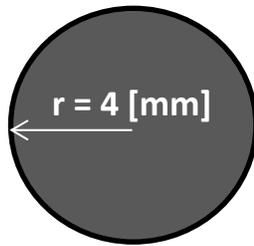
$$(2)(0.62 + 0.753) = 2.746 \text{ [m]}$$

Si:

$$(1.5 \text{ [Kg/m]})(2.746 \text{ [m]}) = 4.119 \text{ [kgf]} = 107.87315 \text{ [N]}$$

Este representa el peso de las barras que forman la superficie donde se encuentra el foco que produce la lente de Fresnel. Se consideró que encima tendremos una serie de sensores, la probeta de acero, etc., por lo que se tomó la precaución de considerar hasta una carga de 2.5 veces el peso de la estructura por lo que promediando este peso para simplificar el cálculo, se calculó un total de 11 [kg] de peso.

En cuanto al tornillo se tomó el área del corte como la del diámetro de la parte no roscada del mismo, lo que vendría siendo una barra redonda:



$$A = \pi r^2 = \pi (4 \text{ [mm]})^2 = 50.265 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Por lo que el esfuerzo al corte promedio es:

$$\tau = F/A = 11 \text{ [kgf]} / 50.265 \text{ [mm}^2\text{]} = 0.2188 \text{ [kgf/mm}^2\text{]}$$

Obtenido este esfuerzo, se procedió con la resistencia a cortante del tornillo con la ecuación 8:

$$F_{v,Rd} = \frac{(0.5) (f_{ub}) (A_r)}{\gamma_{Mb}}$$

El valor para f_{ub} es posible obtenerlo de la tabla 1.H. en el capítulo anterior.

El coeficiente de seguridad es una medida tomada según el material empleado para la sujeción y para los tornillos se considera de 1.25.

Consultando tablas y sabiendo el grado del tornillo utilizado, que es de 8.8, se utilizó un grado menor para el cálculo. Tenemos que:

$$f_{ub} = 600 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \gamma_{Mb} = 1.25$$

$$A_r = 0.58 \text{ [cm}^2\text{]} = 58 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Sustituyendo tenemos:

$$F_{v,Rd} = \frac{(0.5) (600 \text{ [N/mm}^2\text{]}) (58 \text{ [mm}^2\text{]})}{1.25}$$

$$F_{v,Rd} = 13920 \text{ [N]}$$

Ahora para la resistencia a aplastamiento de la pieza $F_{b,Rd}$:

$$F_{b,Rd} = \frac{(2.5) (\alpha) (f_u) (d) (t)}{\gamma_{Mb}} \quad (9)$$

$$\alpha = \frac{e_1}{3(d_0)} \quad (10)$$

Donde

d : diámetro del tornillo

t : espesor de la chapa

e₁: distancia al extremo frontal

d₀: diámetro del agujero

f_u: resistencia a tracción de la chapa

Sustituyendo valores:

$$\alpha = \frac{15 \text{ [mm]}}{3(9 \text{ [mm]})} = 0.555$$

$$F_{b,Rd} = \frac{(2.5)(0.555)(430 \text{ N/mm}^2)(8 \text{ [mm]})(18 \text{ [mm]})}{1.25}$$

$$F_{b,Rd} = 68731.2 \text{ [N]}$$

Obtenidos estos valores, solo resto obtener el promedio para el área donde se tiene el cortante para obtener los promedios en medidas de fuerza por unidad de área:

$$F_{v, Rd} = 13920 \text{ [N]} / 50.265 \text{ [mm}^2] = 277 \text{ [N/mm}^2]$$

$$F_{b, Rd} = 68731.2 \text{ [N]} / 50.265 \text{ [mm}^2] = 1368 \text{ [N/mm}^2]$$

Comparando:

$$\tau = 2.1457 \text{ [N/mm}^2\text{]} < F_{v, Rd} = 277 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \text{y} \quad F_{b, Rd} = 1368 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Por lo que es más que evidente que la unión es capaz de soportar el peso contemplado y mucho más sin tener presente a corto plazo un fallo por parte del tornillo que se encarga de la unión de la junta. Además, cabe resaltar que el peso total no será soportado por un solo tornillo, puesto que el peso está repartido entre los cuatro extremos que forman el cuadrado superficial de esta base focal.

Es verdad que en esta junta está presente un momento provocado por el peso de los perfiles, pero al tratarse de una unión atornillada y por la distribución del peso total, el único esfuerzo que provocaría una falla es el cortante que se analizó, por lo que fue posible concluir que la elección de materiales y de tornillería es la adecuada para su uso en esta parte de la estructura.

Para cortar el tornillo usado en esta junta necesitaría cargarse con aproximadamente 1420 [Kgf], y antes de que esto suceda, alguna otra parte de la estructura terminaría por fallar, por lo que definitivamente estas juntas no tendrán inconveniente alguno.

La siguiente junta a analizar posee dos tipos de uniones, una es por parte de los brazos con ayuda del accesorio que permite el giro del elemento y que a su vez sostienen la base analizada anteriormente. Esta unión está conformada por cuatro en total, para distribuir el peso en los dos perfiles del marco donde están unidas, por lo que la fuerza que existe viene de estos cuatro perfiles.

La otra unión es del eje superior con el marco de la lente, una de las juntas críticas debido al peso que soporta y el efecto que se produce al tener una unión en línea a la mayor altura que la estructura alcanza.

El análisis se presenta por separado, puesto que las juntas son independientes a pesar de estar sujetas al mismo perfil.

2.3.2. Junta de los brazos con el marco de la lente

Como ya se reseñó, la junta presentada en realidad son cuatro uniones separadas a lo largo de los dos perfiles laterales del marco de la lente de Fresnel. La separación está dada por la barra inferior de la base donde se ubica el foco, quedando de un aproximado de 753 [mm] de distancia y lo ancho del perfil que le da esa proporción al marco, aproximadamente 1050 [mm].

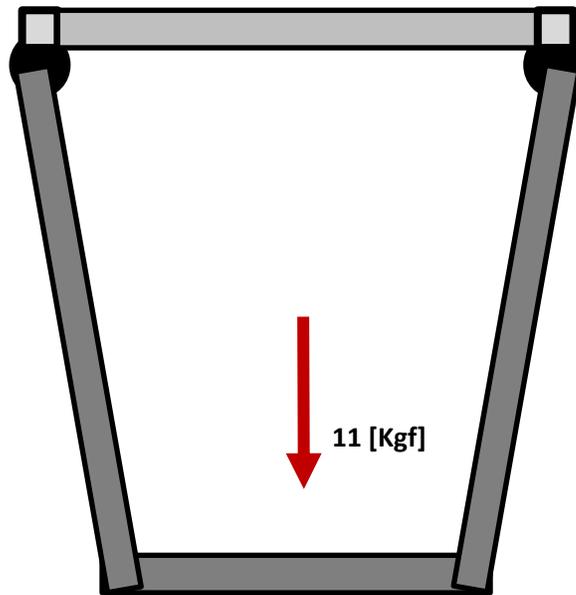


Figura 2.G. Diagrama de la sujeción de perfiles superior y la concentración de la fuerza.

La unión está dada por una junta capaz de girar hasta 180 grados y tornillos de grado 6.8 acero galvanizado, y un diámetro de 8 [mm] con un largo de 20 [mm]. El par de tornillos atraviesan al accesorio por un barreno que posee y se sujeta al marco por medio de otros accesorios de acero, que son tuercas T y le permite trasladarla a través del largo del perfil.

Debido a que el fabricante facilita el dato de la resistencia permisible para esta junta, se asumió como tal, que es de aproximadamente 100 [Kgf], el material del que está fabricada la parte donde se encuentran los tornillos y barriles, es de Zinc, mientras que lo demás está fabricado en acero.

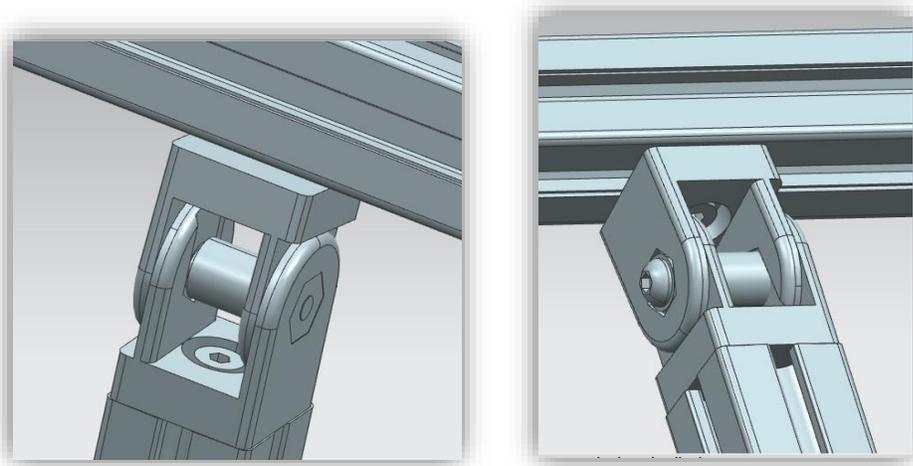


Figura 2.H. Sujeción de los perfiles que forman al marco y los que sostienen la superficie focal

Tenemos entonces que la base sujeta a estos brazos en su parte inferior, lo que impide que estas giren, ya que el momento queda en equilibrio y se anula al mantenerse a la misma altura. Lo que resto en esta junta fue el saber si la unión de los tornillos es la mejor para no tener una deformación.

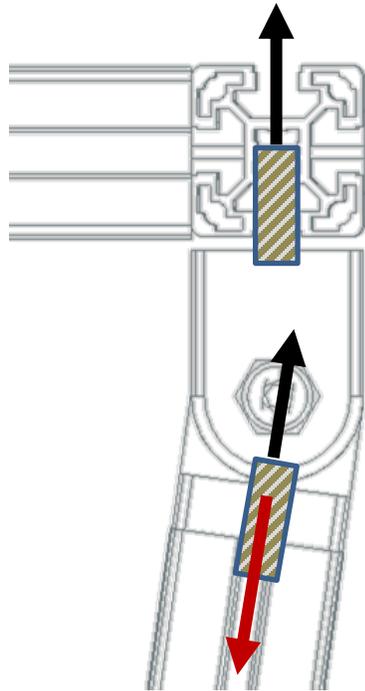
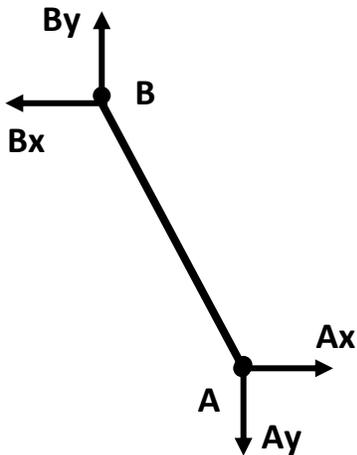


Figura 2.1. Diagrama de la sujeción de perfiles que forma parte del marco de la lente, el perfil que sostiene a la superficie del foco y el accesorio que los une.

Con esto, se muestra el calculado realizado, a continuación, de la fuerza del peso soportado considerando los 11 [Kg] contemplados en el análisis anterior:

$$(1.5 \text{ [Kg/m]})(4.510 \text{ [m]}) = 6.765 + 11 = 17.765 \text{ [Kgf]} = 174.21 \text{ [N]}$$

A partir de un planteamiento por medio del método de nodos se comprobó que, al existir esta distancia de los brazos, la fuerza no se ve afectada, y la resultante viene dada meramente por el peso de los perfiles que están relacionados.



$$A_y = 107.8732 \text{ [N]}$$

Tenemos la sumatorias de las fuerzas conocidas y las reacciones en las juntas:

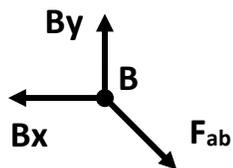
$$\Sigma F_x = -B_x + A_x = 0$$

$$\Sigma F_y = B_y - 107.8732 \text{ [N]} = 0 \quad \text{donde} \quad B_y = 107.8732 \text{ [N]}$$

$$\Sigma M_b = 0 = -107.8732(0.215) + A_x(1.1063) \quad \text{donde} \quad A_x = 20.7945 \text{ [N]}$$

Lo que infiere que $B_x = 20.7945 \text{ [N]}$

Analizando el nodo B:



$$\Sigma F_y = B_y - F_{ab} (\text{sen } 82.24) = 0$$

$$107.8732 \text{ [N]} - F_{ab} (\text{sen } 82.24) = 0 \quad \text{donde} \quad F_{ab} = 108.87 \text{ [N]}$$

La diferencia entre fuerzas es insignificante, por ello que se optara por la simple suma de pesos.

Conocida la fuerza, ahora presento el análisis sobre la sujeción del tornillo.

Tenemos en esta junta una unión donde el tornillo se encuentra solicitado en la dirección de su eje por un esfuerzo de tracción la cual nombrare F_{tr} , y para evitar alguna falla, este no debía ser mayor que el menor de los dos valores siguientes:

- La resistencia a tracción del tornillo F_{trt}
- La resistencia a punzonamiento de la pieza bajo la tuerca o bajo la cabeza del tornillo, B_{pt}

La resistencia a tracción de un tornillo se calcula de la siguiente manera:

$$F_{trt} = \frac{(0.9)(f_{ub}) (A_s)}{\gamma_{Mb}} \quad (11)$$

Dónde:

- A_s es el área resistente a tracción del tornillo
- f_{ub} es la tensión última a tracción del tornillo
- γ_{Mb} es el coeficiente parcial de seguridad

El valor de f_{ub} es posible tomarlo de la tabla 3.2.1.A. mientras que A_s es un valor obtenido de interpolar los valores de la siguiente tabla:

DIAMETRO (mm)	A_s (mm ²)	GRADO			
		4.6	5.6	8.8	10.9
12	84.3	24.28	30.35	48.56	60.7
16	157	45.22	56.52	90.43	113.04
20	245	70.56	88.2	141.12	176.4
22	303	87.26	109.08	174.53	218.16
24	353	101.66	127.08	203.33	254.16
27	456	131.33	164.16	262.66	328.3

Tabla 2.A. Tabla con la resistencia a tracción de diferentes grados y diámetros de tornillos en Kn.

El valor de γ_{Mb} es una constante que depende únicamente del tipo de sujeción empleado, siendo para tornillería de 1.25.

Sustituyendo valores:

$$F_{trt} = \frac{(0.9)(600 \text{ [N/mm}^2\text{]}) (400 \text{ [mm}^2\text{]})}{1.25}$$

La resistencia a punzonamiento B_{pt} , de una chapa de espesor t , sobre la que actúa un tornillo sometido a tracción, viene dada por la siguiente expresión:

$$B_{pt} = \frac{\pi (0.6)(d_m)(t)(f_u)}{\gamma_{Mb}} \quad (12)$$

Dónde:

$B_{p,Rd}$: es la resistencia al punzonamiento de la chapa;

f_u : es la resistencia a tracción del material de la chapa;

d_m : es el menor diámetro medio entre los círculos circunscrito e inscrito a la tuerca o a la cabeza del tornillo;

t : es el espesor de la placa bajo la cabeza del tornillo o bajo la tuerca.

Sustituyendo valores:

$$B_{pt} = \frac{\pi (0.6)(13 \text{ [mm]})(1 \text{ [mm]})(137.2931 \text{ [N/mm}^2\text{]})}{1.25}$$

$$B_{pt} = 2641.43 \text{ [N]}$$

Comparando:

$$174.21 \text{ [N]} < B_{pt} = 2641.43 \text{ [N]} \quad \text{pero es} > F_{trt} = 172.800 \text{ [N]}$$

Como es evidente, una sujeción donde el esfuerzo que tenemos va en línea con el eje de un tornillo ocasiona una problemática debida principalmente a que la firmeza en la unión dependerá del material y del acabado de la tuerca y la cuerda. Aunque se obtuvo un valor menor al esperado, y que provocaría una falla en el sistema, afortunadamente la sujeción en cuatro soportes que reparten el esfuerzo total evitan que el fallo se presente, aunque de tener solo una junta como fue el cálculo, seguramente la cuerda hubiera fallado provocando rotura del tornillo o deformación del mismo.

2.3.3. Junta con el eje superior

Este análisis requirió mayor cuidado, puesto aquí el requerimiento es mucho mayor que en las juntas anteriores.

Tenemos entonces la unión del perfil que forma parte del marco de la lente, el cual por si solo se trata de cuatro perfiles de más de un metro de longitud adicionando el peso anterior de la estructura que sostiene a la base donde se localizara el área de trabajo del concentrador solar. El perfil tiene una ranura de lado a lado por donde pasa el eje, que a su vez está posicionado en una chumacera que le facilita el giro y lo mantiene firme, puesto que la chumacera va empotrada a los postes laterales.

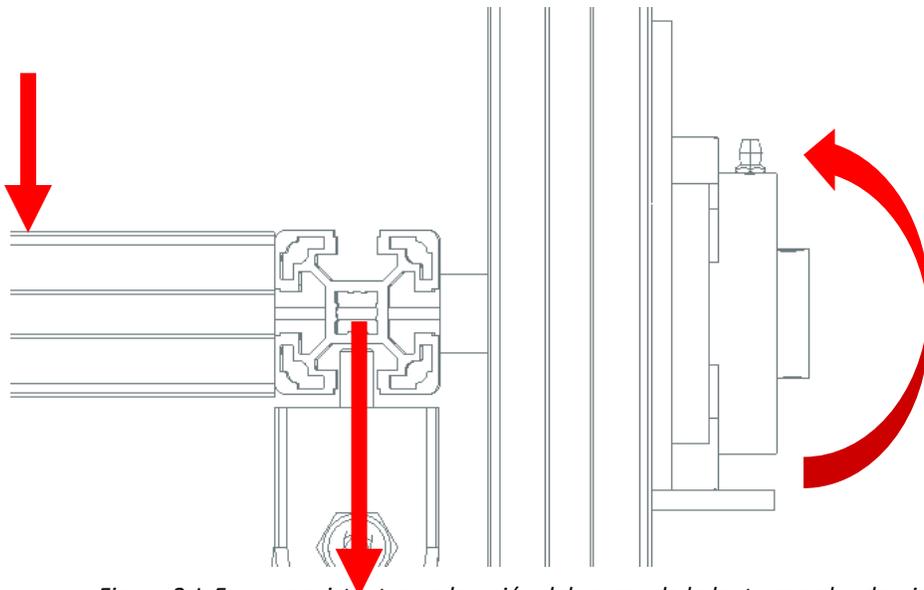


Figura 2.J. Fuerzas existentes en la unión del marco de la lente con el rodamiento

La unión de los perfiles está dada por escuadras de acero galvanizado que permiten el desplazamiento de uno de los extremos al que se conecta.

Dentro de este análisis se tuvieron dos reacciones que bien se pueden concentrar en un solo planteamiento, pero siendo que lo que se tenía es que el torque que se tiene en el eje era muy poco y a lapsos, el sistema se consideró estático. Siendo de esta manera, lo más importante que se debía tener en cuenta es que el eje manufacturado resistiera la fuerza que tendría que cargar en todo momento, manteniendo la linealidad para que el equilibrio de fuerzas no tendiera a sobrecargar un lado más que el otro.

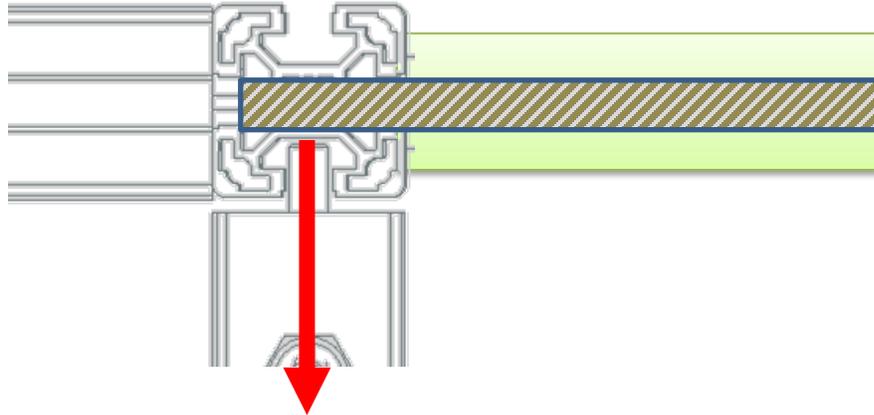


Figura 2.K. Vista del eje que une el marco con el rodamiento y los postes externos

La manufactura del eje se realizó pensando en fijarlo al perfil con ayuda de un tornillo de alta resistencia y una tuerca con balín y la forma del perfil.

Tenemos entonces una fuerza resultante que actúa produciendo un cortante sobre el eje, específicamente sobre el tornillo que lo atraviesa, y un momento.

La resultante se obtuvo, como se ha venido haciendo, sumando los pesos de los perfiles y los adicionales contemplados, siendo que el marco está conformado por 2 perfiles de 1495 [mm] y 2 más de 1025 [mm].

$$(1.5 \text{ [Kg/m]})(5.040 \text{ [m]}) = 7.56 + 6.765 + 11 = 25.325 \text{ [Kgf]} = 248.3534 \text{ [N]}$$

De esta manera la resultante del peso de todos los perfiles involucrados y que debe soportar el tornillo contemplado es de 248.35 [N], pero había que calcular el cortante que este peso provoca en el eje. Para el diseño de ejes, cuando están hechos de aceros dúctiles, se analizan por la teoría del esfuerzo cortante máximo.

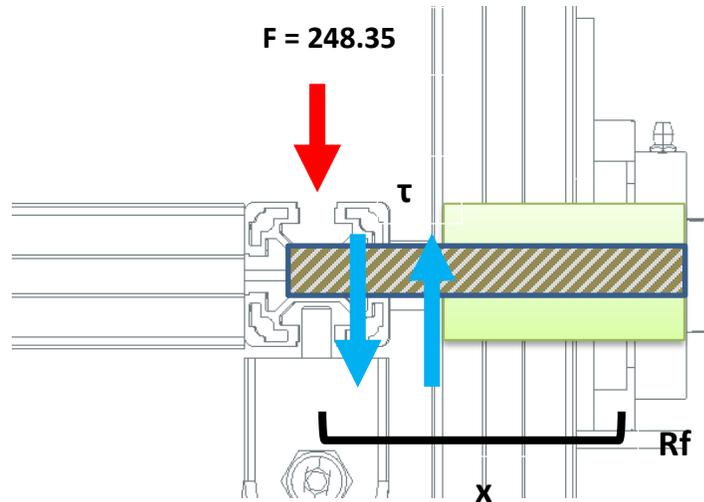


Figura 2.L. Fuerzas y esfuerzos de la junta formada por el eje, la chumacera y el marco de la lente de Fresnel

En el esquema anterior, se representan las fuerzas que intervienen en el sistema y las reacciones que hay. Siendo que la fuerza la hemos obtenido anteriormente, se obtuvo la reacción que prevalece en el rodamiento, nombrado aquí como punto Rf.

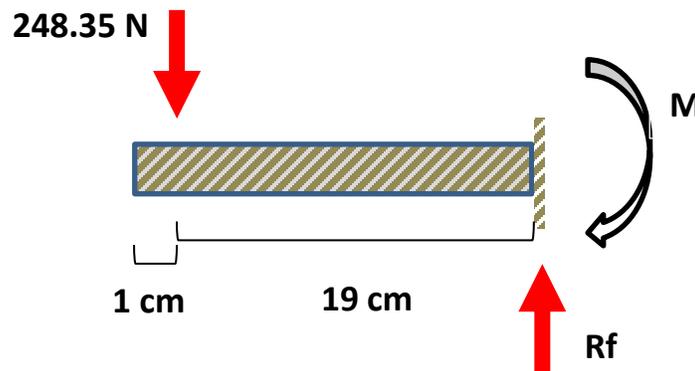


Figura 2.M. Diagrama de cuerpo libre del tornillo que forma parte del eje superior

Tenemos entonces que:

$$\Sigma M = 0$$

$$-M_{Rf} + 248.35(0.19) = 0$$

$$M_{Rf} = 47.1865 \text{ Nm}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-248.35 + R_f = 0$$

$$R_f = 248.35$$

Se obtuvo así que el punto Rf tiene que soportar un momento y una fuerza con esos valores. Regresando al cálculo del cortante, tenemos que su naturaleza es de un cortante simple, por lo que el valor es:

$$\tau = F/A = \frac{248.35 \text{ [N]}}{\pi(0.003965 \text{ [m]})^2} = 5, 132, 258.73 \text{ [N/m}^2\text{]} = 5, 132.25 \text{ [kN/m}^2\text{]}$$

El valor anterior corresponde al promedio cortante existente en el área de corte del tornillo, respecto al valor del máximo cortante del tornillo, el cual cabe mencionar es grado 10.9 con un diámetro de 5/16".

$$\tau_t = \frac{24.28 \text{ [kN]}}{\pi(0.003965 \text{ [m]})^2} = 486, 573.146 \text{ [kN/m}^2\text{]}$$

Realizando la comparación entre ambos valores, es evidente que la elección es la correcta en cuanto al tipo de tornillo empleado para funcionar como eje en esta sección del dispositivo. Existen entonces dos ejes de la misma naturaleza, uno en cada extremo sirviendo de unión entre los soportes empotrados a la base rotatoria y el marco de la lente.

El cálculo anterior contempla únicamente la posición de reposo de la estructura, en la que se encuentra cuando ninguna fuerza externa se ve inmiscuida, pero resulta que esta posición no será la que tenga casi en ningún momento, por lo que me fue necesario plantear la situación más crítica posible a presentarse al posicionarse la estructura en vista al Sol; el alba y el ocaso.

En esta posición se tienen los mismos elementos, pero las fuerzas cambian de dirección, al igual que las reacciones y momentos presentes. El interés de este nuevo análisis se centró únicamente en comprobar que el eje que se calculó resistirá este cambio de posición, que es la parte crítica del ensamble.

Tenemos entonces:

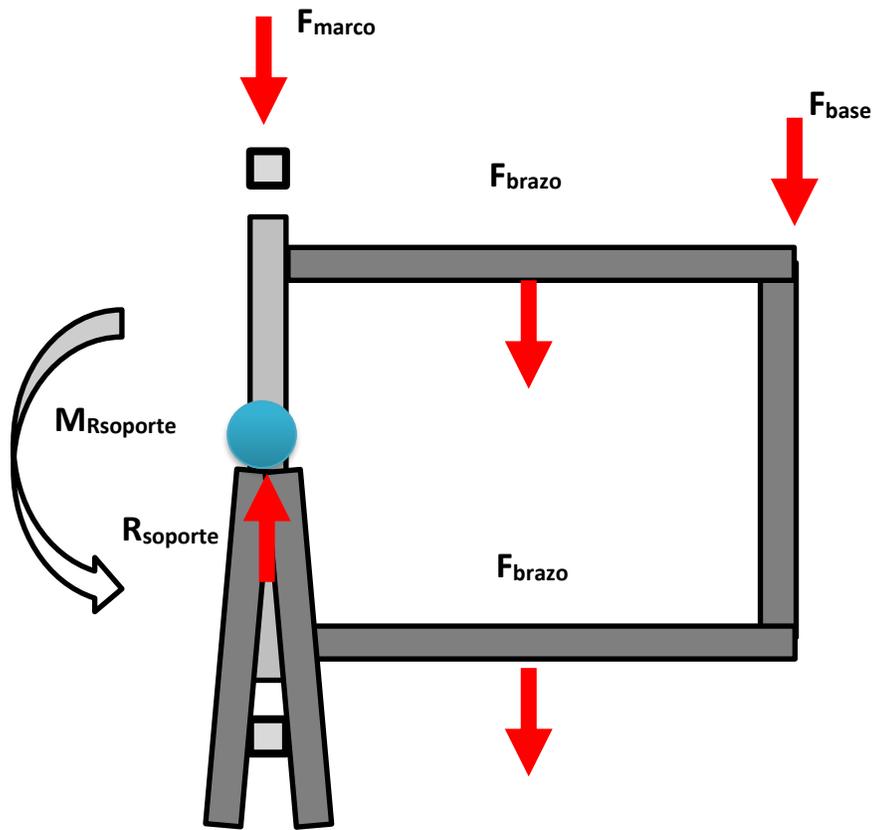


Figura 2.N. Vista de las fuerzas y reacciones de los elementos al rotar el marco de la lente

Donde la F_{base} tiene una carga de aproximadamente 11 [kg], la distancia entre este punto y el soporte es de 1.1275 [m], además, aunque en el esquema de arriba se visualice solo en dos dimensiones, contamos con más perfiles, por lo que al calcular las fuerzas resultantes es necesario considerarlas.

Con estos datos se calculó la $R_{soporte}$ y el momento del sistema:

$$\begin{aligned} \Sigma M &= 0 \\ -108 \text{ [N]} (1.1275 \text{ [m]}) - 2(66.34 \text{ [N]})(0.5637 \text{ [m]}) - 74.13 \text{ [N]}(0 \text{ [m]}) + M_{Rsoporte} &= 0 \\ M_{Rsoporte} &= 196.57 \text{ [Nm]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 \\ R_{soporte} - 7.56 \text{ [kg]} - 11 \text{ [kg]} - 2(6.765) \text{ [kg]} &= 0 \\ R_{soporte} &= 32.09 \text{ [kg]} = 314.7 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Al cambiar la posición de la canasta central, adicionalmente al esfuerzo cortante y axial que el eje debe soportar, surge una nueva condición a cumplir; la torsión.

La torsión para una barra rígida está dada por:

$$\tau_{xy} = \frac{16 (T)}{\pi d^3} \quad (13)$$

Donde T es el momento torsor y d el diámetro de la barra. Puesto que ya contamos con los datos, procedemos a sustituir:

$$\tau_{xy} = \frac{16 (196.57 \text{ [Nm]})}{\pi (0.00793 \text{ [m]})^3} = 2, 016, 102 \text{ [kN/m}^2\text{]}$$

Según la norma del país de Venezuela 1753:1987 Estructuras de concreto amado para edificaciones³⁸, el límite de torsión para el acero de refuerzo es de 41.187 [kN/cm²], ósea unos 411,870 [kN/m²], valor muy por debajo para el calculado como el necesario en la estructura. El hecho es que con estos valores es casi seguro que el material no hubiese soportado esta situación de esfuerzos, pero en el caso mucho más apegado a la realidad, el mecanismo prácticamente nunca trabajara con ese grado de inclinación sino todo lo contrario, al tener la mayor cantidad de radiación cuando el sol se encuentra lo más vertical posible sería el momento de trabajar con la lente de Fresnel, no pasando de los 40 grados de inclinación de acuerdo a la horizontal lo que disminuye considerablemente el cortante debido al momento generado por la inclinación de 90 grados. Además de que el eje al estar en contacto directo con el perfil comparte la carga del cortante a la que se vería sometido el tornillo en el anterior supuesto.

Con la modificación únicamente del diámetro del eje al final el valor de τ es de 102 [kN/m²], un valor aceptable cuatro veces menor que el proporcionado por la constructora venezolana.

2.3.4. Junta de la base superior y los postes laterales externos

La unión de esta parte está compuesta como ya se dijo en el punto 2.3., por el perfil de aluminio, el P.T.R. de acero y el accesorio que permite el giro del perfil de 0 hasta 180 grados.

³⁸ FONDONORMA. (2006). PROYECTO Y CONSTRUCCIÓN DE OBRAS EN CONCRETO ESTRUCTURAL. 25 de febrero de 2015, de FONDONORMA Sitio web: http://www.funvisis.gob.ve/archivos/pdf/normas/norma_dise%C3%B1o_concreto_vigente/Covenin%201753-2006%20Proyecto%20Construccion%20Obras%20Concreto%20Estructural.pdf

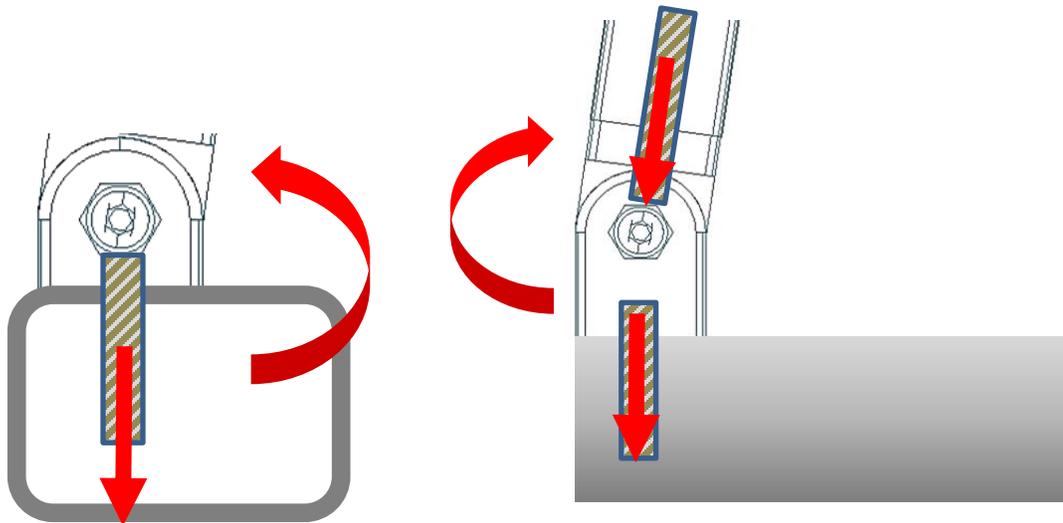


Figura 2.Ñ. Fuerzas en la junta de los postes externos y la base superior

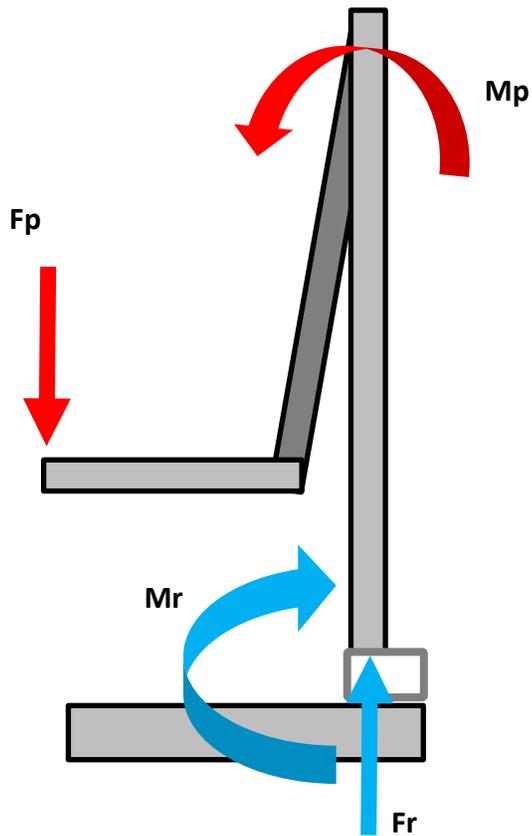


Figura 2.O. Diagrama de cuerpo libre de la mitad de la estructura superior

La unión de esta junta está dada por los mismos accesorios de unión que los que emplee para unir los perfiles del marco con los sostenes de la superficie focal.

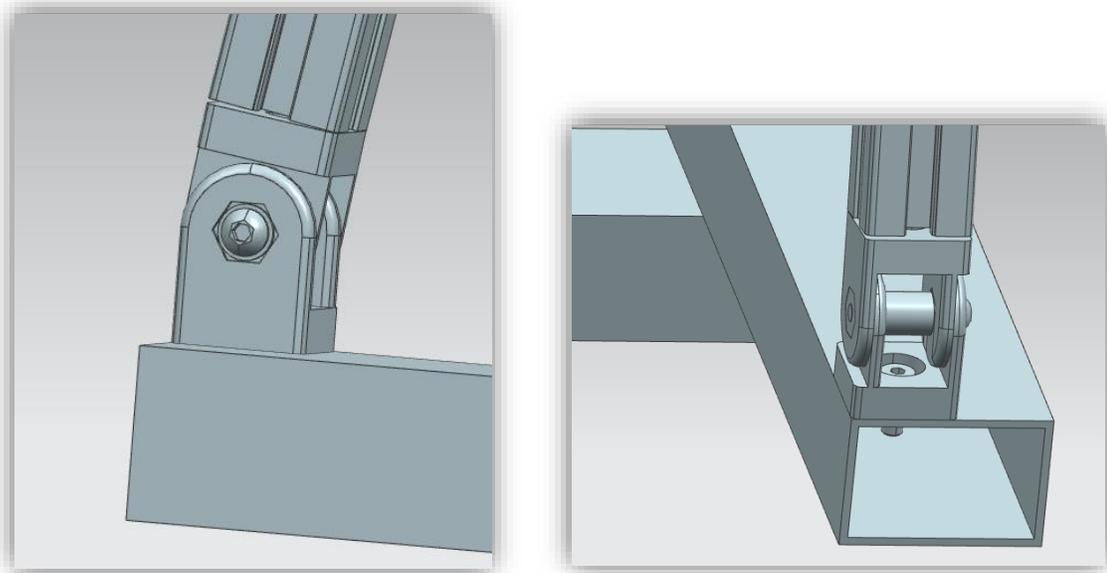


Figura 2.P. Unión de las juntas entre los perfiles laterales de aluminio y los P.T.R. de la base superior

En las figuras 2.Ñ. y 2.O. se visualizan las fuerzas y reacciones de los perfiles. Dentro de las consideraciones, una muy importante fue la de considerar solo la mitad de la estructura, pero sin dejar de contar el peso total contabilizado hasta el marco, ya que, de alguna manera, aunque estos perfiles tienen un peso, este se encuentra apoyado en el perfil de acero aun cuando tiene una inclinación. Así que para este análisis se partió de estimar el peso del par de perfiles externos, que sirven de postes y sostienen al marco de la lente.

Tenemos entonces que:

$$(1.5 \text{ [Kg/m]})(3.5 \text{ [m]}) = 5.25 + 7.56 + 6.765 + 11 = 30.575 \text{ [Kgf]} = 299.839 \text{ [N]}$$

Tenemos entonces la fuerza total F_p ejercida por los perfiles al centro de la estructura. La fuerza que en realidad se ejerce en dirección "Y" es insignificante, y no llega a afectar en lo absoluto al P.T.R. ya que el límite elástico del acero del que están conformados es de 31.715 [kN].

Por ello el análisis se centró en el momento generado por esta fuerza y el comportamiento de la sujeción que tenemos en esta junta, dado por un tornillo M8 cuerda estándar.

Partiendo de esta restricción y presentando el cálculo del momento que se da por la fuerza central principal a continuación. Considerado que F_p no se modifica y tenemos esta fuerza ejercida en la parte superior de los perfiles.

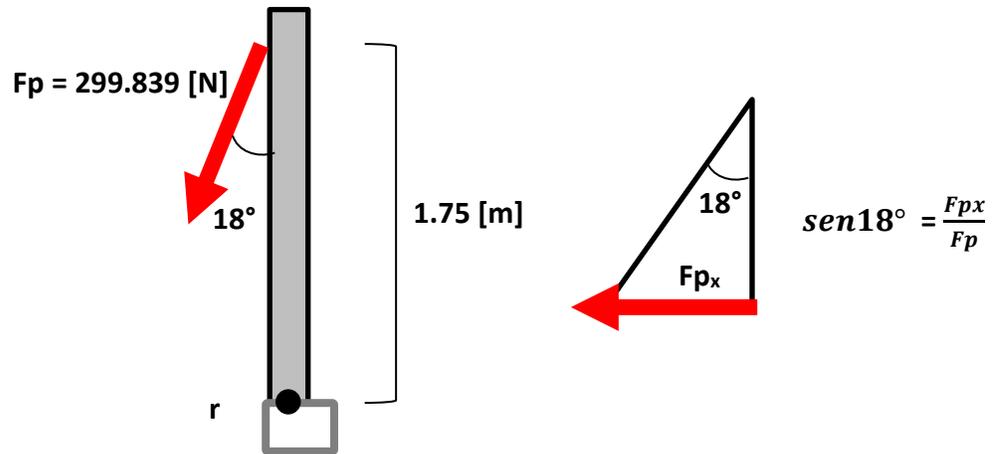


Figura 2.Q. Representación de la descomposición de fuerzas

Con estos datos calculamos el momento en el punto “r”:

$$M_r = (299.839 \text{ [N]})(1.75 \text{ [m]})(\text{sen}18^\circ) = 162.146 \text{ [N.m]}$$

Este valor corresponde al momento generado por la fuerza F_p en este punto que es donde se encuentra la junta entre los sostenes de la superficie del foco con el marco de la lente y la chumacera en la parte superior de los perfiles que funcionan de postes. Considerando que el momento flector produce en las uniones atornilladas tracción, ya que el momento flector no está aplicado sobre el eje central, sino que estará aplicado sobre la línea superior o la línea inferior de la chapa de unión en función de si el momento flector tiene un sentido u otro, la junta en análisis tendrá este comportamiento y el aspecto cuidado es la tracción máxima del material tanto del tornillo como de la chapa, el P.T.R.

La resistencia a tracción de un tornillo, como ya se mostró en la sección 2.3.2. de este documento, se calculó por medio de la formula (11) con la diferencia de que, al existir una ranura fabricada mediante arranque de viruta, el valor será igual al dado, multiplicado por 0.85:

$$F_{\text{trt}} = \frac{(0.85)(0.9)(f_{ub}) (A_s)}{\gamma_{Mb}} \quad (14)$$

Sustituyendo valores, encontrados mediante la tabla 1.H. y la interpolación de la tabla 1.G.:

$$F_{\text{trp}} = \frac{(0.85)(0.9)(800 \text{ [N/mm}^2]) (50 \text{ [mm}^2])}{\gamma_{Mb}}$$

1.25

$$F_{trp} = 24.480 \text{ [kN]}$$

Un valor mucho más elevado que el esperado por la componente en dirección “x” de la fuerza Fp. Prosiguiendo con el cálculo de la resistencia a punzonamiento del P.T.R. que se calculó mediante la ecuación (12) ubicada en la misma sección que la ecuación para calcular la resistencia a tracción.

$$B_{pt} = \frac{\pi (0.6)(d_m)(t)(f_u)}{\gamma_{Mb}}$$

Siendo que d_m es el diámetro medio de la tuerca o la cabeza del tornillo, este es de aproximadamente 0.82 [mm], t el espesor de la placa 3 [mm], f_u la resistencia a tracción del acero de la chapa que es un acero A500 tiene un valor de 4,100 [kg/cm²] según la ASTM, por lo que sustituyendo valores tenemos que:

$$B_{pt} = \frac{\pi (0.6)(0.82 \text{ [cm]})(0.3 \text{ [cm]})(4100 \text{ [kg/cm}^2\text{]})}{1.25}$$
$$B_{pt} = 1520 \text{ [Kg]} = 14906.11 \text{ [N]}$$

Un valor que brinda la seguridad para con el material al ser mucho mayor al obtenido para Fp, pero faltaría analizar el caso del accesorio que es de otro material y que en dado caso podría fallar en lugar de la chapa de acero, y para realizar esta estimación solo basta con sustituir el valor de f_u por el del material, y el espesor que es ligeramente menor, siendo este de 2 [mm]. F_u para un aluminio es de 210 [N/mm²]³⁹.

$$B_{rt} = \frac{\pi (0.6)(0.82 \text{ [cm]})(0.2 \text{ [cm]})(630 \text{ [kg/cm}^2\text{]})}{1.25}$$
$$B_{rt} = 155.8 \text{ [kg]} = 1527.87 \text{ [N]}$$

39 Donald G. Fink, H. Wayne Beaty, John M. Carroll. (1981). Manual Práctico de Electricidad para Ingenieros. España: Reverté S.A. de C.V.

Un valor más de cuidado, pero se mantiene lo bastante apartado de la fuerza que se estimó con anterioridad.

Finalmente se concluye que en todos los cálculos existió un margen amplio de tolerancia de los materiales empleados en esta junta, pero que, debido a su naturaleza al tener un movimiento rotatorio, existe un ligero pandeo que, aunque no es considerablemente grande como para que la estructura se vea afectada, podría eliminarse.

2.3.5. Unión de las chumaceras con el P.T.R.

Se decidió implementar dos chumaceras independientes para cada uno de los rodamientos, para en caso de ser necesario realizar alguna reparación, modificación o reemplazo de los componentes, no fuese tan complicado el manejo y transporte de la misma, ya que el material utilizado en su manufactura es meramente acero, por lo que el peso es algo considerable.

Esta característica le da a la estructura un fácil montaje y de necesitar su transporte, este sería más sencillo. El diseño respectivo tanto del eje, como el de las chumaceras y la elección de los rodamientos se expone en los próximos subcapítulos, por lo que en esta parte no se profundizara en ello. Dicho lo anterior, se realizó el acomodo de estos componentes para que fuera más fácil localizar las fuerzas de interés y las juntas que se verían sometidas a soportarlas.

El eje es la parte que está unida por medio de tornillería a la base superior, y esta unión es la encargada de transmitir el movimiento de rotación a toda la parte superior de la estructura, por ello conocer la fuerza de corte a la que serán sometidos los tornillos es importante. Continuando en esa dirección se encuentra la chumacera del rodamiento axial, un análisis que no va tanto de la unión que aquí se tiene, por esto no se analizó nada en esta región. Más abajo esta la chumacera del rodamiento de empuje y justamente el rodamiento vertical en su interior, donde si existe un par de fuerzas interesantes por conocer; la ejercida por toda la estructura que se encuentra sujeta al eje y el cortante que soportan los tornillos con los que está sujeta la chumacera a la base inferior.

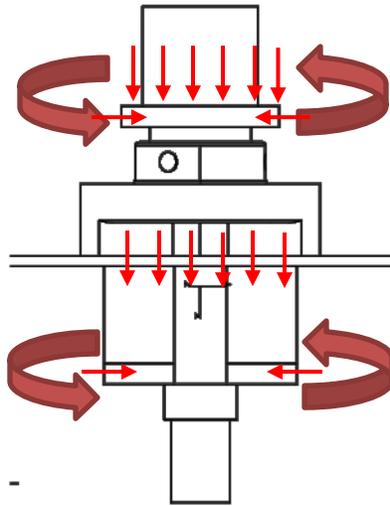


Figura 2.R. Distribución de fuerzas involucradas al hacer girar la estructura

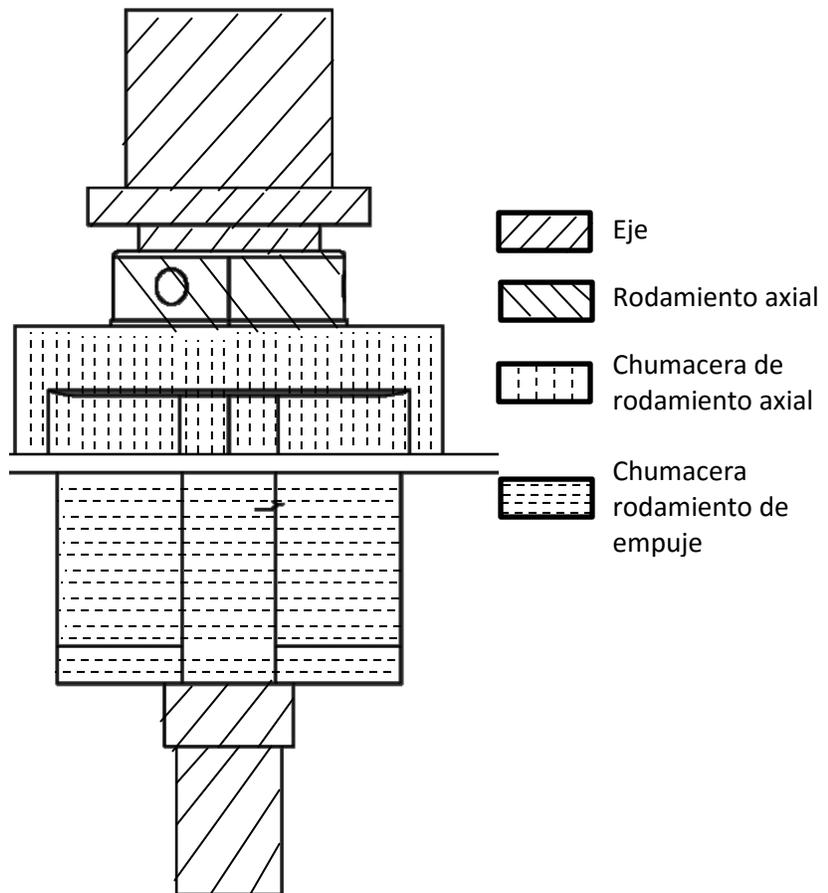


Figura 2.S. Unión del eje principal, las chumaceras de los rodamientos axial y de empuje

La tornillería empleada para realizar estas uniones varía, por lo que mientras se visualiza la junta se describirá que tipo de tornillos se usaron.

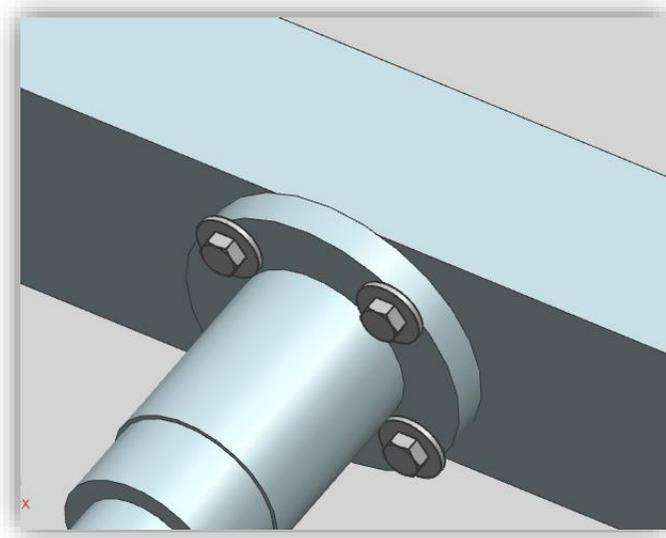


Figura 2.T. Unión del eje con el P.T.R. de la base superior

Una vez visualizado el conjunto se separan los componentes de interés de acuerdo a dos principales zonas que son las que interesan analizar por la sujeción que tienen con los P.T.R. y es necesario saber si es que la sujeción aguantará la fuerza a la que se verá sometida y sus posibles repercusiones.

La forma como se ideó el diseño de la estructura superior que es la que gira, es algo similar a lo que podemos ver en un carrusel, se tiene una base fija y una base móvil en donde se encuentran todos los componentes que se mueven. Para conseguir esto es necesario, como ya se comentó, separar la totalidad de la estructura en dos principales partes, una que permanece fija, inmóvil y le da robustez, estabilidad y cuerpo como si de cimientos se tratara; mientras que la otra base no está empotrada del todo, sino que, en este caso específico, permite rotar sobre un eje a todo aquello que se encuentra sobre esta base superior.

Aunque la base inferior es la que soporta el castigo del total de peso de la estructura que se encuentra sujeta a ella, la base superior que está sujeta por medio de tornillería al eje, específicamente la junta entre ambas recientes este peso aunado al torque generado por el motor que lo impulsara a girar según se requiera, por ello que fuese un requerimiento saber si soportarían o es necesario considerar otro medio de sujeción entre ambas piezas.

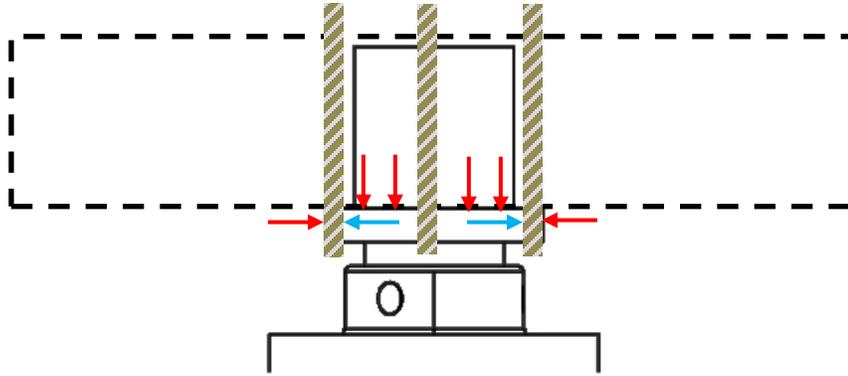


Figura 2.U. Junta del eje con el PTR que forma parte de la base superior

Observando la figura anterior es posible visualizar las fuerzas que se tienen involucradas en esta unión. Por una parte, está la generada por el peso hallado arriba de la estructura y se ve concentrado en esta área relativamente pequeña; es por esta reacción por la que se partió el análisis.

Analizando la junta, la superficie inferior del PTR que forma parte de la base superior se encuentra en contacto directo con la superficie superior de un anillo, que a su vez forma parte del eje. Estas dos superficies de contacto, que prácticamente son 2097 [mm²], están sujetas entre sí mediante cuatro tornillos de ¼ [in] cuerda estándar, de grado 8.8, con sus respectivas rondanas y tuercas, todo en acero al carbono convencional. Pensando en que es lo que en realidad aguanta el peso de la estructura superior, considerando que la estructura se encuentra estática y completamente vertical, está claro que la fuerza es soportada únicamente por esta área de 2097 [mm²].

Tenemos entonces una fuerza total de todo lo ya calculado hasta el punto 2.3.4. de 299.839 [N], pero hubo que considerar el PTR que se suma a este peso total. El PTR utilizado tiene un peso de 5.6 [kg] por cada metro de material según el fabricante, para los tramos a considerar:

$$((2)(650 \text{ [mm]}) + (1283 \text{ [mm]})) (5.6 \text{ [kg]}) = 14.4648 \text{ [mm]} = 141.4657 \text{ [N]}$$

Por lo que tenemos una fuerza total de 441.3047 [N], fuerza distribuida en este anillo. Al existir una fuerza distribuida en un área, lo que resultaba interesante saber es la deformación que se tiene en la misma, por ello se recurrió al concepto de deformación vista anteriormente:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L}$$

Donde δ es la deformación total (en unidades de longitud) y L es la longitud de la pieza. Como $S = \pm F/A$ y $S = E\varepsilon$ (dentro del límite de proporcionalidad). Sustituyendo y despejando la deformación:⁴⁰

$$\delta = (\varepsilon)(L) = \left(\frac{S}{E}\right)(L) = \left(\frac{F}{AE}\right)(L) = \frac{(F)(L)}{(A)(E)} \quad (15)$$

Donde F es la fuerza axial, A es el área de la sección transversal y E es el módulo de elasticidad del material. Tenemos entonces prácticamente todos los datos por lo que cabría solo la sustitución para conocer esta deformación, pero antes de esto en la figura 2.U. se muestran los datos a sustituir para visualizar bien estos parámetros.⁴¹

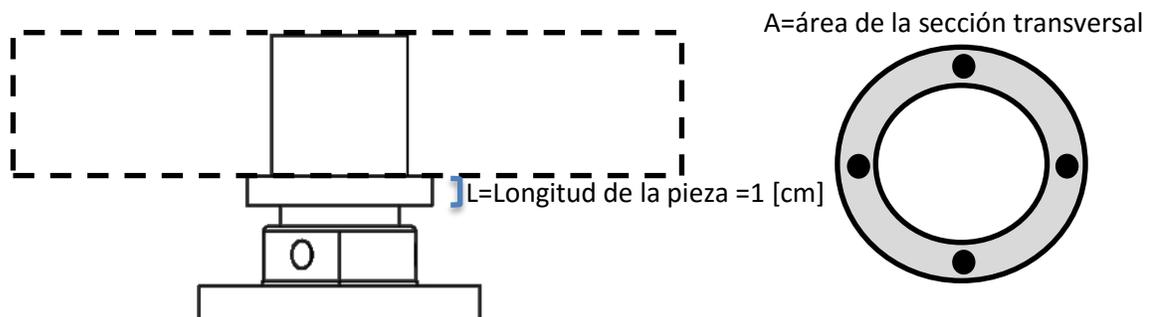


Figura 2.V. Área de sección transversal donde actúa la fuerza del peso de la estructura superior

El módulo de elasticidad del acero al carbono del cual está manufacturada la flecha corresponde a 205 [GPa] según la norma AISI-SAE.⁴²

Sustituyendo valores tenemos que:

$$\delta = \frac{(441.3047 \text{ [N]})(0.1 \text{ [m]})}{(0.002097 \text{ [m}^2\text{]})(205,000,000 \text{ [Pa]})} = 0.000102656 \text{ [m]}$$

⁴⁰ FAIRES, V. M. (1995). Diseño de Elementos de Máquinas. Mexico: Limusa.

⁴¹ BEER, Ferdinand y JOHNSTON E. R. (1993). Mecánica de Materiales. Colombia: McGraw-Hill.

⁴² Norma AISI- SAE para acero 1018. <<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>>

Este valor representa una deformación en el material que en ningún momento afectaría ni su funcionamiento ni la estructura, así que en lo que concierne a este esfuerzo axial el material del que esta manufacturada la flecha soportara sin problemas la carga a la que se verá sometido.

Ahora que está claro que por el esfuerzo axial no fallara la junta, el análisis que corresponde es sobre la unión de los tornillos con las placas de acero y el esfuerzo al que serán expuestos al rotar el eje. Este movimiento genera un cortante debido al deslizamiento de las superficies que se encuentran en contacto, pero pertenecen a distintos cuerpos, debido a ello fue necesario calcular la fuerza que presentaría este cortante para saber si sería suficiente para provocar el fallo de los tornillos.

Para comenzar este análisis es necesario conocer la fuerza a la que se verá sometida esta junta, además de que es necesario calcular el torque del eje, y para conocer estos valores se partió de las siguientes formulas⁴³:

$$P_m = \frac{(F)(r)(n)}{9.55} \quad (16)$$

$$P_m = \frac{(T)(n)}{9.55} \quad (17)$$

Donde r es el radio del eje, n son las R.P.M. a las que girara el eje, F la fuerza que genera el momento o giro del eje.

Estas fórmulas representan un mismo cálculo, conocer la potencia necesaria de un motor para conseguir hacer girar un eje, y está determinado por los factores previamente señalados, entre ellos la fuerza neta que produce la rotación, y para conocer esta fuerza se utilizó la teoría del uso de poleas, que es la forma como se transmite el movimiento.

Partiendo de especificar algunos datos conocidos hasta este momento; la distancia que existe entre el centro del eje y el centro del P.T.R. de la base inferior a la que ir empotrado el motor de 570 [mm], para facilitar el cálculo investigue sobre algunos motores eléctricos y unos muy básicos especifican que su potencia es útil hasta para 60 [Kg] por lo que el par de fuerza del motor es de 30 [Nm].

⁴³ Ing. Guillermo Bavaresco (2002). *Procedimiento para el diseño de ejes*. 11 de agosto de 2015, web: <http://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf>

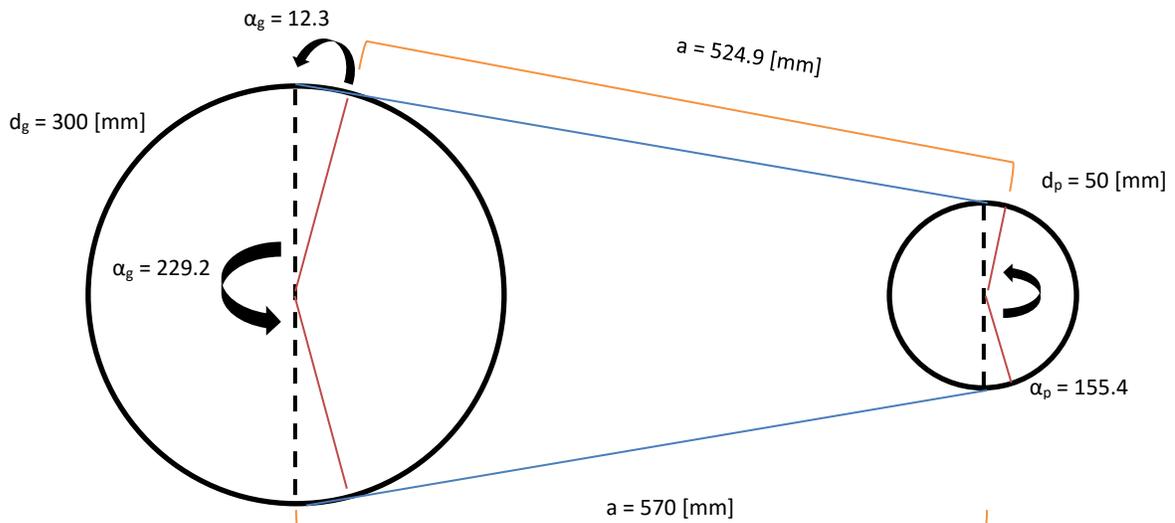


Figura 2.W. Diagrama de las poleas transmisoras de potencia

Los valores indicados en la figura 2.W. fueron trazados a base de los diámetros ya establecidos y la distancia a la que se encuentran el eje y el motor, de estos datos se trazó en un programa de CAD las líneas faltantes y así se estimaron las distancias y ángulos faltantes para hacerlo de forma más rápida a la geométrica.

Un dato interesante para obtener es el largo que debe tener la cadena o banda, calculo que se puede realizar con el uso de la siguiente ecuación⁴⁴:

$$L_p = \pi \left(\frac{dp+dg}{2} \right) + \frac{(dg-dp)^2}{4(a)} + 2(a) \quad (18)$$

Sustituyendo los valores necesarios:

$$L_p = 1.716 \text{ [m]}$$

Retomando el par, y usando la ecuación de Euler con la cual es posible obtener la relación existente entre las fuerzas aplicadas entre la correa y el cilindro¹⁴:

⁴⁴ Higiénico Rubio Alonso. (2003). Diseño mecánico y el uso poleas y correas. 12 de marzo de 2015, de Universidad de Madrid, Carlos III Sitio web: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_correas2

$$\frac{T_p}{T_g} = e^{f\alpha} = m \quad (19)$$

Donde T_p y T_g son las fuerzas aplicadas en los extremos del hilo, f el coeficiente de rozamiento entre el hilo y cilindro y α el ángulo formado por el hilo y cilindro (en radianes).

El valor de α es un valor conocido con 12.3 grados, mientras que el valor de f es posible obtenerlo por medio de tablas como la que se muestra a continuación:

Tipo de correa	Material de la llanta de la polea			
	Papel prensado	Madera	Acero	Fundición
Cuero	0.5	0.45	0.4	0.4
Algodón	0.28	0.25	0.22	0.22
Lana	0.45	0.4	0.35	0.35
Caucho	0.35	0.32	0.3	0.3

Tabla 2.B. Coeficientes de rozamiento entre distintos materiales

De acuerdo a ella, el valor de f es de 0.3 al tratarse de un contacto entre caucho y acero.

Con estos datos:

$$\frac{T_p}{T_g} = e^{(0.3)(12.3)} = m = 40.04$$

Ahora usada la relación de transmisión que existe entre ambas poleas y que se define de modo similar al sistema de ruedas de fricción⁴⁵:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} \quad (20)$$

⁴⁵ Antonio González González. (2015). Sistemas de transmisión de poleas con correa. 16 de marzo de 2015, de Blog de profesores de Tecnología para la enseñanza y didáctica de la Tecnología y la Informática Sitio web: <https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2009/04/03-poleas-con-correa.pdf>

Donde n_2 es la velocidad de la rueda conducida, n_1 la velocidad de la rueda motriz, D_1 el diámetro de la rueda motriz y D_2 el diámetro de la rueda conducida. Sustituyendo:

$$i = \frac{0.0042}{0.0007} = \frac{0.05}{0.3} = 0.166$$

El momento torsor y la velocidad transmitidos por un sistema de poleas están estrechamente relacionados con el valor de la relación de transmisión del sistema, por ello:

$$i = \frac{M_1}{M_2} \quad (21)$$

Donde M_1 es el momento torsor de la polea motriz y M_2 el momento torsor de la polea conducida, igualando relaciones:

$$i = \frac{M_1}{M_2} = \frac{n_2}{n_1} = 0.166$$

Sustituyendo y despejando:

$$M_2 = \frac{(M_1)(n_1)}{n_2} = \frac{(30 \text{ [Nm]})(0.0007 \text{ RPM})}{0.0042 \text{ RPM}} = 5 \text{ [Nm]}$$

Estimado este valor se empleó la expresión para calcular el par, ya que la fuerza en esta expresión es la que empuja a la superficie interna del barreno del P.T.R. y es la que produce el cortante en esta región:

$$M = (F)(d)$$

Donde despejando la F y sustituyendola a continuación:

$$F = \frac{M}{d} = \frac{5 \text{ [Nm]}}{0.075 \text{ [mm]}} = 66.66 \text{ [N]}$$

Con el valor calculado se retoma el cálculo de la resistencia de los tornillos a cortante, empleados en esta junta. Recordando que la unión está dada por cuatro tornillos de 5/16 [in] cuerda estándar, de grado 8.8. acero al carbono.

A continuación, se incluye una tabla donde vienen dadas las resistencias para tronillos de diferentes grados y diámetros:

GRADO	DIAMETRO DEL TORNILLO (mm)						
	12	14	16	20	22	24	27
4.6	21,71	29,55	38,60	60,32	72,98	86,86	109,93
5.6	27,14	36,95	48,25	75,40	91,23	108,57	137,41
6.8	32,57	44,33	57,90	90,48	109,48	130,28	164,89
8.8	43,43	59,11	77,21	120,64	145,97	173,72	219,86
10.9	54,28	73,89	96,50	150,80	182,46	217,14	274,82

Tabla 2.C. Resistencia a simple cortante de diámetros y grados cuando el plano de corte no pasa por la zona roscada. Está dada en kN.

Como es posible visualizar en la tabla anterior, el diámetro del tornillo no se encuentra, pero viendo el comportamiento que existe en el grado 8.8 en los diámetros se estimó de unos 30 [kN] la resistencia al corte de los casi 8 [mm] de los empleados en la junta.

De acuerdo a lo anterior, los tornillos son lo suficientemente resistentes para soportar la fuerza generada por el eje al empujar la estructura superior hacia cualquier dirección.

Pasando a un componente completamente independiente y que se encarga de que los esfuerzos radiales generados por el peso y la rotación del mecanismo no desequilibren y alteren la verticalidad necesaria en la estructura. La sujeción esta llevada a cabo por medio de dos postes huecos de acero al carbono cold rolled 1018 y un par de tornillos de acero al carbono grado 10.9 de un diámetro de 7/16 [in].

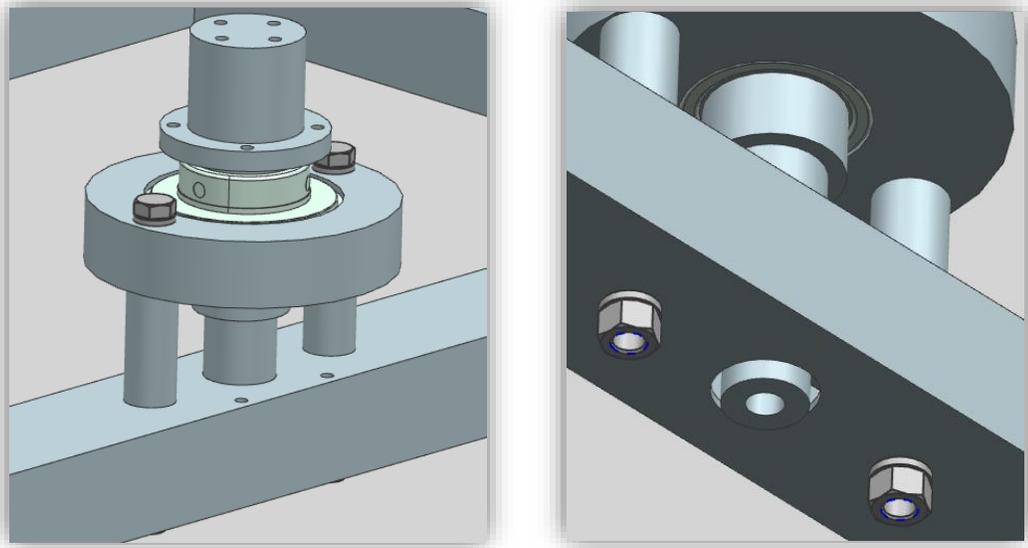


Figura 2.X. Unión de la chumacera del rodamiento radial

En estas uniones existen cargas radiales por lo que en general lo que más debería preocupar es que el tornillo no falle por cuestión de un cortante que exceda el límite de su fluencia. Como ya se dijo anteriormente la forma como tiene este componente de resentir una carga adicional, es por la rotación del eje, que como ya se analizó el torque generado es muy pequeño para considerarlo algo que provoqué el fallo, y el peso constante superior que tenido en la superficie del marco de la lente.

El cálculo de la fuerza realizado en el análisis de los postes laterales y que es aproximado a 300 [N], el cual se calculó con su grado de inclinación de 18 grados y para el análisis solo es necesario el que va en dirección paralela a la superficie de la base.

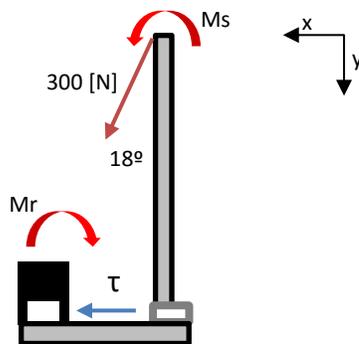


Figura 2.Y. Representación de la carga y reacciones del componente de interés

Extendiendo la línea de acción del vector fuerza de 300 [N] tenemos que el valor de la fuerza es de 92.7 [N] en dirección x:

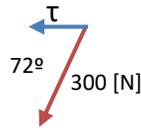


Figura 2.Z. Vectores fuerza

El tornillo usado en esta junta tiene una resistencia a corte estimado en 30 [kN] pero en este caso específico la parte roscada no es la que se analiza así que de acuerdo a la fórmula donde la diferencia es la constante 0.5 por 0.6, se estimó entre los 25 [kN], valor muy por encima del solicitado.

En cuanto al momento flector, muchos autores aseguran que no es necesario considerar la flexión como tal en una unión por tornillos pretensados o sin pretensar, sino únicamente en pasadores o bulones, puesto que el efecto que tiene el momento en la junta atornillada es de producir un aplastamiento o estiramiento.

Para piezas simétricas respecto del baricentro, cargadas sólo con fuerzas contenidas en el plano de simetría que pasa por el baricentro, el cálculo de la tensión máxima en valor absoluto se reduce al cálculo del cociente:

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \quad (22)$$

Donde M_f es el momento aplicado y W es el momento resistente flexional y para una sección circular se obtiene:

$$W = \frac{\pi(r^3)}{4} \quad (23)$$

Sustituyendo el valor del radio del tornillo empleado:

$$W = \frac{\pi(0.0055565^3)}{4}$$

$$W = 0.1347 (10^{-6}) \text{ [m}^3\text{]}$$

Dentro de los datos, ya está calculado el momento flector, dato tomado del análisis a la junta del poste lateral con el P.T.R. de la base superior, 2.3.4., y tiene un valor de 162.146 [N.m].

Sustituyendo en la ecuación 22:

$$\sigma = \frac{162.146 \text{ [Nm]}}{0.1347 (10^{-6}) \text{ [m}^3]} = 1.2 (10^9) \text{ [N/m}^2]$$

Con este dato se tendría la carga a tracción debida al momento tenido en el extremo del P.T.R. el cual resulta bastante considerable. Para poder compararlo con los esfuerzos a tracción que varios autores muestran en tablas es necesario considerar el área transversal donde se está produciendo la tracción:

$$A = 97.29 \times 10^{-6} \text{ [m}^2]$$

Realizando la sustitución:

$$\sigma_p = 1.2 (10^9) \text{ [N/m}^2] (97.29 \times 10^{-6} \text{ [m}^2]) = 116.7 \text{ [kN]}$$

El valor de resistencia total para esta clase de tornillos es de 60.7 [kN], lo que indicaría que el tornillo no es lo suficientemente resistente para soportar una tracción tan grande y habría que pensar en otra alternativa, pero argumentando este caso extremo donde prácticamente se consideró el P.T.R. en voladizo y sin ninguna otra forma de sujeción que esta, debe resaltarse que este torque está distribuido tanto en el rodamiento radial como en el de empuje, además de que por el diseño que tiene la estructura mientras que este momento se produce, otro más lo hace de igual manera y con la misma intensidad en la dirección contraria, por lo que se anulan, así que el momento residual, de haberlo, resulta mucho más reducido. Por lo que esta resistencia ofrecida tanto por el rodamiento como por la chumacera que lo contiene y los postes con sus tornillos sirven para darle más estabilidad y verticalidad a la estructura, pero salvo que la posición de la estructura no cambie abruptamente el caso expuesto no se presentaría prácticamente en ningún momento.

2.3.6. Unión de la base inferior con la chumacera del rodamiento de empuje

Al igual que la jaula del rodamiento radial, el contenedor del rodamiento axial está unido con tornillería a la superficie superior del P.T.R. central que atraviesa el cuadrado formado por los otros P.T.R. y que en su conjunto conforman la base inferior, la parte más pesada y firme de la estructura.

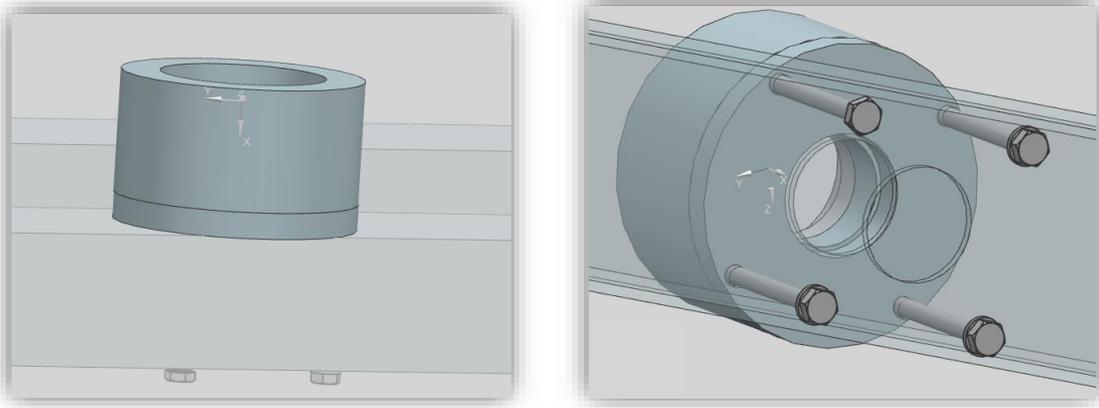


Figura 2.AA. Unión de la chumacera del rodamiento axial y el P.T.R. de la base inferior

La junta lleva cuatro tornillos de acero inoxidable de grado A2 (304) con tuercas y rondanas del mismo material, un diámetro de 5/16 [in] y un largo de 20 [mm]. Esta junta esta principalmente sometida a aplastamiento, debida al peso que cae directamente en el rodamiento que mantiene en su interior.

Hasta la junta del eje con la base superior se habían contabilizado 141.4657 [N] de carga axial debida al peso de la estructura, ya que ahora la junta analizada está más abajo hay que añadir la carga debida al peso del eje y el peso de su contenedor.

Tanto el eje como la chumacera están fabricadas en acero al carbono 1018, siendo su densidad de 7.87 [g/cm³] estimado el peso con el volumen aproximado para cada pieza, con un volumen aproximado de 689 [cm³] del eje y de 73 [cm³], con esto el peso estimado del eje y de la chumacera es de aproximadamente de 6 [kg].

Con esto la carga axial total es de 200.29 [N].

Empleando la ecuación (9) para calcular la resistencia al aplastamiento de un tornillo usada en la sección 2.3.1.:

$$F_{b,Rd} = \frac{(2.5) (\alpha) (f_u) (d) (t)}{\gamma_{Mb}}$$

Donde α es igual 0.55 como ya fue calculado anteriormente, d es igual a 6.35 [mm], t tiene un valor de 3 [mm], f_u vale 430 [N/mm²] que es la resistencia a tracción de la chapa y γ_{Mb} 1.25, el coeficiente parcial de seguridad. Sustituyendo:

$$F_{b,Rd} = \frac{(2.5) (0.55) (430 \text{ [N/mm}^2\text{)}) (6.35 \text{ [mm]}) (3 \text{ [mm]})}{1.25}$$

$$F_{b,Rd} = 9,010.65 \text{ [N]}$$

Con una diferencia de 8.81 [kN], esta junta no tiene problemas con soportar la carga a la que se verá sometida.

2.3.7. Juntas de la base inferior

Al igual que la mayoría de las juntas de la estructura están unidas por medio de tornillería, la unión del P.T.R. que forma parte de la base inferior no es la excepción, aunque la mayoría de perfiles están unidas por medio de soldadura.

Previo a esto último, la junta expuesta a continuación es la del P.T.R. central que funciona como base para los rodamientos y eje, por lo que lo que llega a soportar es una carga considerable al tratarse de una carga constante.

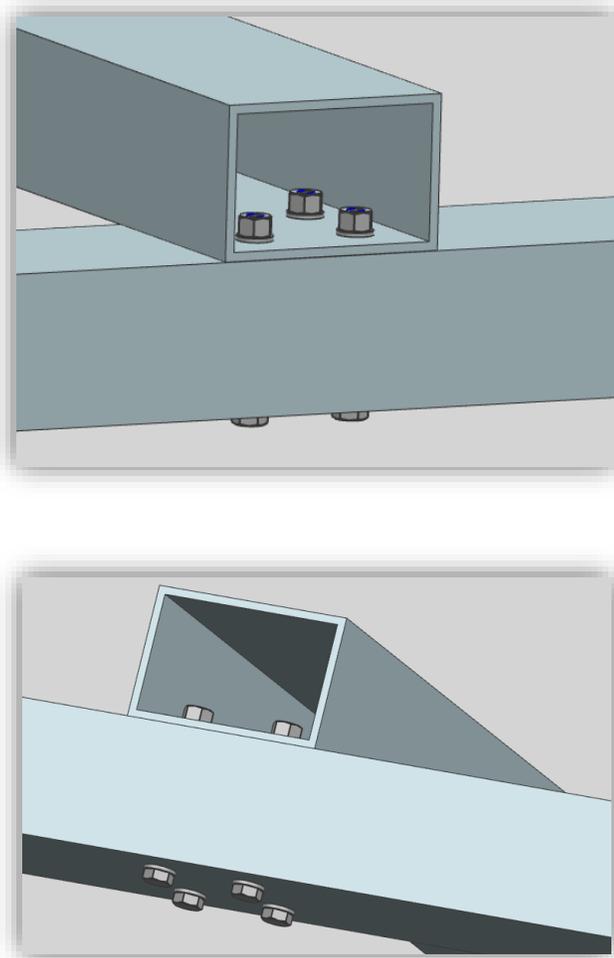


Figura 2.AB. Unión del P.T.R. central de la base inferior con los que forman el marco inferior

Tal y como se visualiza en las capturas anteriores, la junta posee cuatro tornillos separados a 36[mm] uno del otro, formando un cuadrado el cual que está ubicado a 20[mm] de los extremos del perfil central, y en el centro a la misma distancia de los laterales del perfil que forma parte del marco inferior.

Los tornillos empleados son tornillos de acero inoxidable a 1/8 [in] de diámetro y un largo de 80 [mm] con cabeza cónica y con ranura para punta plana.

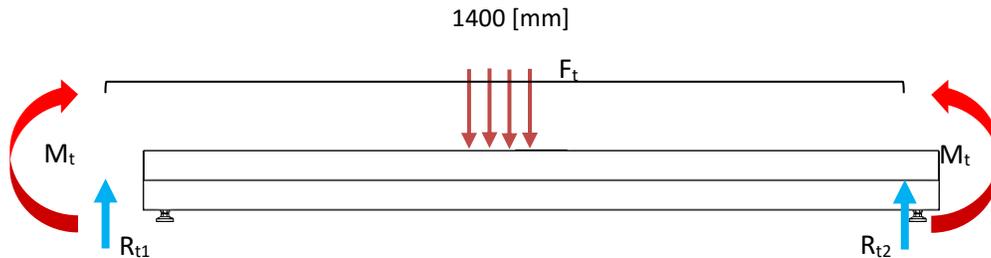


Figura 2.AC. Cargas y reacciones habidas en el P.T.R. central

En estas juntas, la reacción más importante por considerar era la “palanca” que genera la fuerza aplicada al centro del perfil y que origina un par que puede provocar la falla por parte de los tornillos. Por ello, y como ya se utilizó anteriormente en el cálculo de la junta de la chumacera del rodamiento radial, se muestra el mismo procedimiento para este caso.

Primero el cálculo del momento se obtuvo al hacer la respectiva suma de momentos:

$$\Sigma M_1 = 0 = (200 \text{ [N]})(0.7 \text{ [m]}) - (R_{t1})(1.4 \text{ [m]})$$

$$R_{t1} = 100 \text{ [N]}$$

Sumando las fuerzas en dirección vertical:

$$\Sigma F_y = 100 \text{ [N]} - 200 \text{ [N]} + R_{t2} = 0$$

$$R_{t2} = 100 \text{ [N]}$$

Ahora con estas reacciones es posible calcular la tensión a la que se verán sometidos los tornillos a tensión y compresión en esta junta.

Recordando que el cálculo de un tornillo sometido a aplastamiento se calcula con la ecuación (19):

$$F_{b,Rd} = \frac{(2.5) (\alpha) (f_u) (d) (t)}{\gamma_{Mb}}$$

Donde a α le asignen el valor de 1, valor recomendado como parte de seguridad de la junta, d es igual a 3.175 [mm], t tiene un valor de 6 [mm], f_u vale 430 [N/mm²] que es la resistencia a tracción de la chapa y γ_{Mb} 1.25, el coeficiente parcial de seguridad. Sustituyendo:

$$F_{b,Rd} = \frac{(2.5) (1) (430 \text{ [N/mm}^2\text{)}) (3.175 \text{ [mm]}) (6 \text{ [mm]})}{1.25}$$

$$F_{b,Rd} = 16,383 \text{ [N]}$$

Ahora el cálculo de la tracción máxima que es capaz de soportar el tornillo de la junta que se realiza usando la ecuación (11):

$$F_{trt} = \frac{(0.9)(f_{ub}) (A_s)}{\gamma_{Mb}}$$

Donde el valor de F_{ub} es de 700 [MPa] al tratarse de acero inoxidable, A_s es aproximadamente 20 [mm²] y γ_{Mb} mantenido constante en 1.25 por el tipo de material. Sustituyendo:

$$F_{trt} = \frac{(0.9)(700 \text{ [MPa]}) (2 (10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}))}{1.25}$$

$$F_{trt} = 10,080 \text{ [N]}$$

Realizados los cálculos se puede concluir que la unión es lo suficientemente sólida para soportar la carga a la que se verá sometida y los tornillos usados no tendrán problemas de fracturas o deformaciones mientras esta se conserve dentro de los límites.

Con esta junta se da por terminado este análisis de las juntas que conforman la estructura diseñada. En los próximos subcapítulos se presentan el diseño de los ejes y las chumaceras usadas para el mecanismo de rotación necesario en la estructura.

2.4. Elección de rodamientos para la estructura

Los rodamientos sirven para soportar ejes o elementos giratorios, en los que la carga se transmite a través de elementos rodantes que suelen ser bolas o rodillos. Su elección con lleva contemplar el espacio en donde debe encajar y que soporte las cargas a las que se verá sometido. Aunado a ello es necesario considerar que será sometido a impactos, aceleraciones, vibraciones, condiciones ambientales adversas de corrosión, suciedad, humedad, temperatura, etc.

Existe una gran cantidad de rodamientos fabricados para distintas aplicaciones, siendo lo más común clasificarlos de acuerdo al componente rodante interno; bolas, rodillos y cónicos. Además, podemos considerar los materiales, formas y presentaciones como variaciones adicionales que condicionan características aplicaciones por las cuales son como son, como soportar cargas axiales, radiales o ambas.

2.4.1. Rodamiento de empuje

En el caso del mecanismo habido en la estructura, la implementación de dos diferentes rodamientos para cubrir las dos cargas de distinta naturaleza presentes en la misma resulto la mejor idea; carga axial y radial. La carga axial está conformada únicamente por el peso de la estructura, que son aproximadamente 45 [kg] o visto en unidades de fuerza 441.3047 [N], el primer aspecto que considere importante en la elección del rodamiento axial. Para la naturaleza de las fuerzas que existen en la estructura hay rodamientos específicos que se comportan de mejor manera a largo plazo, el rodamiento de empuje. Los rodamientos de empuje fueron diseñados para soportar cargas radiales junto a cargas de empuje, a pesar de ello, la capacidad que tienen para soportar las cargas radiales es mucho menor comparado a la que si poseen para las cargas axiales.

Según SKF, un fabricante importante de rodamientos:

“El diseño de los rodamientos de dos hileras de bolas de contacto angular SKF se parece al de dos rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular dispuestos espalda con espalda, pero ocupan menos espacio axial. Pueden soportar cargas radiales, así como también cargas axiales, en ambos sentidos. Proporcionan disposiciones de rodamientos rígidas que son capaces de soportar momentos de vuelco.”⁴⁶

Una serie de características que poseen los rodamientos de doble efecto, giro en ambas direcciones con menor desgaste por parte de las pistas por esto y por el hecho de que las cargas se reparten entre un número mayor de bolas, dimensiones mucho menores al uso de dos rodamientos de hilera simple, más simplicidad en el diseño de la chumacera y su capacidad para soportar cargas radiales y axiales, un rodamiento preciso para la aplicación que tenía contemplada.

⁴⁶ Página Web de SKF México. <<http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/index.html>>

En cuanto a las dimensiones, en este caso no es un factor tan importante como el de la carga, puesto que no existe ninguna restricción que me impida colocar el rodamiento en su sitio, pero lo que si se tuvo a consideración es su costo y el de la chumacera que se manufacturaría para el mismo, por esto que el elegido fuese el rodamiento de empuje 52209 de la marca ZKL (sección de planos).⁴⁷

La capacidad que posee este rodamiento es superior a la necesaria, brindando una resistencia en estático de hasta 105 [kN], pero si el caso hubiese sido que el costo fuera mucho mayor al que tuvo (factor considerado como ya se recalcó) la elección hubiese cambiado. El dimensionado único que en verdad se tomó en cuenta fue el de d_z , ya que es por donde la flecha tendría que ajustar, y pensando en el costo de su manufactura por el material y además las consideraciones mecánicas que debe poseer y se presentan más adelante en la sección 2.5. de este documento.

Renombrando a los fabricantes SKF, tienen una serie de aplicaciones rápidas para poder calcular la duración elemental del rodamiento en cuestión en cuanto el giro es continuo a partir de la siguiente formula:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \left(\frac{10^6}{60(n)}\right) \quad (24)$$

Donde C es la capacidad de carga elemental dinámica, P es la carga dinámica equivalente del rodamiento, p para un rodamiento de bolas adquiere el valor de 3 y n las R.P.M. a las que girara el mismo.

Para obtener el valor de P tenemos que:

$$P = F_a \quad (25)$$

Y

$$F_a = M \left(\frac{n_{max}}{1000}\right)^2 \quad (26)$$

Donde M es el coeficiente de la carga axial mínima, n_{max} es la velocidad de giro máxima.

Siendo que poseemos todos los valores ya que n_{max} es el giro de la tierra debido al seguidor solar que es de 0.00069444 R.P.M., y el valor de M, al igual que las formulas y demás valores, se encuentra en una tabla provista por la mayoría de fabricantes de rodamientos y es de 0.43⁴⁸

Sustituyendo tenemos que:

⁴⁷ *Página web del fabricante ZKL, 2015, <<http://www.zkl.cz/es/cat/ddtbb/52209>>*

⁴⁸ Rodamientos ZKL. <<http://www.aliancerolamentos.com.br/files/catalogs/4d8e2c3e58f01.pdf>>

$$P = 0.207 \text{ [kN]}$$

Con todos los datos necesarios tenemos que:

$$L_{10h} = 2.822 (10^{14}) \text{ [h]}$$

Una duración alta en condiciones totalmente favorables aun con la carga que el fabricante especifica como máxima.

El contenedor del rodamiento 52209 se diseñó en base a las recomendaciones que el fabricante brinda para que las capacidades del producto se maximicen y pueda brindar las especificaciones que ellos proveen.

En primera instancia la fijación debe ser segura y el apoyo debe de ser uniforme en los aros, además de que el montaje y desmontaje debe de ser simple. Para tener una fijación optima, el apriete entre el alojamiento y los aros debe ser ajustado pero que permita cierta movilidad. De esta manera se asignaron las primeras dimensiones para el diseño de la chumacera, la evidente apertura mínima que debe de tener para que el eje pueda entrar al rodamiento sin problema, el diámetro interno que debe de tener y su altura. Ya que no se sugiere nada en cuanto al espesor del contenedor, se aseguró ningún tipo de deformación del material y rigidez en el mismo con un espesor suficiente de 10 [mm].

Uno de los datos que sí que recalca el fabricante es que la forma del contenedor sea un cilindro con solo uno de los extremos abierto, el otro debe tener un diámetro de 56 [mm]. En el extremo abierto debe colocarse una tapa para conseguir el apriete correcto en el interior de la jaula, y finalmente un anillo opresor en este mismo extremo por el tipo de rodamiento de doble efecto.

Se omitieron los filetes internos de la jaula puesto que el ajuste ya era lo suficientemente bueno y no era necesario.

A continuación, se presenta el diseño tomando en cuenta todas las consideraciones necesarias y recomendadas:

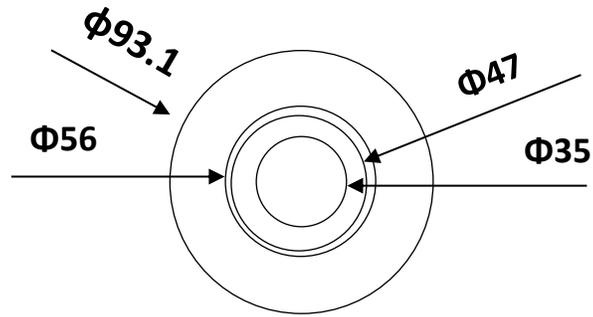


Figura 2.AD. Vista superior del contenedor. Se visualiza la tapa removible (anillo externo) y el anillo opresor (anillo interno).

En la figura anterior se encuentran las principales dimensiones del contenedor externas, el diámetro sugerido por el fabricante de 56 [mm] siendo que el diámetro del anillo más estrecho es de 35 [mm]. Externamente permaneció lo más justo posible para que tampoco fuese al final un pedazo de acero pesado y estorboso, dejándolo en 93.1 [mm].

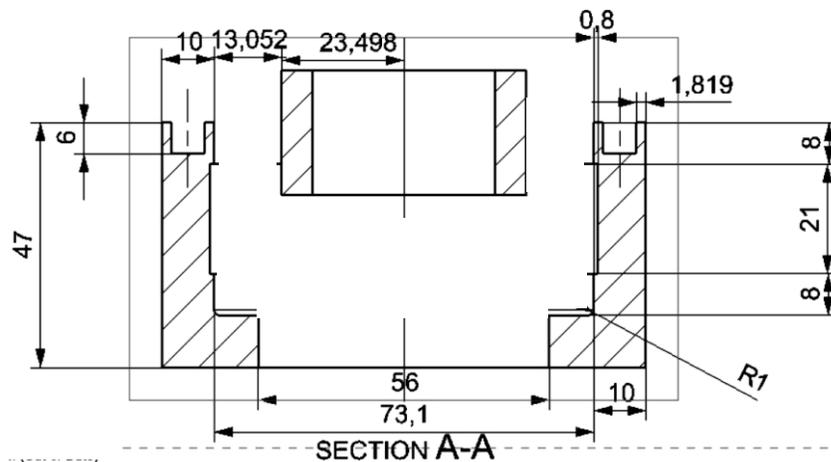


Figura 2.AE. Vista de corte transversal del contenedor.

En esta vista se visualiza mucho mejor las dimensiones de la jaula en el interior, comenzando de abajo hacia arriba, están las dimensiones vistas en la figura 3.5.1.1.A., subiendo 10 [mm] para llegar al primer diámetro interno que es de 73.1 [mm] con una tolerancia interna general para toda la jaula de 1 [μm], subiendo nuevamente 8 [mm] para un nuevo diámetro interno mayor de 73.9 [mm] con la misma tolerancia de 0.001 [mm], esta región tiene un espesor de 21 [mm] y es donde se contiene el lubricante de las bolas. Finaliza el contenedor con un espesor de 8 [mm] con el diámetro de 73.1 [mm]. En cuanto a

espesores de los anillos con los 10 [mm] para el anillo externo, medida dada para que existiera suficiente superficie para los barrenos, que servirán para unir por medio de tornillería a la tapa inferior.

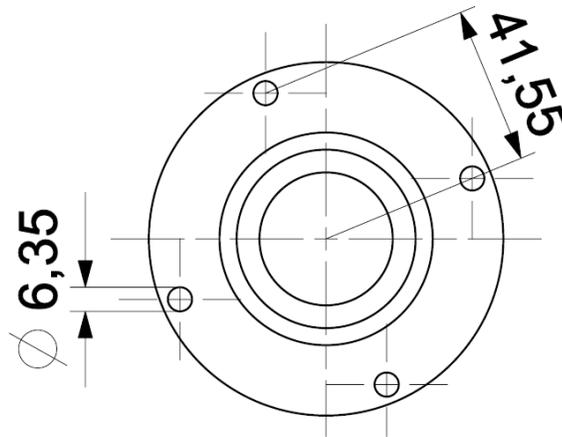


Figura 2.AF. Detalle de los barrenos.

La figura 2.AF. muestra la parte inferior del contenedor que es donde se ubica la tapa y el anillo opresor. La tapa como se visualiza es un pequeño cilindro de 10 [mm] de espesor, un diámetro externo de 93.1 [mm] y uno interno de 56 [mm]. Los barrenos son de $\frac{1}{4}$ [in] y están a 1.819 [mm] del extremo externo de 91.3 [mm] o sea en el centro del espesor del cilindro contenedor en donde ira sujeta. Cabe aclarar que, aunque en la figura no se visualiza, del lado externo de la tapa se realizó un avellanado progresivo de esos 6.35 [mm] hasta 12.7 [mm] para ocultar las cabezas de los tornillos que la sujetan y no estorbaran en la superficie de contacto del P.T.R. de la base inferior.

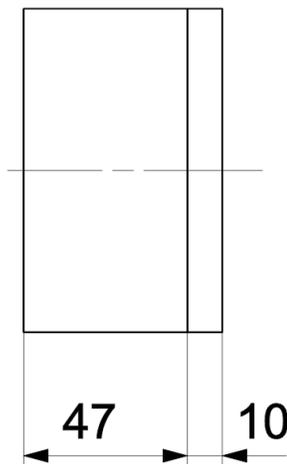


Figura 2.AG. Vista lateral del contenedor.

Finalmente, en la figura 2.AG. es posible ver claramente la altura del contenedor incluyendo la tapa, la cual tiene un par de tornillos con cabeza cónica y una longitud de 20 [mm].

El material es acero al carbono cold rolled 1018, y se manufacturo a partir de una pieza cilíndrica de 100 [mm] y un largo de 70 [mm] en un torno semiautomático que daba hasta una tolerancia de micras.

2.4.2. Rodamiento radial

Estos rodamientos son los que comúnmente se emplean para la transmisión de giro en algún maquina o mecanismo ya que su versatilidad va en que es posible colocarlos en cualquier posición y se encargan únicamente de mantener el torque de un eje y su direccionalidad. Para la estructura, un rodamiento radial sirve tanto para la transmisión del giro de la flecha como para más importante, quitar cualquier pandeo debido a la carga de peso en la parte superior de la estructura y que genera una carga radial con cualquier alteración del equilibrio de la estructura.

Mantener la verticalidad de la estructura es un aspecto importante puesto que, de no tenerla, el desgaste en las sujeciones no sería simétrica y podría resentir una falla por fatiga en algún nodo de unión o peor aún, que el rodamiento de empuje o el eje tuviesen una concentración adicional de esfuerzos, sobre todo de corte transversal y sus probables consecuencias. También existe una inestabilidad general que generaría que el foco se trasladara a otro punto y se saliera de la superficie contemplada para ello, perdiendo razón de ser de la estructura.

Por esto principalmente es que fue obligada la colocación de un rodamiento radial, ya que, aunque el rodamiento de doble efecto elegido anteriormente puede hacer frente a cargas radiales, no es suficiente, debido a la altura y el peso contenido en la estructura.

La idea en conjunto fue separar funciones para los rodamientos, mientras que el de empuje se encargaría de soportar el peso de la estructura y darle verticalidad en la parte más baja de la estructura, el rodamiento radial estaría completamente dispuesto en su función de obligar a la flecha a mantenerse vertical con respecto a la base.

Siguiendo las recomendaciones sobre la elección del rodamiento e investigando sobre los tipos que hay en el mercado, resulta que la gran mayoría de rodamientos que ya tienen su jaula tienen una tolerancia de inclinación que va desde los 5 hasta los 11 grados, característica totalmente descartable para el caso del mecanismo puesto que lo que se pretendía era obligar la perpendicularidad del eje y por lo tanto, el que los planos de la canasta y las bases fueran completamente paralelas. Este hecho obligo a pensar en la opción del diseño del contenedor de este rodamiento, así que ya estaba uno de las peculiaridades que debía poseer fija.

El segundo aspecto fue el cubrir el aspecto de la carga.

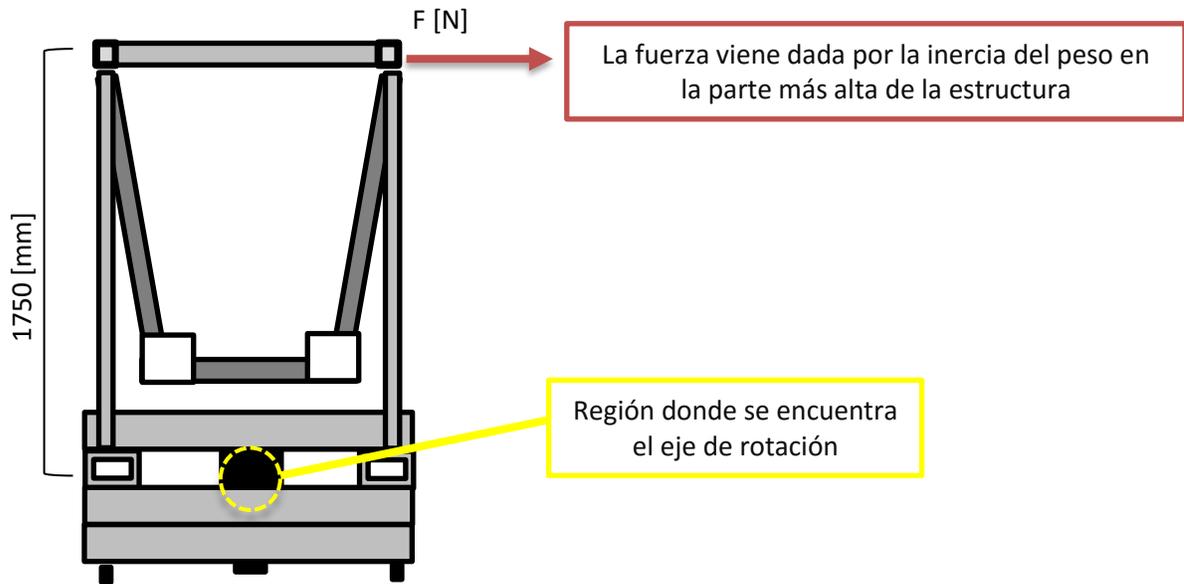


Figura 2.AH. Esquema que muestra la región donde se manifiesta el momento, la fuerza que lo provoca y la distancia entre ambos.

La fuerza que provocaría este par es únicamente la ocasionada debido al peso que existe en la parte superior de la estructura a lo que también podríamos añadirle algún factor externo como el viento. Desde el marco de la lente de Fresnel hasta la superficie del foco, todo el material en conjunto tiene un peso de 25 [kg] aproximadamente. Tomando en cuenta que además en la parte de arriba están dos chumaceras, un par de ejes y tornillería, se estimó un total de 30 [kg] los cuales se colocaron en una dirección 90 grados inclinada a la que debería de ser, exagerando su efecto.

Tenemos entonces el caso de un par generado por esta fuerza:

$$\tau = F(rs\text{en}\theta) = (300 \text{ [N]})(1.75 \text{ [m]})(\text{sen } 90) = 525 \text{ [Nm]}$$

Con este dato se buscaron algunas opciones en cuanto a rodamientos radiales que cubrieran estas dos características, decantándome por el VER 231 de la marca Browning, la marca por cuestión de costo y por brindar lo que la serie suele brindar, las características que el fabricante proporciona sobre su producto y un esquema para presentar el dimensionado están presentes en la sección de planos del documento.

Según especificaciones del fabricante, esta manufacturado para soportar cargas radial dinámicas de hasta 7889 [Lbf] (23201.92 [N]) y 5216 [Lbf] (2621.47 [N]) estática, además de soportar hasta 3000 R.P.M.⁴⁹

De acuerdo al sistema que se tiene hasta este momento, el peso superior empuja hacia un lado específico el eje generando un par y un esfuerzo de corte en el mismo. Con esta problemática es fácil suponer la posición que debía tomar el rodamiento radial para desaparecer este efecto y genere la verticalidad que se deseaba tener en todo momento, mientras más cerca se encuentre a la altura máxima de la estructura mejores resultados en cuanto a estabilidad, puesto que, en el supuesto caso de estar exactamente en la línea de acción de la fuerza, solo tendría que soportar esos 300 [N] que para los 23 [kN] que es capaz de soportar, es prácticamente nada.

La cuestión es que la mayor altura a la que puede posicionarse es lo más alto del eje lugar donde se colocó y fijo con ayuda del contenedor que a continuación se presenta.

El diseño es muy similar al de la otra chumacera puesto que las especificaciones para conseguir que el rodamiento se desempeñe óptimamente son prácticamente las mismas, a diferencia de que este al ser un rodamiento cerrado, puede prescindir del alojamiento de lubricante puesto que ya lo tiene internamente. En las figuras siguientes se pueden observar las medidas especificadas para su manufactura:

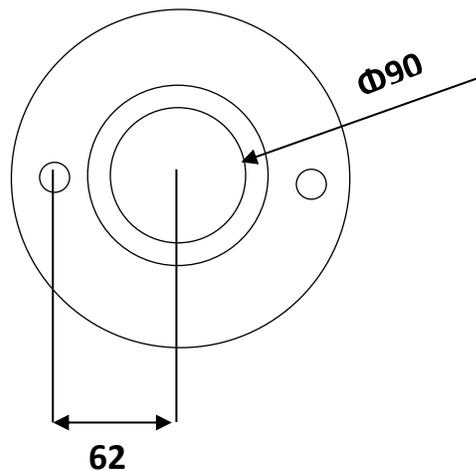


Figura 2.A1. Vista superior del contenedor del rodamiento radial

La figura muestra una perspectiva superior del diseño de la chumacera, la cual se fabricó a partir de un machote con un diámetro de 160 [mm] y un largo de 50 [mm]. Retomando la vista, se distingue el

⁴⁹ Catálogo de la marca Browning, 2015, <<http://www.eissa.mx/ChumBolasBrown.pdf>>

diámetro externo, la ubicación de dos barrenos que atraviesan la pieza y con un diámetro de 90 [mm] el hueco para introducir el rodamiento que es el diámetro que tiene externamente, nuevamente con una tolerancia en micras que fue de 1 - 5 [μm] para que el ajuste fuese exacto.

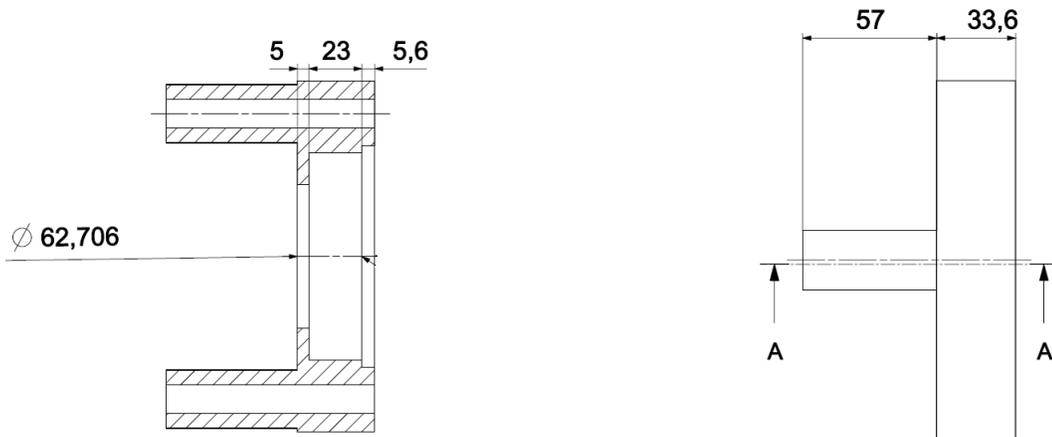


Figura 2.AJ. Corte en vista lateral del contenedor del rodamiento radial y la correspondiente vista lateral

En la figura 2.AJ. se muestra la chumacera en perspectiva lateral y realizando un corte transversal para denotar la parte interna. En la externa muestro el largo del contenedor que es de 33.6 [mm], el otro dato forma parte de un par de “postes” que sirven de apoyo del contenedor para conseguir que la superficie que genera el rodamiento sea completamente paralela a la superficie dada por el PTR de la base inferior que es donde se encuentra asentado y fijo. La distancia entre la superficie de la cara inferior del contenedor y la cara superior del PTR son precisamente esos 57 [mm].

En la figura de la derecha es posible distinguir el agujero inferior de 62.706 [mm] con la respectiva tolerancia de 0.0001 [mm]. El espesor de esta apertura y el diámetro de 90 [mm] es de 5 [mm] y esa apertura continua los 28.6 [mm] restantes.

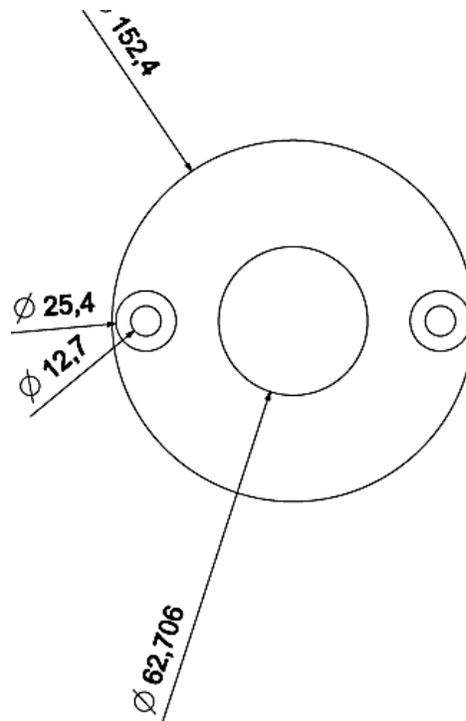


Figura 2.AK. Vista inferior del contenedor del rodamiento radial.

Para terminar de presentar la chumacera diseñada para el rodamiento VER-231, la vista inferior donde se visualizan la medida externa total de 152.4 [mm] y la apertura interna del anillo de 62.706 [mm]. Además, se encuentran el par de cilindros huecos que sirvieron de postes, con un barreno interno tanto en el cilindro como en el contenedor de 12.7 [mm], ubicados a 62 [mm] del centro del diseño. El par de cilindros tienen un diámetro externo de 1 [in] y por ellos pase tornillos de acero de alta resistencia grado 8.8 de un diámetro de 3/8 [in] y un largo de 7 [in].

Como comentario final sobre esta chumacera, se tenía ideado colocar una tapa para darle mayor apriete, pero al final de la manufactura está ya no fue necesaria y por falla de manufactura rozaba con el rodamiento impidiendo su libre giro por lo que no se colocó.

El material con el que fue manufacturado es el mismo que el de la chumacera diseñada para el rodamiento de empuje acero cold rolled 1018.

2.4.3. Chumacera de bolas lineal

El último rodamiento requerido para la estructura es aquel que tiene como tarea el permitir el libre giro del marco y todo lo unido a él. Esto conlleva que el rodamiento destinado a ello debiera no solo cumplir con las especificaciones de carga a la que se verá sometido, sino que además en esta región si había que cuidar el peso y las dimensiones del mismo.

De acuerdo a lo anterior, lo ideal es el uso de rodamientos radiales que transmitan el movimiento de giro en primera instancia ya que la carga axial no es importante debido a que los ejes se encuentran paralelos al plano del suelo. Planteando esto se pudo emplear tanto un rodamiento de bolas como uno de rodillos, pero debido al costo de este último opte por el de bolas ya que la diferencia en cuanto a la mecánica es mínima. Por último, a diferencia del rodamiento radial que se explicó en la parte 2.5.2., este rodamiento permite un ajuste de ángulo ya que al momento de la manufactura es factible que las tolerancias en las juntas se excedan y la simetría entre ambos postes se vea comprometida, así al tener este ajuste, en caso dado se podría corregir esa pequeña discordancia entre extremos. El uso de una chumacera sellada con un ángulo de corrección de hasta 7 grados fue la opción tomada.

Partiendo de la carga que será el aspecto importante a cuidar, tenemos que la carga es, como ya se reconsidero en la sección 2.5.2., de 300 [N] con lo que pensando en que en un extremo hay un empotramiento y el efecto de dicha fuerza es uniforme en toda esa superficie, se tomó esa carga de 300 [N] como una fuerza directa y radial para el rodamiento:

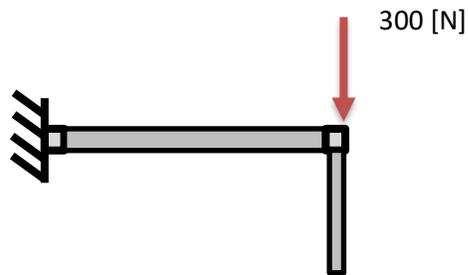


Figura 2.AL. Esquema general de la carga prevista en el rodamiento superior

Para cargas tan pequeñas prácticamente se pudo emplear cualquier tipo de chumacera, pero tomando en cuenta los aspectos anteriores y agregando el diámetro de los ejes el cual no debía ser tan grande para no estorbarle a la unión de los perfiles de aluminio que sostendrán al marco y demás, el eje quedo de $\frac{3}{4}$ [in] debido a la carga que ya se expuso y la naturaleza del material, acero cold rolled 1018, a la deformación plástica.

Con esto el modelo de las chumaceras seleccionadas para sostener al marco, las UCF204-12 de la marca ZKL más a fondo en el apartado de planos al final del documento.

Las chumaceras, según el fabricante, tienen una resistencia a la carga dinámica de hasta 12, 800 [N] y a la carga estática de 6, 650 [N], por lo que esos 300 [N] entran dentro de las cargas admisibles para estos rodamientos, aun mas siendo que son dos con la misma naturaleza.⁵⁰

Y esto representaría todo en cuanto a la elección de estas chumaceras puesto que su prefabricación omite el hecho de diseñar cualquier tipo de jaula, por lo cual se pasa con la base con la que se realizó su fijación a los postes laterales y que además sirve como unión de ambas.

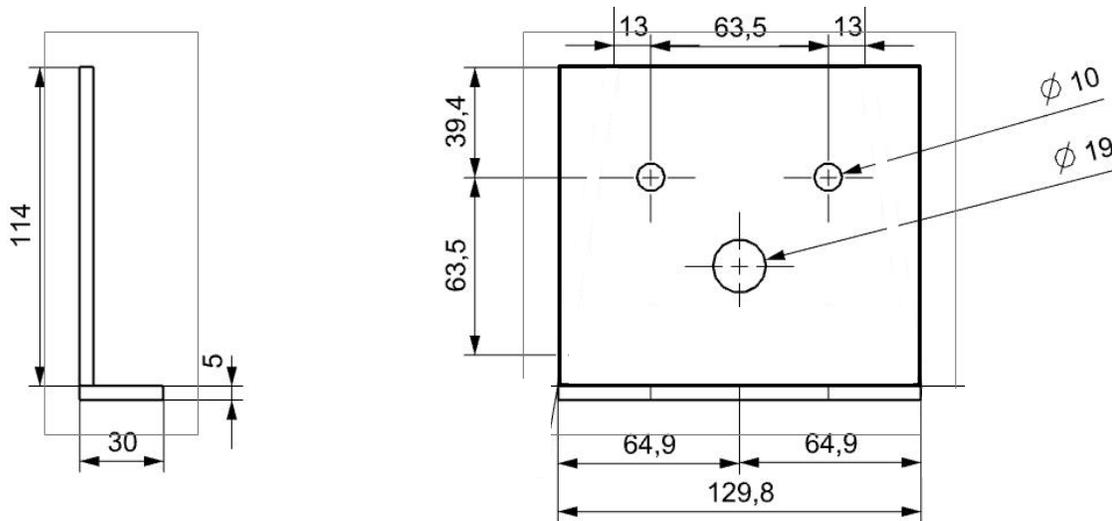


Figura 2.AM. Diseño de la base de fijación para las chumaceras UCF204-12.

El diseño es sencillo, dos placas unidas por tornillos en la parte trasera de la placa vertical, la vertical precisamente de 114 x 130 [mm] y la acostada de 30 x 130 [mm]. La decisión a este diseño es para ayudar al rodamiento a permanecer fijo y en su posición, al estar sujeto mediante tornillos M10 en la placa vertical a los perfiles laterales y asentarse en la base que le sirve de descanso, evita una rotación por parte de la chumacera. El barreno central es de un diámetro mayor al previsto para el eje que pasa por ahí y lo atraviesa hasta unirse al perfil de aluminio que forma parte del marco de la lente.

Con esta base se finaliza lo referente a los contenedores y su sujeción, en el siguiente subcapítulo se continua el diseño de los ejes; el central y los superiores.

⁵⁰ Catálogo de la marca Browning, 2015, <<http://www.eissa.mx/ChumBolasBrown.pdf>>

2.5. Diseño de ejes

El diseño y construcción de una máquina o de un dispositivo proviene de la necesidad humana de realizar una actividad que, aunque es probable de llevar a cabo, puede darle mayor simpleza e incluso conseguir su fin sin siquiera la atención de un ser humano. Para conseguirlo se han ideado un sinnúmero de herramientas que le brindan al hombre infinidad de posibilidades que solo su creatividad frena, por ejemplo, para transportar una carga de gran peso se ha valido de la rueda como un mecanismo simple que le permite llevar a cabo esta tarea sin complicaciones, rápida y efectivamente. Pero además de las herramientas e ideas, el hombre necesita de la energía para conseguir que sus máquinas puedan moverse y además, medios para transportar esta energía de un lado a otro de las entrañas de los mecanismos que conforman a esta máquina.

Dentro de todas las formas que existen para transportar o transmitir la energía, en este apartado toca hablar de los ejes, que como bien describe el autor Robert L. Mott en su libro *Diseño de elementos de máquinas* “un eje es un componente de dispositivos mecánicos que transmite movimiento rotatorio y potencia. Es parte de cualquier sistema mecánico donde la potencia se transmite desde el motor, que puede ser un motor eléctrico o uno de combustión, a otras partes giratorias del sistema”⁵¹.

Con esta definición en mente es fácil visualizar un eje, pero diseñar el adecuado para un mecanismo requiere de una serie de consideraciones que van desde la consideración de las fuerzas, pares torsionales y momentos flexionantes que el eje presenta durante su funcionamiento, hasta la presencia de fuerzas externas que actúan en direcciones que normalmente un eje presenta en proporciones mínimas ya que sus puntos de fallo suelen hallarse comúnmente ahí.

2.5.1. Eje central

Tal y como lo sugiere el autor, la propuesta sobre cuál sería el elemento de máquina sostenido por el eje que ejerce la fuerza sobre el mismo y que causara momentos flexionantes, se consideró por el uso de una polea en un sistema para bandas V, algo parecido al de las cadenas de transmisión. Esto puesto que la otra alternativa era precisamente el uso de cadena, pero esta solo permite el giro en una sola dirección, restricción no permisible en el mecanismo construido.

Una característica que lo distingue de la transmisión de cadena es que el lado que transmite y que recibe el movimiento se encuentra en tensión, aunque esta no es de la misma magnitud, por ello hay una fuerza impulsora sobre las poleas:

⁵¹ Robert L. Mott. (2006). *Diseño de elementos de Máquinas*. México: PEARSON. 530

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (27)$$

La magnitud de la fuerza impulsora neta se puede calcular con el par torsional transmitido:

$$F_t = \frac{M}{D/2} \quad (28)$$

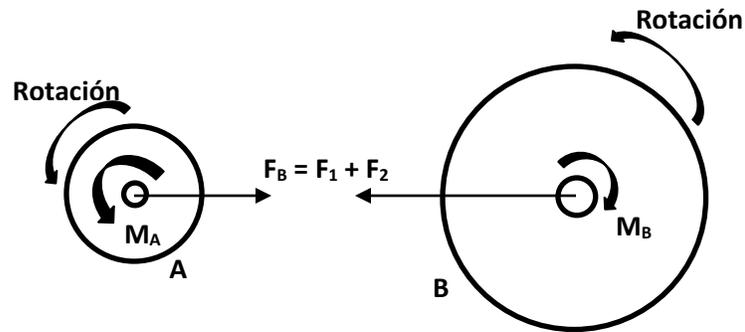


Figura 2.AN. Fuerzas sobre poleas⁵²

La relación de la tensión en el lado tenso y la tensión en el lado flojo para transmisiones V:

$$\frac{F_1}{F_2} = 3 \quad (29)$$

La relación entre F_f Y F_t :

$$F_f = C(F_t) \quad (30)$$

Donde C es:

$$C = \frac{F_f}{F_t} = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2} \quad (31)$$

⁵² Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 539

Para el uso de correas planas C tiene un valor de 2 y teniendo el valor de la fuerza tangencial:

$$\frac{F_f}{33.33 [N]} = 2$$

$$F_f = 66.667 [N]$$

Que es la fuerza flexionante existente debida a la polea y por lo tanto en el eje en la parte inferior del mismo.

El cálculo de F_1 y F_2 es posible hacerlo mediante la relación de F_1 y F_2 y la ecuación (19):

$$\frac{F_1}{F_2} = 3$$

Despejando F_1 :

$$F_1 = 3(F_2)$$

Sustituyendo en la ecuación (31):

$$2 = \frac{3F_2 + F_2}{3F_2 - F_2} = \frac{4F_2}{2F_2}$$

$$F_2 = 1 [N]$$

$$F_1 = 3 [N]$$

Además, existe una relación entre la velocidad de giro de las poleas *impulsada* y *de conducción*:

$$N_g(D_g) = n_p(d_p) \tag{32}$$

Donde n_p es la velocidad de la polea de accionamiento, N_g la de la polea conducida, d_p es el diámetro de la polea de conducción y D_g la polea impulsada, sustituyendo los valores del sistema:

$$(n_p)(0.05 [m]) = (0.0007 \text{ RPM})(0.3 [m])$$

$$n_p = 0.0042 \text{ R.P.M.}$$

Retomando además el dato del torque del motor propuesto y el torque del eje impulsado:

$$M_p = 30 \text{ [Nm]}$$

$$M_g = 5 \text{ [Nm]}$$

La potencia necesaria del motor sustituyendo en la ecuación (17):

$$P_m = 0.129 \text{ [W]}$$

En cuanto a los componentes transmisores de movimiento, el acomodo quedo de la siguiente forma:

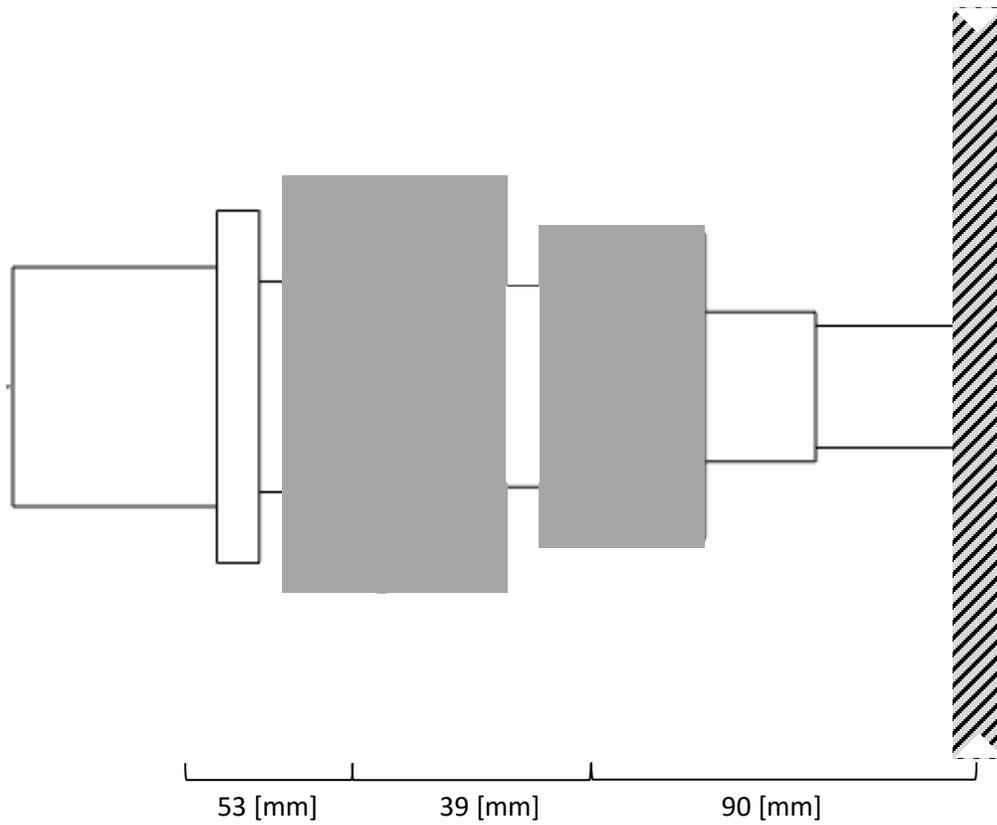


Figura 2.AÑ. Ubicación de los componentes transmisores de potencia y los rodamientos

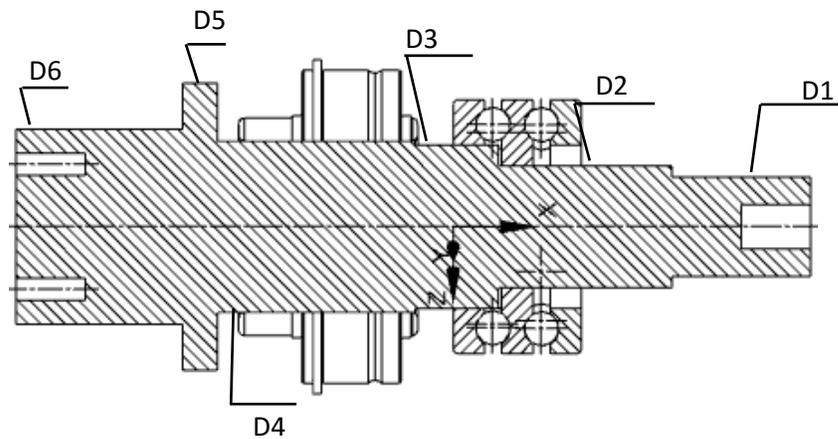


Figura 2.AO. Diámetros con los que está conformado el eje

En la figura 2.AÑ. se visualiza la ubicación exacta de los rodamientos contemplados en el diseño que, pese a que en el diseño de ejes de transmisión recomiendan ubicar los rodamientos lo más cercanos a

los extremos, resulta prácticamente imposible hacerlo debido a la sujeción superior con el P.T.R. de la base de arriba y la falta de espacio en la parte de abajo. La polea que recibe la potencia de parte del motor se localiza en la parte más baja del eje y en la que se sujeta por medio de un tornillo de 12.7 [mm] en el mismo eje.

En la siguiente figura lo que se visualiza son los diámetros por los que está conformado el eje principal, partiendo de la zona inferior con D_1 hasta el último D_6 que es el diámetro que se encuentra dentro del P.T.R. y que sirve de superficie base.

Adicionalmente a lo anterior el material empleado en su manufactura es acero cold rolled 1018 como ya se ha hecho mención anteriormente. Con esta aclaración tenemos los valores del esfuerzo de fluencia (S_y) y esfuerzo máximo (S_u).

$$S_u = 5483 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$S_y = 4640 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Su dureza Brinell es de 156, módulo de elasticidad (E) de $30(10^6)$ [PSI], coeficiente de Poisson (μ) de 0.3 y su densidad de $7.85 \text{ [Kg/dm}^3\text{]}$

Las condiciones de esfuerzo son muchas y depende de la situación particular para elegir la adecuada. Para el eje a diseñar se supusieron que los esfuerzos flexionantes son totalmente invertidos y repetidos por la rotación del eje. Además, el material del que está hecho el eje es un material dúctil como lo es el acero cold rolled 1018, la carga torsional es constante y solo actúa en una dirección, recordemos que el eje se encuentra en una posición vertical.

Siendo el mejor indicador de falla en materiales dúctiles, debido al esfuerzo cortante y que se da de forma constante, es la teoría de energía de distorsión donde el esfuerzo cortante se calcula con⁵³:

$$\tau_d = \frac{S_u}{N\sqrt{3}} = \frac{(0.577)S_u}{N} \quad (33)$$

⁵³ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 543

Donde S_u es la resistencia última a tensión del material, N es el factor de diseño que para materiales dúctiles como el establecido tiene un valor de entre 2.0 y 2.5.

Por lo que sustituyendo valores:

$$\tau_d = (64,000 \text{ [psi]}) (0.577) / 2.5$$

$$\tau_d = 14,771.2 \text{ [psi]} = 101,843.878 \text{ [kPa]}$$

A pesar de que la posición del eje es vertical, el concepto del cortante vertical aplica para el diseño del eje puesto que la consideración está enfocada al caso en donde tenemos puntos sobre el eje donde no se aplica par torsional y donde los momentos flexionante son igual a cero o muy bajos, que suelen ser los lugares donde el eje es soportado en un extremo por un cojinete y cuando esa parte no transmite par torsional. En estos puntos lo que podemos encontrar son fuerzas cortantes importantes.

Hay que recordar que el esfuerzo disminuye de manera aproximadamente parabólica hasta cero en la superficie externa del eje. El esfuerzo cortante vertical máximo para el caso especial de una sección transversal circular sólida se puede calcular con⁵⁴:

$$\tau_{\max} = \frac{4\tau}{3A} \quad (34)$$

Donde τ es la fuerza cortante vertical y “ A ” el área de la sección transversal.

Siendo que la rotación del eje provoca que cualquier punto de la parte externa de la sección transversal este sometido a un esfuerzo cortante reversible que va de un máximo a cero y a otro máximo y regresa a cero en cada revolución, el análisis de esfuerzos se realizó considerando la teoría de la energía de distorsión:

$$N = \frac{S'_{sn}}{\tau_{\max}} \quad (35)$$

⁵⁴ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 543

$$S'_{sn} = (0.577) S_y \quad (36)$$

Donde S_y es la resistencia a la fatiga real estimada y se calculó por medio de bastantes consideraciones; acabado superficial, factor de material, factor de tipo de esfuerzo, factor de confiabilidad y factor de tamaño⁵⁵:

$$S_u = 64,000 \text{ [psi]} = 441.26 \text{ [MPa]} = 4499.6 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

$$S_n = 70 \text{ [MPa]}$$

$$C_m = 1.0$$

$$C_{st} = 1.0$$

$$C_R = 1.0$$

$$C_s = 0.865$$

Todos los valores se sustituyen en la siguiente expresión:

$$S_y = S_n (C_m)(C_{st})(C_R)(C_s) \quad (37)$$

Sustituyendo valores:

$$S_y = (70)(1)(0.8)(1)(0.865) = 60.55 \text{ [MPa]}$$

Obtenido este dato, retomando la ecuación (35) sustituyendo el valor de S'_{sn} :

$$N = \frac{(0.577)S_y}{\tau_{max}}$$

⁵⁵ Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 174

Esto expresado como esfuerzo de diseño es:

$$\tau_d = \frac{(0.577)S_y}{N}$$

$$K_t \frac{4\tau}{3A} = \frac{(0.577)S_y}{N}$$

Despejando N:

$$N = \frac{(0.577)S_y(3A)}{K_t (4\tau)} = \frac{(0.433)S_y(A)}{K_t (\tau)} \quad (38)$$

Pero siendo que el interés de este análisis reside en el diseño del eje, el diámetro del eje como un mínimo es un dato más importante por conocer, por lo que sustituyendo el valor del área y despejando el diámetro:

$$d = \left[\frac{27.7 \cdot n}{\pi \cdot S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (39)$$

Donde “n” el valor calculado en la ecuación (38), S_y es la resistencia a la fatiga real estimada, M el momento flector y T el momento torsor.

El eje manufacturado soporta un cortante no vertical sino horizontal, pero que en este cálculo funciona de igual manera, excepto que la consideración de la aplicación de la fuerza cortante que soporta el eje es debida a la flexión del peso que debe soportar, el cual es en su mayoría solventado por el uso de un rodamiento axial que lo sostiene y evita este efecto. Retomando el cálculo ya realizado sobre el peso superior de la estructura y suponiendo que el centro de masa se encuentra en la base del foco y este se encuentra en la posición más inestable que puede soportar la estructura y es la que provoca el momento.

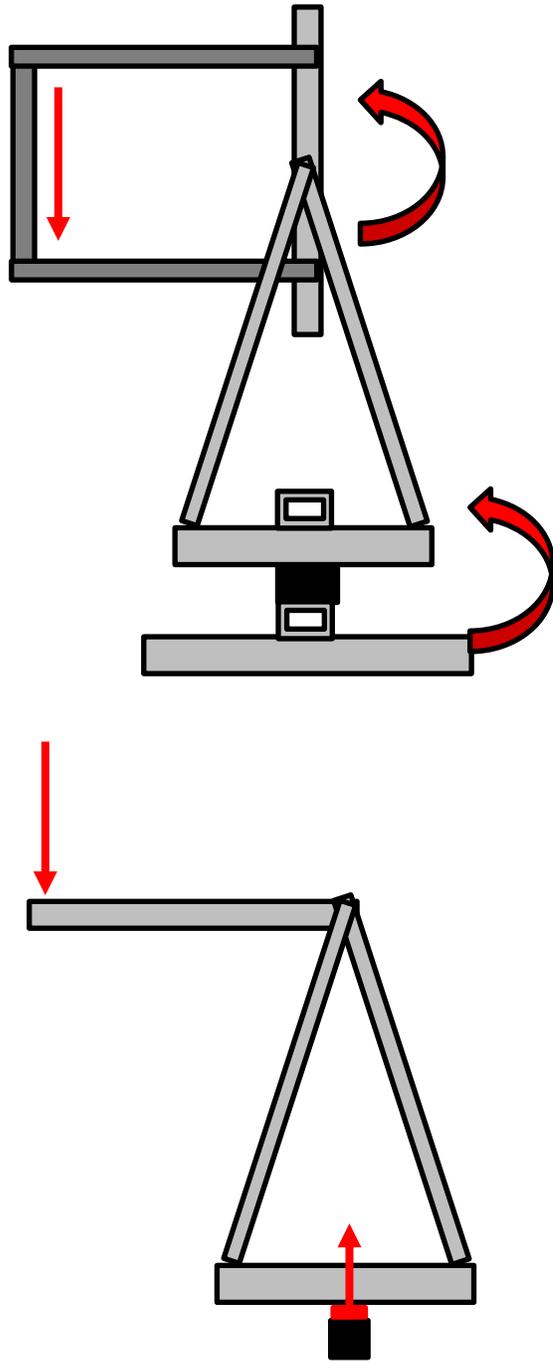


Figura 2.AP. Representación de las reacciones de la estructura debido a la rotación del plano del foco

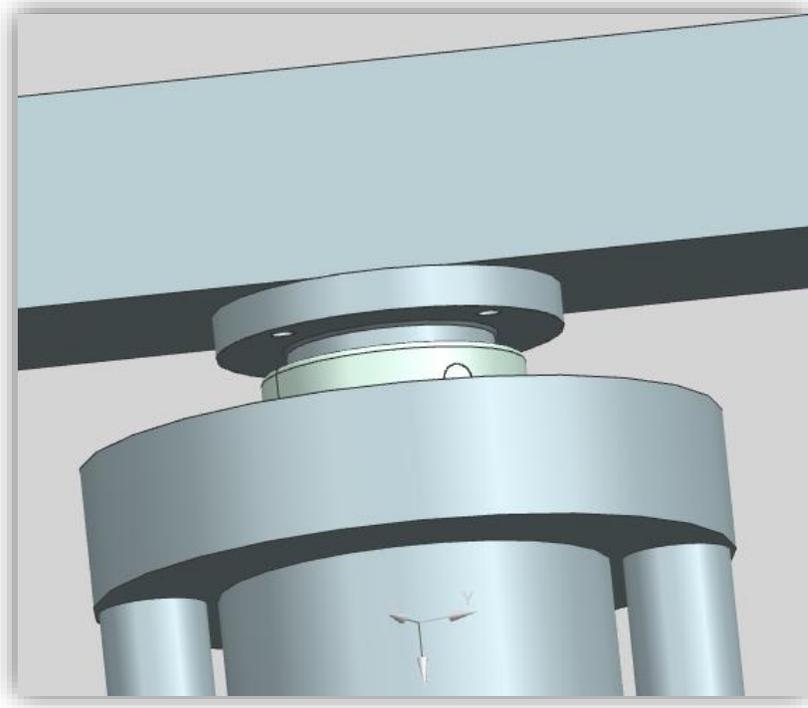


Figura 2.AQ. Región del eje donde se produce la mayor concentración de esfuerzos

En la figura anterior se representa la posición de la estructura que podría generar el mayor momento posible debido al peso de la estructura. El peso total ubicado en el extremo del plano del foco es de 11 [Kg], y la parte roja al centro de la figura representa la zona del eje que soporta este momento ya que es la región existente entre la unión del eje con el P.T.R. de la base superior y el eje con el rodamiento axial que lo mantiene completamente vertical con respecto a la base inferior.

Para calcular este cortante hubo que descomponer las fuerzas en un diagrama de cuerpo libre:

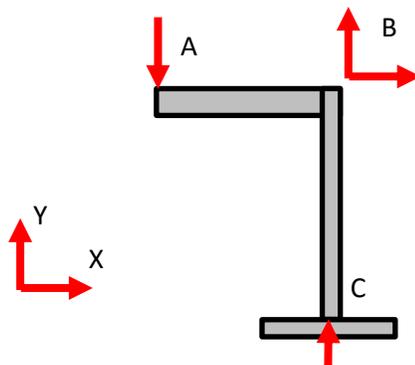


Figura 2.AR. Diagrama de cuerpo libre del posicionamiento de la estructura en vertical

El valor de carga habido en cada extremo del PTR central es de 372.36 [N] por lo que en el punto central que es donde se encuentra el eje, el momento que se produce es de 208.5 [Nm].

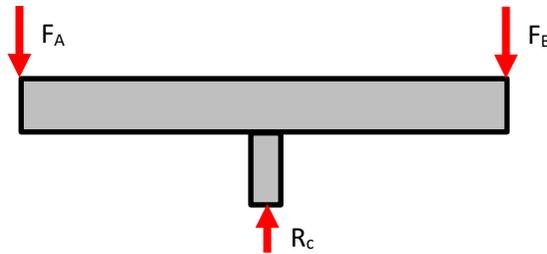


Figura 2.AS. Diagrama de cuerpo libre de las cargas y reacciones en el PTR central

El cálculo para el diámetro incluyo la estimación del cortante máximo habido en un eje posicionado verticalmente, pero en el caso de la estructura no existe ningún cortante directo, lo que sí se puede calcular es el cortante máximo debido a torsión⁵⁶:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (40)$$

Donde se descarta la suma del cortante por torsión debido a que la torsión que tiene el eje es muy pequeña en el plano x-z. El valor de σ_x se obtiene con el momento flector en la sección crítica y la siguiente expresión²³:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot d / 2}{I} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad (41)$$

Utilizando el valor del momento encontrado para el centro del PTR y sustituyendo:

$$\sigma_x = \frac{32 (459.53 [Nm])}{(\pi)(0.04921[m]^3)} = 39.74 (10^6) [N/m^2]$$

⁵⁶ Escuela de Ingeniería. (2014). Diseño de ejes. 26 de febrero de 2015, de Universidad Carlos III de Madrid Sitio web: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseño-de-maquinas/material-de-estudio/ejes_transparencias.pdf

El valor de M está dado en la supuesta posición adquirida de la estructura.

Sustituyendo en la ecuación (40):

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2} = \left(\frac{39(10^6)}{2}\right) = 19.5 (10^6) \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Obtenido el valor de este cortante debido al posicionamiento de la estructura, tenemos un valor dado para M que al despejarlo de la siguiente ecuación:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (42)$$

$$M = 7657.63 \text{ [Nm]}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (39):

$$D = \sqrt[3]{\frac{(27.7)}{\pi(60.55 (10^6) \left[\frac{N}{m^2}\right])}} (7657.63 \text{ [Nm]}) = 0.125 \text{ [m]} = 125 \text{ [mm]}$$

Finalmente, este es el diámetro mínimo que debía de tener el eje en esta zona para soportar este cortante generado por el peso de la estructura superior, contemplando un material como lo es el acero cold rolled. En base a este cálculo, y tomando en cuenta algunas fuentes externas que podrían aumentar esta fuerza cortante como el viento, existía el riesgo de sufrir un fallo por parte del eje central en esta región siempre y cuando la posición de la estructura sea tal, para la cual no fue diseñada con lo que es posible contener esta carga debida a la flexión del eje con el rodamiento radial, dejando la posibilidad de falla más baja.

El esfuerzo normal de diseño/carga por fatiga resulta importante debido a que el eje, al encontrarse posicionado verticalmente, carga con el peso completo de la estructura superior, condición que implica la carga más grande del sistema involucrada.

Para su cálculo basto con considerar la resistencia estimada a la fatiga real S_y y el factor de diseño, que, para diseños típicos de ejes, se recomienda un valor de 2.0.

$$\sigma = \frac{S_y}{N} \quad (43)$$

Sustituyendo valores:

$$\sigma_d = \frac{60.55 \text{ [MPa]}}{2} = 30.275 \text{ [MPa]}$$

2.5.2. Ejes superiores

Los ejes superiores, uno para cada extremo del marco, son únicamente un par de cilindros huecos de 3/4 [in] de diámetro externo y un barreno central de 5/16 [in], con un largo de 160 [mm]. Manufacturados a partir de barras de acero cold rolled 1018, llevan atravesados en si un par de tornillos grado 8.8 del diámetro especificado para el interior del eje y un largo mayor, llegando hasta los 200 [mm] ya que son estos los que, por medio de una tuerca con balín colocada en el perfil de aluminio, une el eje con el marco en cada uno de sus lados.

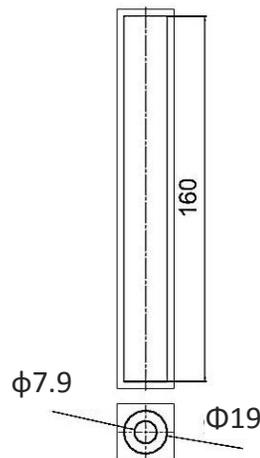


Figura 2.AT. Diseño de los ejes superiores

Al igual que en el caso del eje principal, se desarrolla a continuación los puntos más importantes seguidos para el diseño de los ejes superiores, salvo que siendo que en ambos extremos del marco hay un eje con las mismas características, se analizara uno de ellos tomando el otro como un apoyo rígido e inmóvil.

Para comenzar es necesario el análisis del eje y los esfuerzos involucrados.

La unión del eje con el marco y el rodamiento esta dado según la figura:

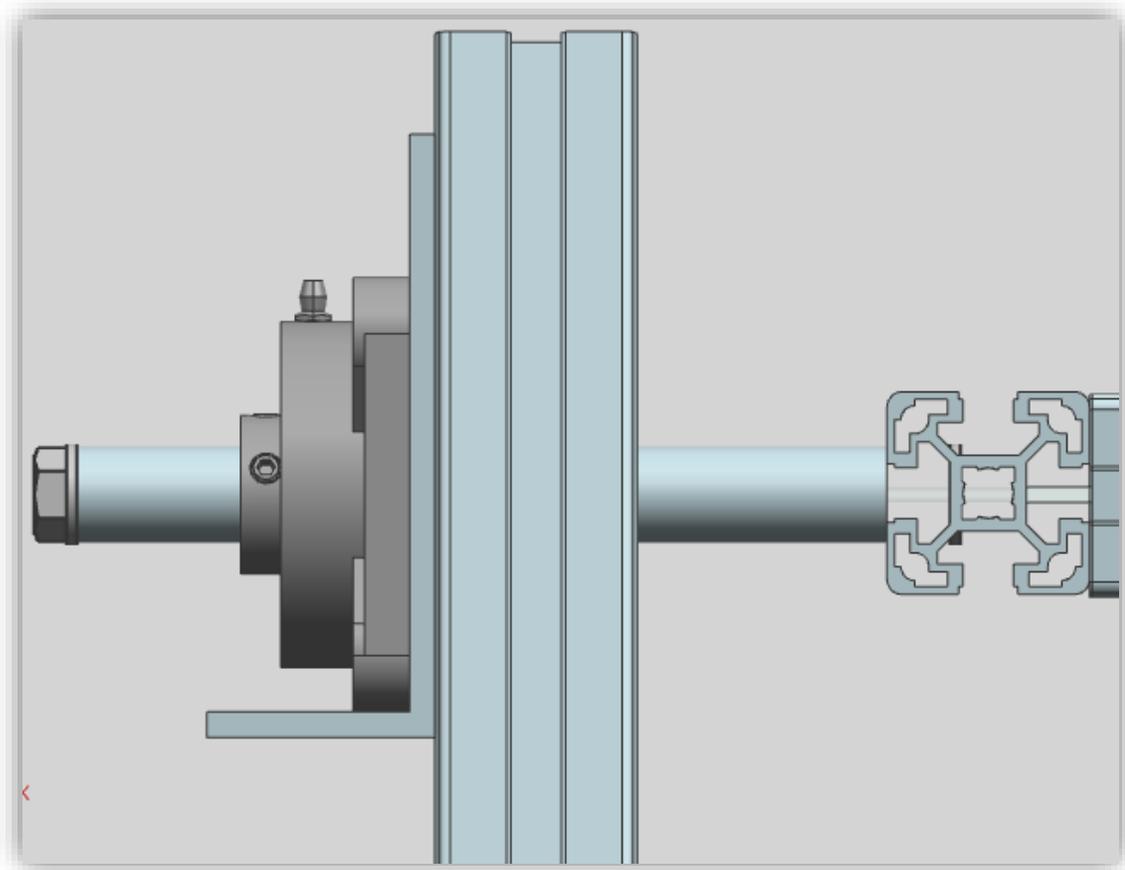


Figura 2.AU. Unión del marco de la lente, la chumacera y el eje superior

La rotación que resiente el eje resulta muy pequeña, ya que los ángulos de trabajo para los que está diseñada la estructura, aunque puede girar hasta 360 grados, comprende unos 60 grados aproximadamente en giro horario o anti horario según sea requerido y al igual que lo que sucede con el eje central, al tratarse de un seguidor solar su movimiento de rotación rondara la velocidad de giro de la tierra sobre su eje de aproximadamente 0.0007 R.P.M.

La distancia a la que se encontrara el motor, desde el centro del eje hasta la superficie superior de la base superior es de 1502.5 [mm]. Además, el torque necesario para conseguir girar el eje va condicionado con la estructura que conserva la superficie del foco.

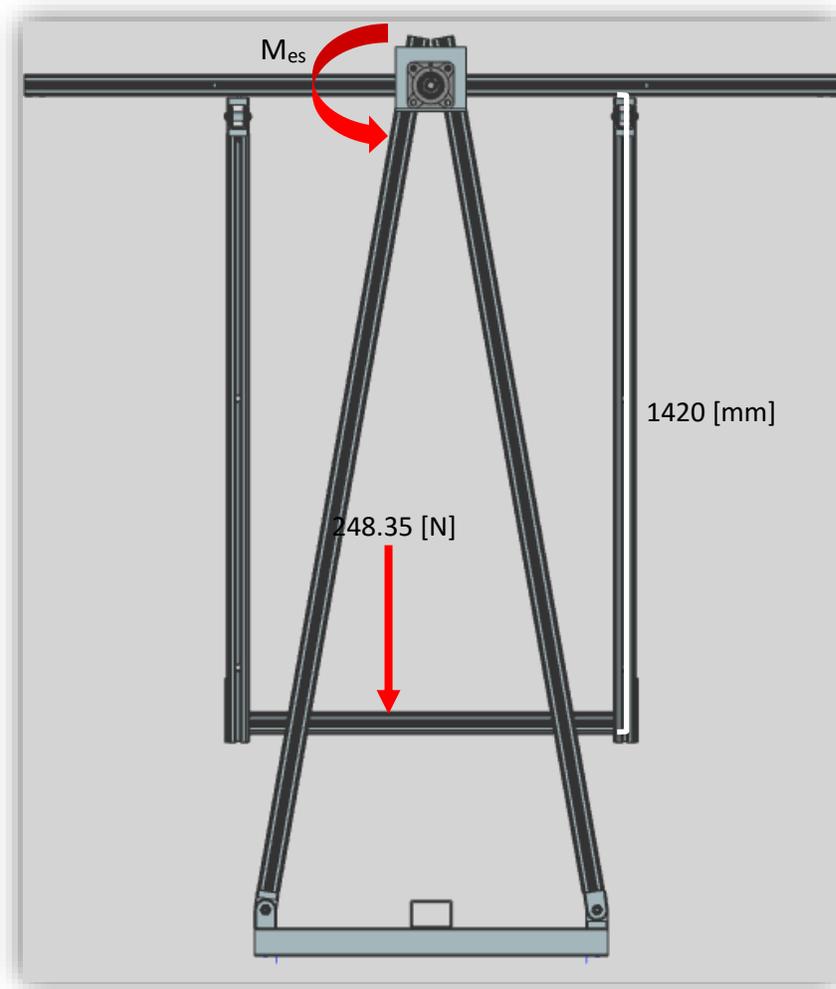


Figura 2.AV. Condición de carga para el cálculo del momento

La carga estimada de la estructura sujeta al eje superior es de 248.35 [N] la cual fue tomada a la máxima distancia de la superficie del foco.

$$M_{es} = (248.35 \text{ [N]})(1.42 \text{ [m]}) = 352.657 \text{ [Nm]}$$

Con estos datos y las consideraciones tomadas en el diseño del eje central en la sección 2.5.1. se procedió por realizar los cálculos para los torques y fuerzas que intervienen en la transmisión de potencia del eje superior.

Retomando las expresiones (27) y (28):

$$F_t = F_1 - F_2$$

$$F_t = \frac{M}{D/2}$$

Calculando F_t :

$$F_t = \frac{352.657 \text{ [Nm]}}{0.3 \text{ [m]}/2} = 2351.046 \text{ [N]}$$

Empleando la relación (30):

$$F_f = C(F_t)$$

Donde C es:

$$C = \frac{F_f}{F_t}$$

Recordando que el valor de C es de 2 para el uso de correas planas por lo que:

$$\frac{F_f}{2351.046 \text{ [N]}} = 2$$

$$F_f = 4702.092 \text{ [N]}$$

Que es la fuerza flexionante existente debida a la polea y por lo tanto en el eje en la parte externa del mismo.

Empleando la expresión (19):

$$\frac{F_1}{F_2} = 3$$

$$F_1 = 3 F_2$$

$$2351.046 \text{ [N]} = 3F_2 - F_2$$

$$F_2 = 1.175 \text{ [kN]}$$

$$F_1 = 3.526 \text{ [kN]}$$

El par torsional neto sobre la polea del motor suponiendo un diámetro de 0.05 [m]:

$$T_m = (3.526 \text{ [kN]} - 1.175 \text{ [kN]}) \left(\frac{0.05 \text{ [m]}}{2} \right) = 58.775 \text{ [Nm]}$$

Haciendo uso de la relación entre la velocidad de giro de las poleas impulsada y de conducción de expresada en la ecuación (32):

$$N_g(D_g) = n_p(d_p)$$

$$(0.0007 \text{ RPM})(0.3 \text{ [m]}) = (n_p)(0.05 \text{ [m]})$$

$$n_p = 0.0042 \text{ RPM}$$

Empleando la ecuación (17):

$$P_m = \frac{(58.775 \text{ [Nm]})(0.0042 \text{ RPM})}{9.55} = 0.025 \text{ [w]}$$

Con este valor y este diámetro de la polea se requerirá un motor con un torque de al menos 60 [Nm] para conseguir el giro de la estructura.

En cuanto al esfuerzo cortante soportado, el cálculo se realizó anteriormente en la sección 2.3.3. para la resistencia del tornillo que atraviesa el eje y para lo que se concluyó que los tornillos en conjunto al eje manufacturados en acero al carbono son suficientemente resistentes para soportar el peso de la canasta central, aunque de igual manera se efectuó una simulación de esta situación en el capítulo siguiente.

Presentado el diseño de los ejes usados en la estructura, se concluye este segundo capítulo para darle entrada a un análisis que realizado previo a la compra y manufactura de las distintas piezas, para determinar las cargas que los materiales debían soportar cuando esta tuviera ciertas posiciones.

CAPITULO TERCERO

DISEÑO EN CAD

Según SIEMENS “Computer-aided design” (CAD) es el uso de programas computacionales para crear representaciones gráficas de objetos físicos ya sea en segunda o tercera dimensión” y es que actualmente su uso se ha vuelto una herramienta importante a la hora de diseñar cualquier tipo de mecanismo, herramienta, estructura, etc.

Para muy diversas tareas es empleado, desde la creación de modelos de superficie o sólidos hasta procesos de ingeniería como el layout de productos, todo esto para evitar la creación y uso de prototipos físicos que aumentan el costo del producto final.

Para el desarrollo del proyecto se recurrió al apoyo de dos software de esta naturaleza; Unigraphics NX en su versión 9.0 y Solidworks en su versión 2016, el primero de la marca SIEMENS y el segundo de Dassault Systemes, ambos en su versión x64 bits, y que aunque ambos funcionan de manera similar al tratarse de programas CAD, se emplearon para distintas partes del diseño de la estructura. El equipo donde se utilizó dicho software es una portátil de la marca Acer con 6 [Gb] de memoria RAM y un procesador de cuatro núcleos a 1.8 [MHz].

La primera parte que respecta a este cuarto capítulo se detalla el uso de NX 9.0 en la creación de los modelos 3D de los componentes, especificaciones del programa para conseguirlo y finalmente su ensamble. Posteriormente se detalla el análisis de elementos finitos que el programa Solidworks provee, las especificaciones en el programa en cuanto a materiales asignados, restricciones, cargas, reacciones, mallado y resultados obtenidos.

3.1. Diseño de la estructura a través de CAD

Usar una herramienta tan poderosa como lo es Unigraphics permite visualizar un diseño tan tangible como sería tenerlo en las propias manos. El poder ensamblar todas las piezas por las que se compone y finalmente simular las condiciones a las cuales se verá sometido, una vez manufacturado, permite corregir errores y potenciar el diseño para mejorarlo.

Tal y como ya se hizo mención, se utilizó NX en su versión 9.0 para el modelaje de los distintos perfiles y componentes que forman parte del diseño completo realizado para la estructura. Cabe señalar que muchos fabricantes y distribuidores facilitan modelos en CAD para distintos programas, los cuales vienen detallados y a escala real para que antes de comprar cualquier producto, se tenga la certeza de que el componente cumplirá la función para la que fue fabricado y desempeñara su tarea de acuerdo a las condiciones que un diseñador espera.

El comentar cada uno de los componentes sería algo muy extenso y repetitivo puesto que a lo largo del documento se han ido mostrando, además de que en el capítulo 1 se señalaron los componentes adquiridos especialmente para algunas juntas que requerían movimientos específicos, y en el capítulo 2 se analizaron las juntas de estos perfiles y componentes de unión, así que en lo posterior se limitara a

comentar las secciones que conforman la estructura, secciones que se asignaron, siempre centrado en el uso del software de SIEMENS para su elaboración.

3.1.1. Base inferior

Esta sección está formada por cinco P.T.R., cuatro que forman un cuadrado que es la base principal y la encargada de darle la estabilidad a la estructura, por ello sus dimensiones. El quinto perfil atraviesa el cuadrado y es en el que se apoya la estructura superior.

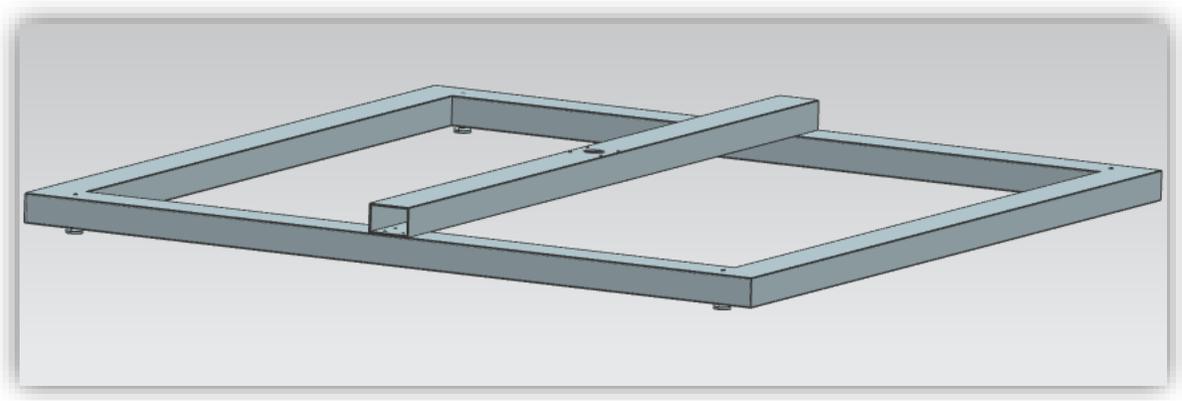


Figura 3.A. Base inferior

Las medidas y demás especificaciones dimensionales se presentan en sus respectivos planos en la última parte de este documento.

La creación se realizó empleando un trazado de dos rectángulos en plano para la base para posteriormente extrudir el plano a la altura necesaria para cumplir con la del P.T.R. utilizado. Para lo hueco se cambió del plano x-z al plano x-y y z-y para trazar la figura interna del perfil y realizar la cavidad que poseen.

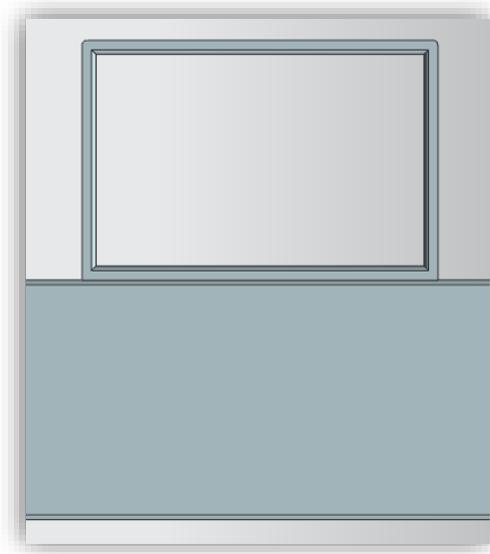


Figura 3.B. Cavidad del perfil

Para la redondez que tiene el perfil en las esquinas se usó la herramienta de redondeo de borde para darle el diámetro de 3 [mm]. Para los barrenos simplemente se regresó al plano x-z y se trazaron los círculos de acuerdo al tornillo a emplear en las diferentes uniones, para el barreno central que es de mayor tamaño solo cambio el diámetro y en casi todos los casos la extrusión fue de lado a lado de los P.T.R.

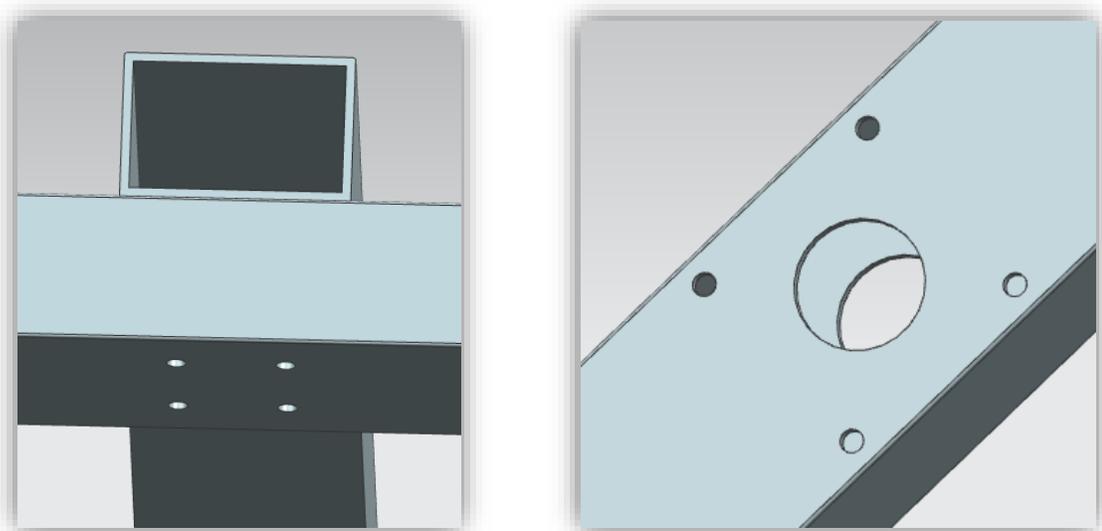


Figura 3.C. Barrenos de los perfiles

En cuanto a las patas son diseños provistos por el fabricante y en cuanto a sus especificaciones se mostraron en el segundo capítulo, en la parte de las uniones y sujeciones.

La unión entre componentes está realizada con restricciones del tipo contacto, alineación y coincidencia de centros de simetría.

3.1.2. Contenedor del rodamiento de empuje

El análisis del diseño de la chumacera del rodamiento axial está expuesto en el anterior capítulo, pero el realizarlo en un diseño 3D facilitó bastante la manufactura del mismo.

Está conformado por tres partes; la jaula, la tapa inferior y el anillo prisionero, tal y como se visualiza en la figura 3.D.

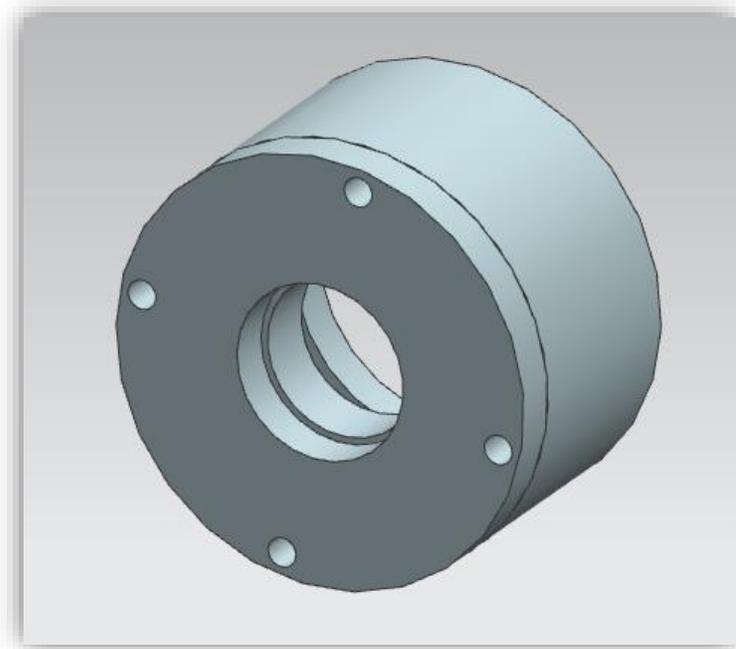


Figura 3.D. Barrenos de los perfiles

La jaula se diseñó a partir de un cilindro dibujado en el plano x-z, al cual una vez extruido, se le dio la cavidad central que debía poseer dejándolo hueco con una pared de 10 [mm].

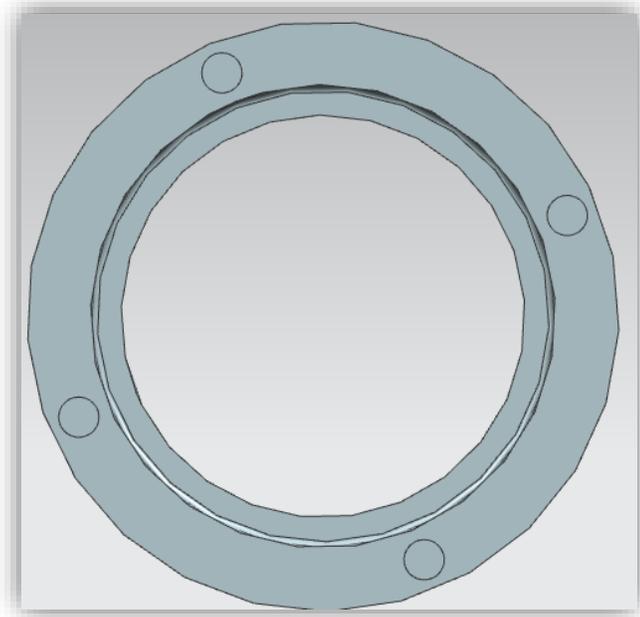


Figura 3.E. Vista superior de la jaula

El hueco circular del centro por el que entra el eje se realizó de igual manera dibujando un círculo en el mismo plano x-z y extruyendo en dirección y positiva los 10 [mm] necesarios. Para el anillo central, se trazó la circunferencia en el plano x-z y al momento de extruirlo se ubicó el inicio a 18 [mm] en dirección “y” y el final a 39 [mm], donde se encuentra el radio recomendado por el fabricante realizado con la herramienta para redondear bordes, en este caso 1 [mm].

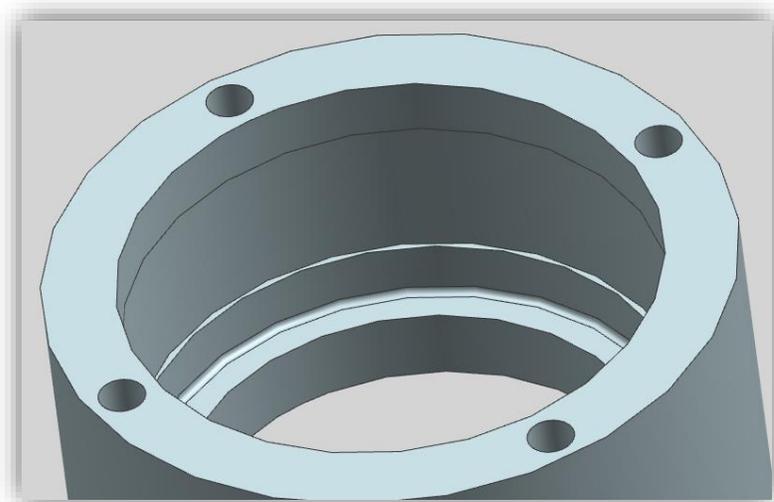


Figura 3.F. Vista interior de la jaula

Finalmente, los barrenos para fijar la tapa están realizados en la superficie superior en donde se extruyó el primer cilindro y con el diámetro necesario se realizó lo anterior en dirección “-y” 20 [mm]. Se omitió realizar la cuerda interna para simplificar las posteriores simulaciones ya que este tipo de geometrías obligan a que el mallado sea a partir de polígonos mucho más pequeños y esto a su vez provoca que el análisis sea extenso en cuanto a tiempo y complejidad.

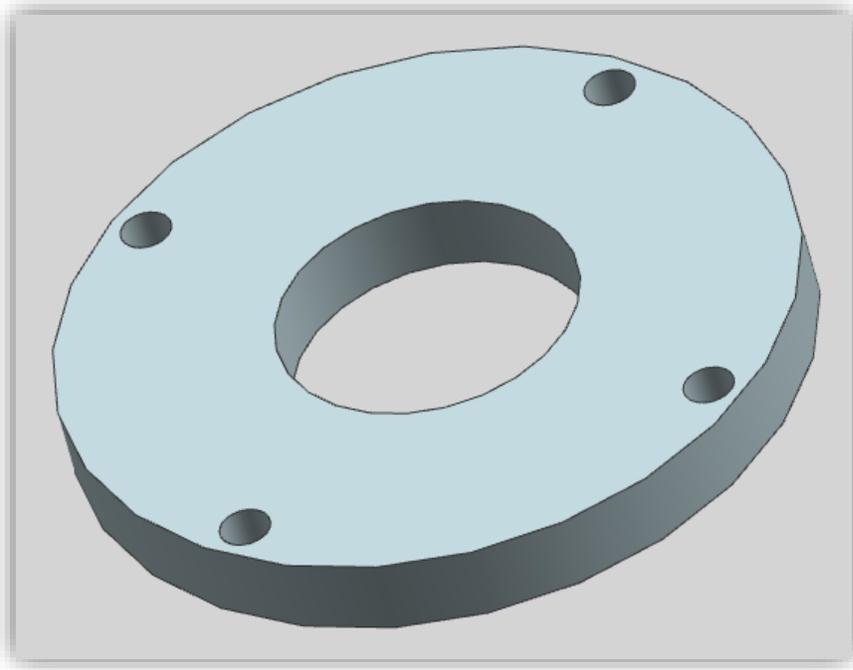


Figura 3.G. Tapa inferior del contenedor

La tapa fue realizada a partir de un cilindro, donde se realizó el barreno central por el que sale la parte final del eje. La extrusión es de 10 [mm].

Los barrenos están acomodados de forma que coincidan con el centro del anillo de la jaula, y atraviesan esta pieza para poder fijar la pieza con tornillos a la jaula.

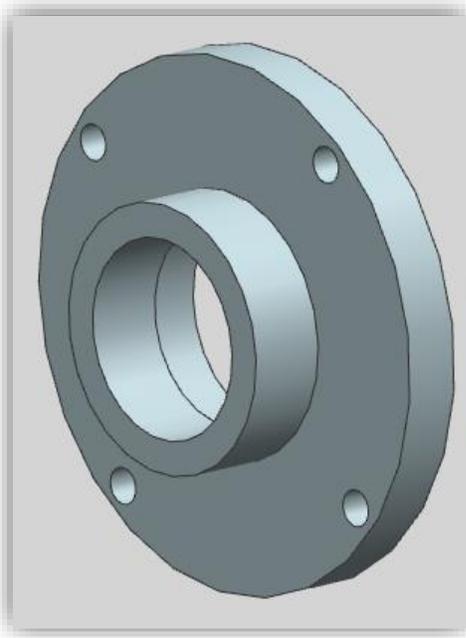


Figura 3.H. Tapa inferior del contenedor

El anillo central es un simple anillo extruido a partir del plano x-z de la tapa hasta 14 [mm].

El rodamiento de empuje esta facilitado por el fabricante ZKL, por lo que la presentación es únicamente ilustrativa.

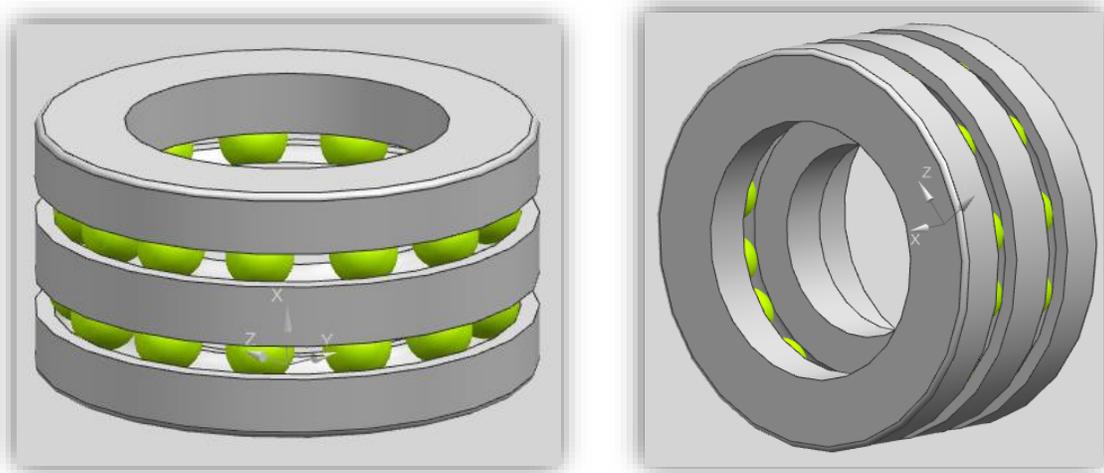


Figura 3.I.. Tapa inferior del contenedor

La unión entre la jaula y la tapa tiene restricciones de contacto cara a cara y alineación de ejes, la unión del anillo central por su parte está alineado con el eje de simetría de la jaula y alineado a la cara superior de la tapa. El rodamiento ya tiene sus restricciones internas, y para unirlo a la jaula se empleó la alineación de ejes de simetría y el contacto con la cara superior de la misma.

3.1.3. Contenedor del rodamiento radial

Esta pieza fue realizada al igual que el contenedor del rodamiento central a partir de un cilindro trazado en el plano x-z y extruido en dirección “-y” 33.6 [mm], la cavidad está dada al centro dejando un cilindro de 45 [mm] y que deja una pared inferior que impide que la salida del rodamiento radial de 5 [mm].

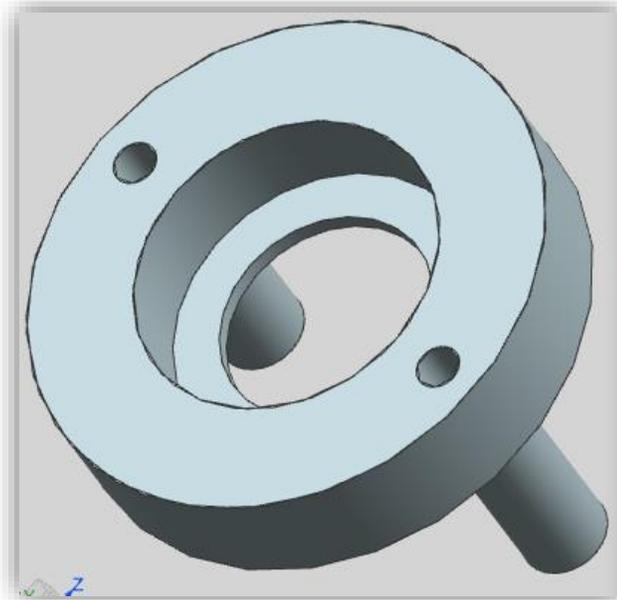


Figura 3.J. Jaula de cilindro radial

Los barrenos están realizados sobre el plano formado por la superficie superior de la jaula y la extrusión realizada en dirección negativa en “y” hasta atravesar la pieza. En la superficie inferior de la misma pieza se trazó un par de anillos con el punto central del barreno, para formar los postes que son la base del contenedor del rodamiento radial. Su extrusión se hizo en dirección “-y” hasta una distancia de 57 [mm].

El CAD se obtuvo por medio del fabricante por lo que las medidas son exactas, se muestra en la figura 3.J.

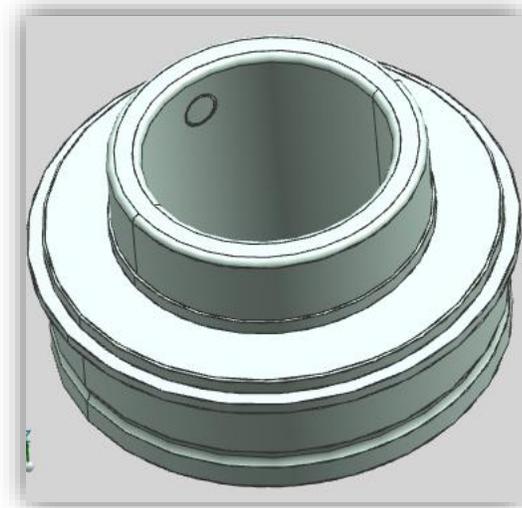


Figura 3.K. Jaula de cilindro radial

3.1.4. Base superior

La sección denominada como base superior está conformada por tres perfiles de P.T.R. y que sirve posteriormente de base para la estructura superior. El diseño se elaboró igual que el realizado para la base inferior, solo que la unión de los perfiles está realizada con contacto y paralelas a las líneas externas del perfil interno.

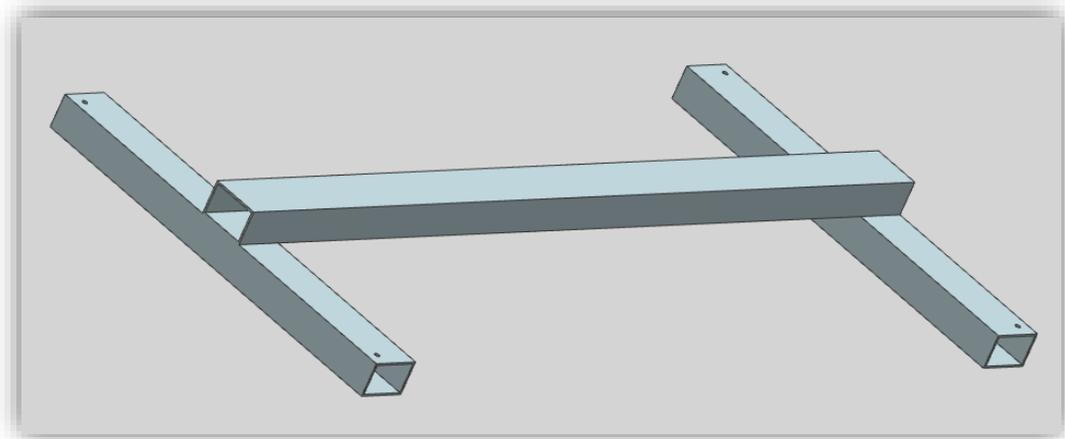


Figura 3.L. Unión de los P.T.R. de la base superior

Los barrenos superiores solo atraviesan la superficie donde fueron trazados, mientras que los del perfil central están trazados en la superficie superior pero la extrusión solo afecta a la superficie inferior. Los barrenos centrales para la fijación del eje central solo atraviesan la pared inferior del P.T.R. central, y el barreno por donde entra el mismo eje está justamente al centro de la pieza y de igual manera, su extrusión solo incluye la pared inferior. Los trazos están realizados en la superficie superior de los perfiles.

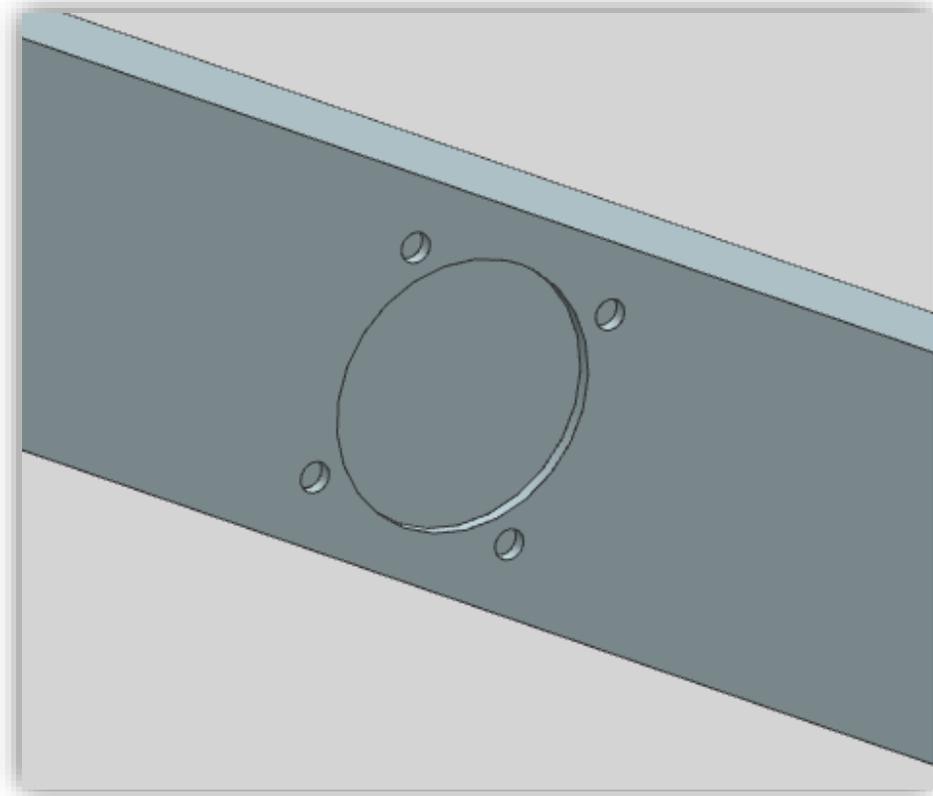


Figura 3.M. Barrenos centrales

3.1.5. Estructuras laterales

Los postes laterales comienzan el uso de los perfiles de aluminio, diseño que fue posible encontrar en la página de un distribuidor de perfiles de aluminio por lo que teniendo el dibujo del perfil solo restaba extruirlo en la dimensión requerida.

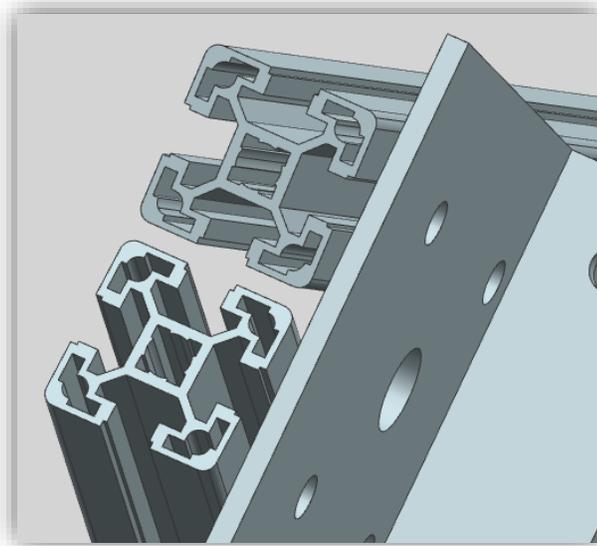


Figura 3.N. Extremo del diseño del perfil de aluminio utilizado en la estructura

Los aditamentos que permiten a los perfiles de aluminio, girar al ángulo adecuado y necesario de igual manera los provee el fabricante, se presentan aun así y la restricción de unión fue a través de encontrar la coincidencia de la circunferencia interior del perfil y el del barreno superior del codo, además de que se usó la función de tocar para unir la cara inferior del perfil con la superior del accesorio. Estas mismas restricciones de ensamble se emplearon para unir la parte inferior del accesorio con la base superior.

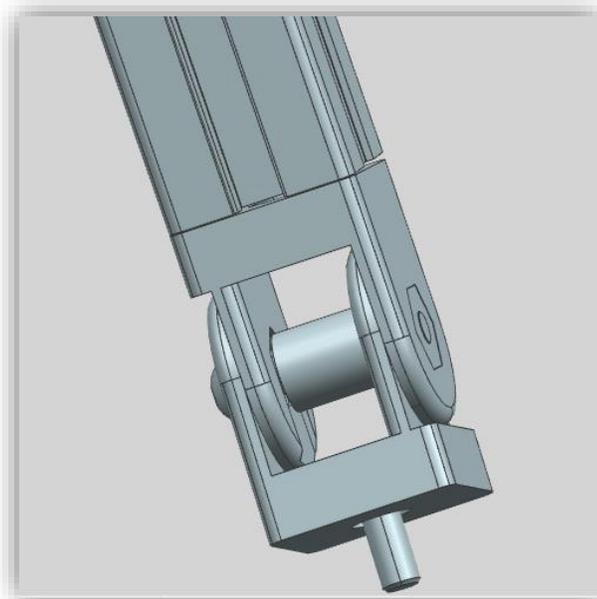


Figura 3.Ñ. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro

En la parte superior se encuentra la base de la chumacera superior, esta tiene un diseño simple que partió del plano x-z y extruyó en dirección “y” para tener las dos placas, cada una con distinto trazo. Los barrenos trazados en las caras interiores de las placas y la extrusión hacia el otro lado de la superficie para atravesarlas y sirvieran para sujetar el freno superior, y sujetar la misma base a los postes laterales, además de que el central permite el paso de los ejes superiores.

La unión de esta parte está dada por el centro de los barrenos que coinciden con los hechos en los postes, además de que la cara inferior es paralela a la superficie de la base superior (P.T.R.).

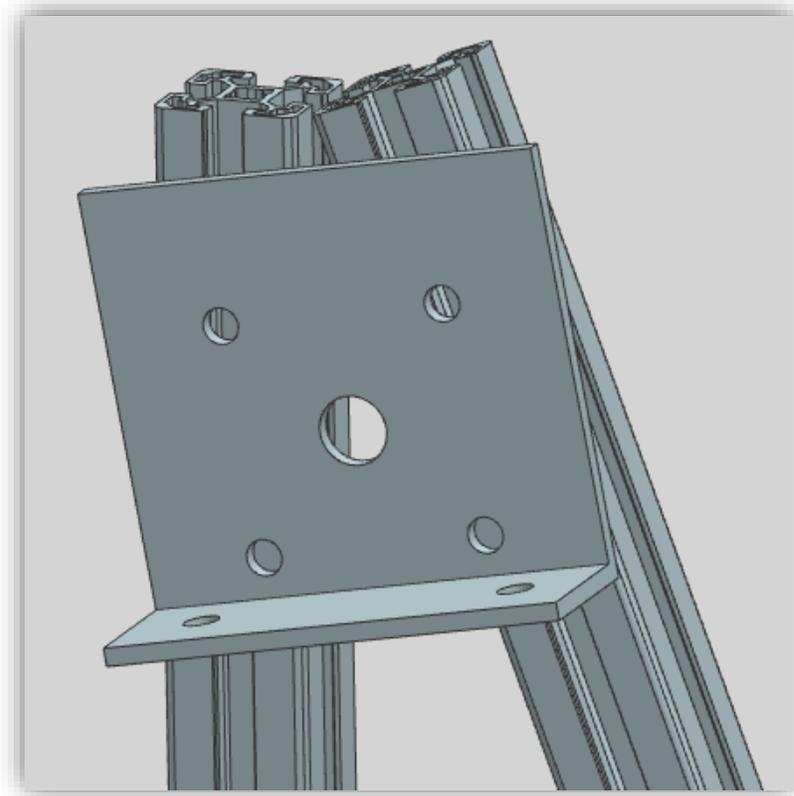


Figura 3.O. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro

La chumacera superior la facilitó ZKL por lo que no hubo necesidad de diseñarla. La unión está dada con la función encontrar la coincidencia de ejes de simetría, entre el barreno central de la base para la chumacera y el de la misma chumacera, superficies paralelas entre la inferior de la chumacera y la superior de la base y contacto entre la superficie de atrás de la chumacera y la delantera de la base.

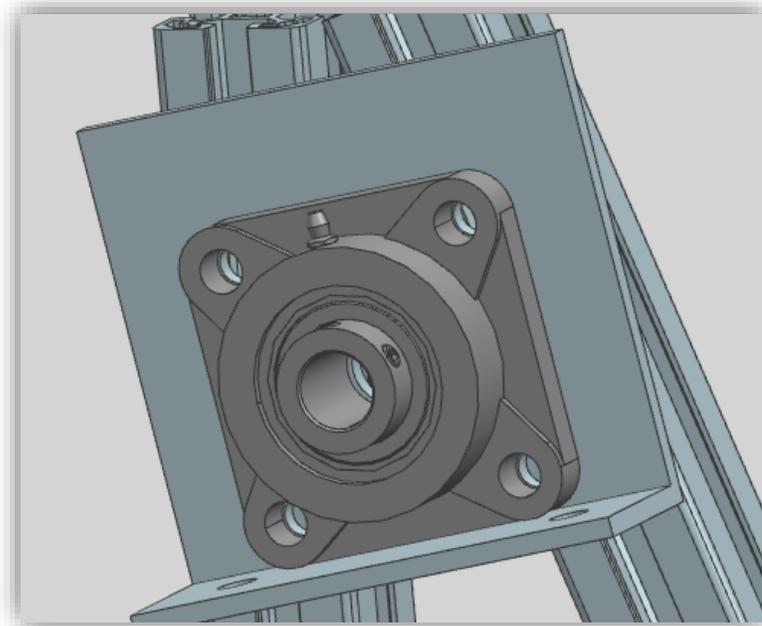


Figura 3.P. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro

3.1.6. Marco de la lente

Usar los perfiles no resultó un problema puesto ya estaba el perfil trazado, así que solo se dispuso el largo para complementar con la extrusión correspondiente. La unión para la representación en CAD, se hizo con contacto directo de las superficies de los perfiles de aluminio, aunque en realidad deberían de estar dadas con los accesorios adquiridos para ese fin.

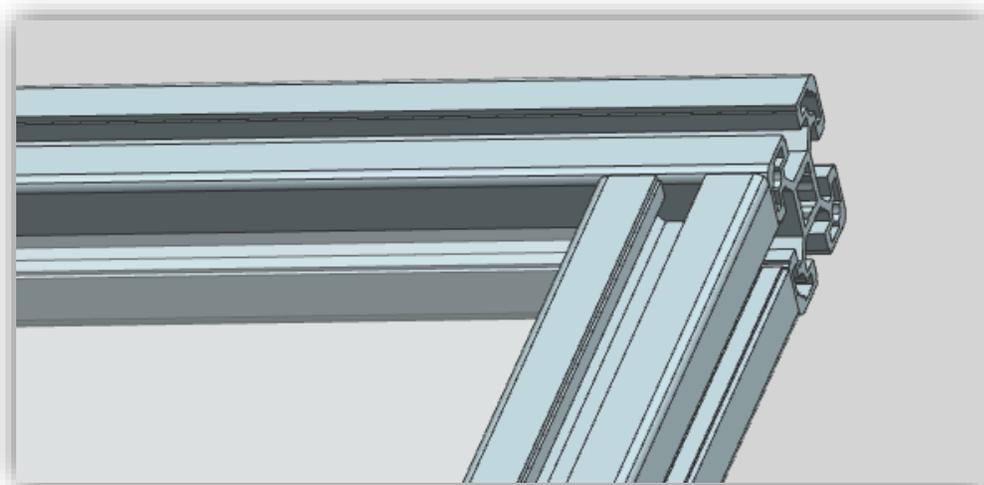


Figura 3.Q. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro

Los ejes superiores están unidos al marco para facilitar la unión con la chumacera y está dada por la restricción de coincidir el eje de simetría del barreno del perfil de aluminio y el del eje, además de la restricción de unión por contacto entre un extremo del eje y una de las laterales del perfil de aluminio. El eje es el anillo dibujado en el plano x-z con una extrusión en y.

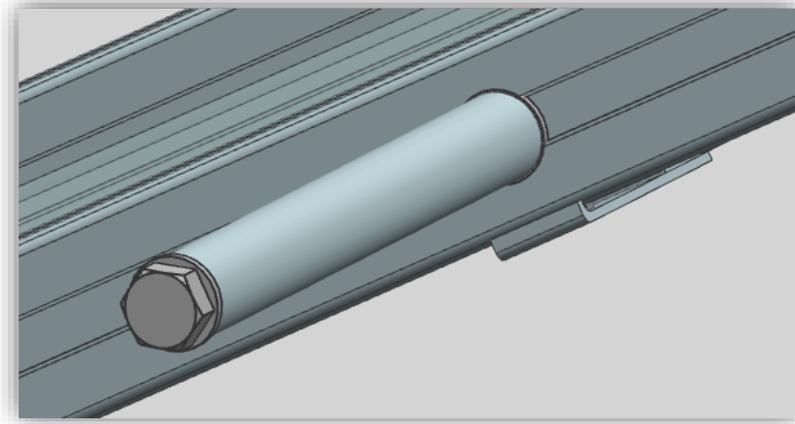


Figura 3.R. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro

El acrílico es un trazo cuadrado en el plano x-z extruido a la medida especificada de grosor del fabricante, que esta sostenido por un perfil completamente cuadrado de aluminio y que funciona de soporte central para evitar que la lente se pandee y esta sostenido por un par de placas en L barrenadas para sujetar directamente al marco sin estorbar a la lente al introducirla por las ranuras del perfil.

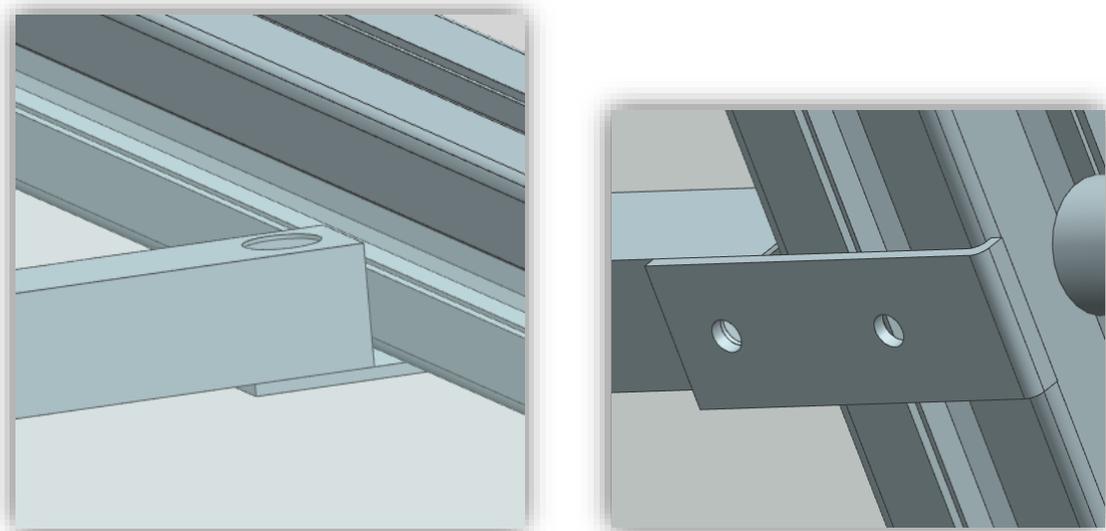


Figura 3.S. Unión del perfil central de aluminio al marco de la lente

En la figura superior se puede observar la unión antes descrita, mientras que el perfil central está realizado con un perfil de la base y extruido hacia “y” positiva, dándole después a través de un trazo en un costado extruido la cavidad central, la placa que sirve de unión entre el marco y el perfil cuadrado esta realizado por medio de dos trazos como si de dos placas se tratara para finalmente darle curvatura a la unión de las placas de 0.5 [mm]. Los barrenos de ambas piezas están realizados como en todos los casos con trazos de circunferencia en alguna superficie y extruido.

La unión de las piezas está dada por la restricción de la placa centrando el eje del barreno externo con el realizado en el perfil de aluminio del marco para posteriormente unir las caras de ambas piezas y asignar propiedad de paralelo al extremo exterior con un lado recto del marco evitando rotación de esta forma. El perfil cuadrado está unido a la placa por la misma propiedad del centro de eje de simetría, unidas las caras de ambas piezas y finalmente asignada a las laterales de las dos piezas la condición de ser paralelas entre sí.

3.1.7. Canasta central

La última sección del diseño y que está conformado mayoritariamente de perfiles de aluminio con distintos largos y una serie de complementos para unirlos dándoles movilidad y firmeza. Los accesorios que permiten el giro de los perfiles se emplearon en esta parte, sirviendo de unión entre el marco y los postes de la canasta central, recordando que el CAD lo facilita el mismo fabricante en su página (BOSCH).



Figura 3.T. Accesorios que sirven de medio de unión entre el marco de la lente y los postes de la canasta central

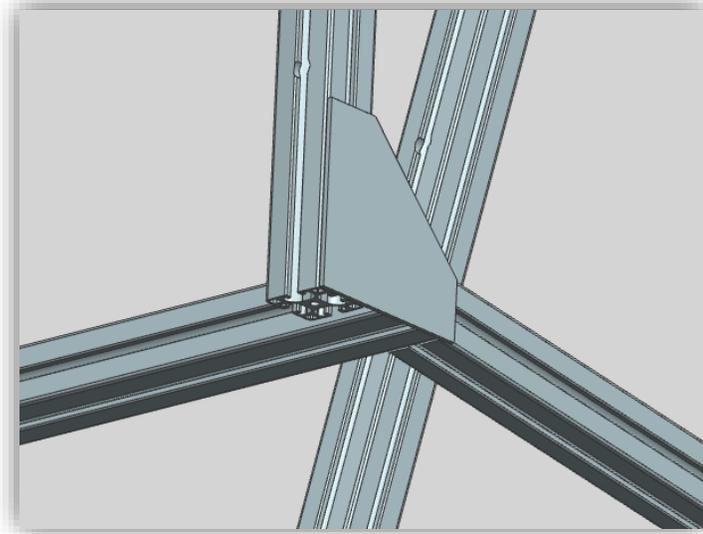


Figura 3.U. Unión de los perfiles inclinados con los centrales por medio de placas barrenadas

En la parte inferior, la sujeción de los perfiles está dada por medio de unas placas adquiridas con el mismo proveedor del aluminio y que el diseño ya está realizado por lo que solo se hizo el modelado en NX para integrar las piezas al diseño. En el caso del diseño se optó por no colocar los barrenos ya que las distancias coincidían con el centro de los perfiles por lo que por simplicidad solo está unida con la restricción de caras, tanto la del perfil externo como la posterior de la placa.

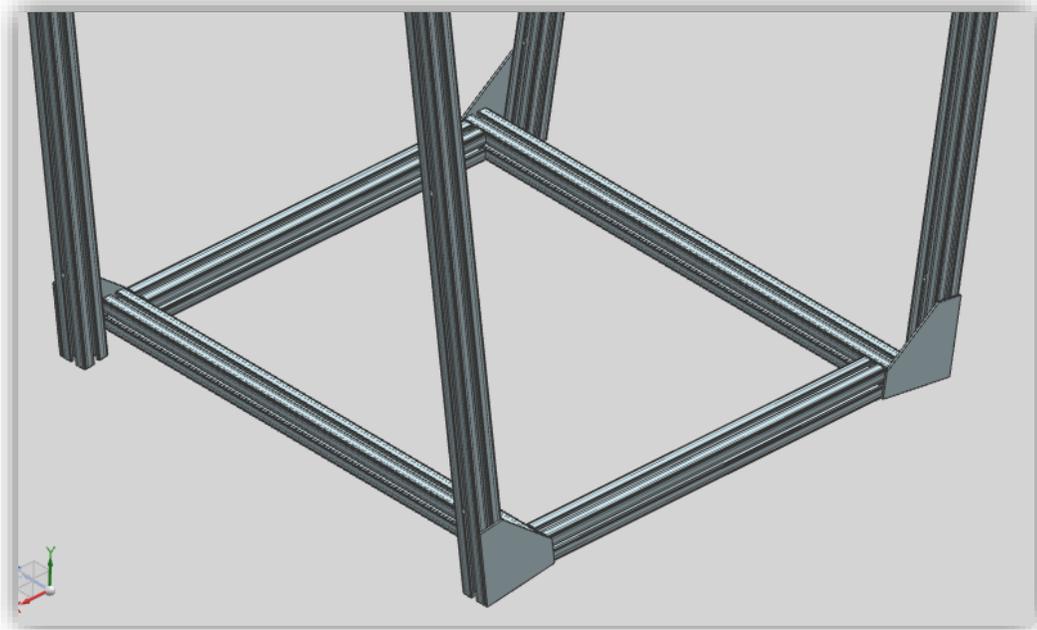


Figura 3.V. Canasta central. Su diseño permite modificar la distancia con el foco y mover los perfiles internos para adaptarla de acuerdo a lo que se requiera hacer con la lente.

Y con esto termina esta parte del diseño en CAD de las piezas y su ensamble, pasando a continuación a realizar el análisis de algunos acoplamientos o piezas que están sometidas a distintas cargas para poder obtener resultados que permiten visualizar el óptimo diseño realizado.

3.2. Análisis de cuerpo finito dentro de la paquetería CAD

Finite Element Analysis, FEA, por sus siglas en inglés es tal y como lo describe muchos autores, un método numérico para la solución de problemas ingenieriles que por lo regular implican situaciones donde no es posible obtener alguna solución analítica directamente. Usa una técnica numérica conocida como método de los elementos finitos (FEM)⁵⁷.

Sus aplicaciones suelen ser muy variadas, y requieren que el usuario sea capaz de distinguir los casos específicos de análisis de acuerdo a las condiciones que posea o resultados que desee obtener.

En el caso del software los pasos a seguir suelen ser los mismos en un análisis estático, que es el tipo de análisis a realizar para la estructura debido a que lo que interesaba conocer por medio del análisis del CAD es el comportamiento de los materiales al estar dispuestos a las cargas a los que se verán sometidos, y siendo que el movimiento de la estructura es prácticamente imperceptible (recordando la rotación de la tierra de 0.0007 R.P.M.), lo importante es conocer si la estructura es capaz de soportar su propio peso y el peso que se le sea añadido en las posiciones que llegara a tener durante su uso.

- Lo primero a realizar es la asignación del material a las piezas diseñadas por medio del software, de manera que el programa conozca la naturaleza de las piezas y sus límites mecánicos.
- Posteriormente se implementan las restricciones de movimiento, los tipos de contacto entre componentes.
- Se asignan las cargas por las que serán sometidas las piezas o ensambles y que son las que causan la alteración en el sistema y nos interesa saber sus consecuencias.
- Finalmente se asigna un mallado correspondiente a las geometrías que posee nuestro ensamble o pieza a analizar. El mallado es una representación del cuerpo en 3D que por medio de pequeños polígonos le permiten al FEM conocer el desplazamiento de los mismos, su deformación y dar una representación del fenómeno que ocurre en la realidad en esas condiciones.

Con estas consideraciones solo resta realizar la simulación o ejecutarla y esperar a que el programa realice los cálculos necesarios para llegar a los mismo, presentando al final una serie de capturas de la pieza en cuestión con los resultados previstos para cada parte del mallado en un conjunto de colores que en una gama de azules a rojos indican la intensidad de los resultados con valores más bajos elevados a los más elevados respectivamente.

⁵⁷ SIEMENS PLM. (2003). FEA / Análisis de elementos Finitos. 20 de febrero de 2015, de SIEMENS PLM Sitio web: http://www.plm.automation.siemens.com/es_es/plm/fea.shtml

Para su uso en el análisis de la estructura diseñada se aclararán las especificaciones del análisis realizado, y se hará en cada análisis por separado, debido a que el análisis se realizó por partes para evitar errores que no me permitieran llevar a cabo tal análisis o grandes tiempos de espera al llevarlos a cabo.

El software utilizado para esta parte del FEA es el Solidworks en su versión 2016 debido a su simplicidad al realizar estas simulaciones.

3.2.1. Análisis de la base inferior: material y juntas

Para comenzar este capítulo, la unión de P.T.R. que conforman la base inferior justamente del cual ya se analizó en el capítulo anterior analíticamente la parte de las juntas atornilladas, pero ahora se incluirá un análisis por medio de la simulación FEM, que proporciona un programa tan potente como lo es Solidworks, y calcular la deformación y reacciones a las que estará expuesta esta región al aplicar la fuerza de la carga total de la estructura.

Los análisis posteriores tal y como este se dividirán principalmente en dos partes; la primera en la cual las configuraciones del programa son explicadas hasta llegar al cálculo de las condiciones para la simulación, y la presentación de resultados.

- Asignación de propiedades del CAD

Pieza	Material	Conexiones	Sujeciones	Cargas externas	Malla
P.T.R.	Acero estirado en frío (AISI 1015)	Contacto global sin penetración PTR central y unión rígida PTR lateral	Fijo para el barreno de las patas	Fuerza de 500 [N] al centro del P.T.R. central	Malla solida basada en curvatura, 16 puntos jacobianos, 20mm tamaño max., y 4 mm min.
Tornillos	Acero aleado	Conexión de tornillos	Ninguna	Sin precarga	No se mallan debido a que son elementos de sujeción

- Análisis y resultados

El tiempo de análisis fue de menos de 2 minutos, sin ningún tipo de inconveniente en cuanto a las características antes expuestas en la naturaleza del ensamble o en los materiales.

Los resultados que arrojo se exponen en el siguiente orden; tensiones de Von Mises, desplazamiento, deformaciones unitarias y cargas en los conectores.

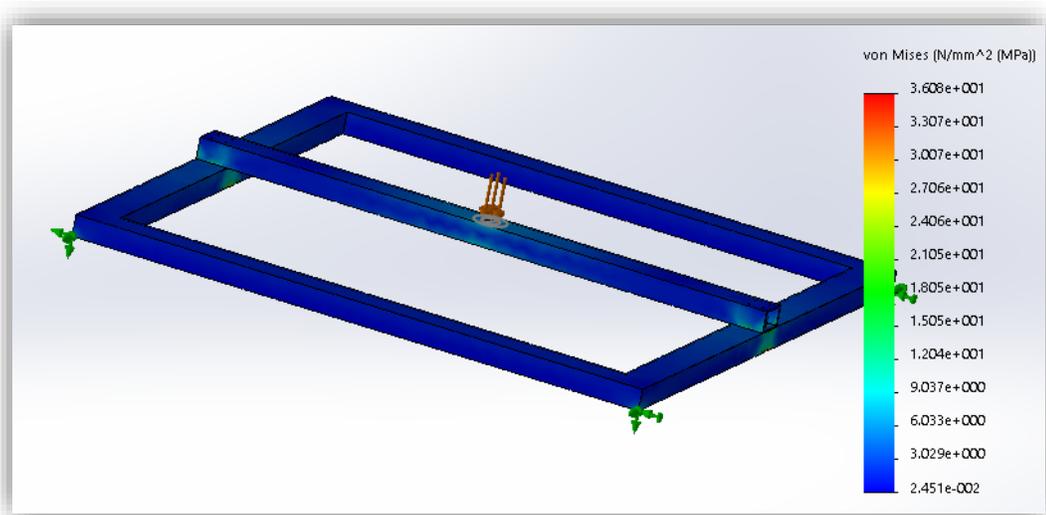


Figura 3.W. Vista diagonal de la base después del análisis mostrando tensiones de Von Mises

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión y que se usa comúnmente en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles, de ahí que resida su importancia en el análisis de la estructura. La falla, según la teoría, se produce cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia.

Este análisis se usó en el diseño del eje, puesto que esencialmente lo que se emplea es la teoría del esfuerzo cortante máximo.

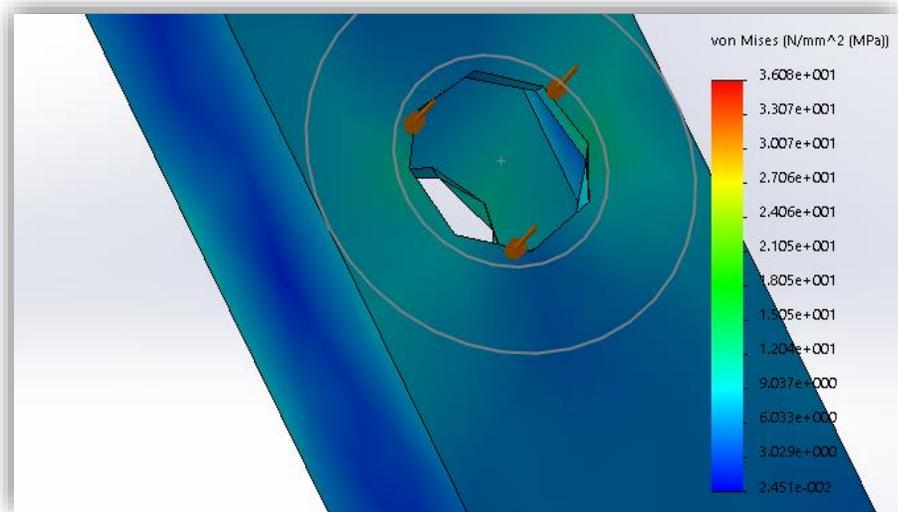


Figura 3.X. Vista superior del P.T.R. central, los valores máximos no exceden los 12.04 [MPa]

Según la simulación el máximo valor alcanzado ronda los 36.08 [MPa], valor alcanzado en una junta atornillada, y la teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite de tensión, siendo que, en la mayoría de los casos, se utiliza el límite elástico como el límite de tensión.

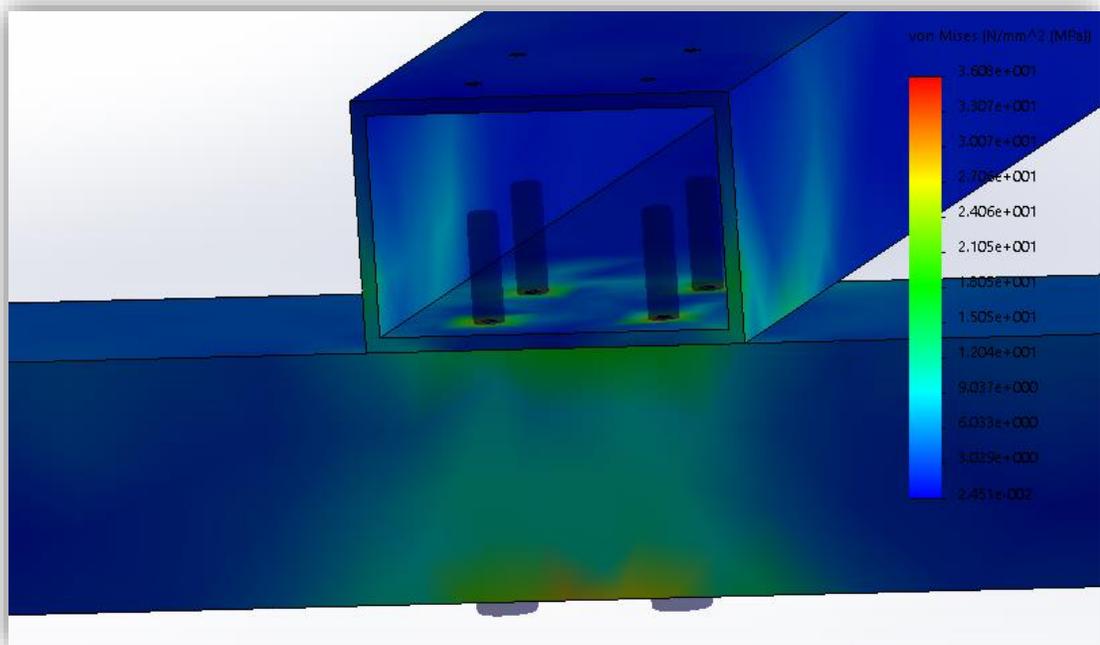


Figura 3.Y. Vista lateral del P.T.R. central donde se concentran las tensiones debidas a la junta con tornillos

El límite elástico del acero del P.T.R. (A500 grado B) es de 318 [N/mm²], mientras que el del acero inoxidable de los tornillos es de 700 [N/mm²]. Siendo que la mayor implicación encontrada con la fuerza que se tuvo es de no más de 40 [N/mm²] se concluyó en que los materiales soportan perfectamente estas condiciones a las que se ven expuestas.

A continuación, se muestra la tabla de cargas a las que se ven sometidos cada uno de los tornillos utilizados:

Tipo	Resultante	Componente X	Componente Y	Componente Z
Fuerza cortante (N)	7.5806	-4.5483	6.0645	0.0001536
Fuerza axial (N)	1858.8	-0.0083625	-0.053349	1858.8
Momento flector (N.m)	0.28151	-0.11357	0.25758	6.88E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	24.457	3.7834	24.163	0.0015128
Fuerza axial (N)	1864.4	-0.021905	-0.11331	1864.4
Momento flector (N.m)	0.92689	0.88592	-0.27253	-6.16E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	5.546	-0.11097	-5.5449	7.91E-05
Fuerza axial (N)	1857.9	0.025174	0.025974	1857.9
Momento flector (N.m)	0.18104	0.12532	0.13066	-3.52E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	26.174	1.7556	-26.115	0.0011926
Fuerza axial (N)	1868	0.013978	0.0862	1868
Momento flector (N.m)	0.96559	-0.94622	-0.19241	1.59E-05
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	6.7081	3.0072	-5.9963	6.41E-05
Fuerza axial (N)	1864.5	0.017688	0.028746	1864.5
Momento flector (N.m)	0.24665	0.11732	-0.21697	2.24E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	24.89	-4.8165	-24.419	0.0012768
Fuerza axial (N)	1865.6	0.026129	0.092335	1865.6
Momento flector (N.m)	0.94668	-0.89822	0.29903	-2.25E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	9.2831	4.44	8.1524	0.00029805
Fuerza axial (N)	1860.8	-0.023778	-0.055093	1860.8
Momento flector (N.m)	0.28354	-0.035655	-0.28129	-8.78E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0

Fuerza cortante (N)	24.054	-3.5268	23.794	0.0014034
Fuerza axial (N)	1866.9	-0.011919	-0.11189	1866.9
Momento flector (N.m)	0.91113	0.88031	0.23497	1.97E-05
Torsión (N.m)	0	0	0	0

Tabla 3.A. Cargas a las que están sometidos los tornillos que sujetan los perfiles

En el caso de los tornillos de unión existe solamente el riesgo de tener una ruptura por parte de los tornillos debida a tracción, siendo que alcanza un valor máximo entorno a los 2 [kN] pero que para los tornillos utilizados la resistencia anda en torno a los 8 [kN] lo que representa un riesgo contenido y presente que por medio de la sujeción de los dos pares de tornillos en cada extremo se procuró evitar.

El desplazamiento es un concepto que se refiere esencialmente a la comparación entre la posición original de un objeto y su posición final después de desplazarse en una dirección y con una magnitud. En el caso del programa CAD, muestra las regiones de los componentes que más están susceptibles a sufrir un “desplazamiento” de material debido a la fuerza que se le está administrando.

Lo que se obtuvo en cuanto a desplazamientos se refiere es un movimiento central por parte del PTR, justamente en la región donde se suministra la fuerza que, para la estructura, no excede los 0.29 [mm], en la región central como es posible visualizar en la figura 3.Z.

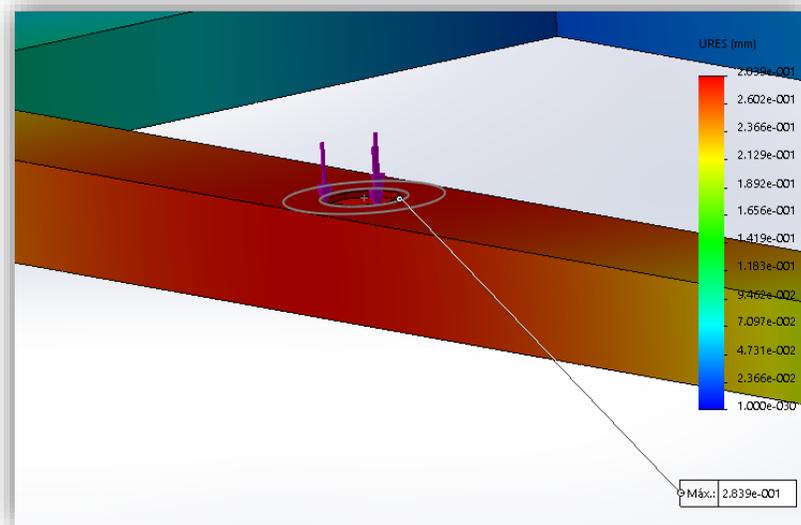


Figura 3.Z. Mayor desplazamiento por parte del perfil de acero central

La deformación axial, unitaria o ingenieril es aquella que se define como el cambio de longitud por unidad de longitud. Lo que obtenido por medio del software es la región del material donde debido al

cambio de una condición inicial a una final, debida a la carga a la que es sometida, el perfil se deforma plásticamente.

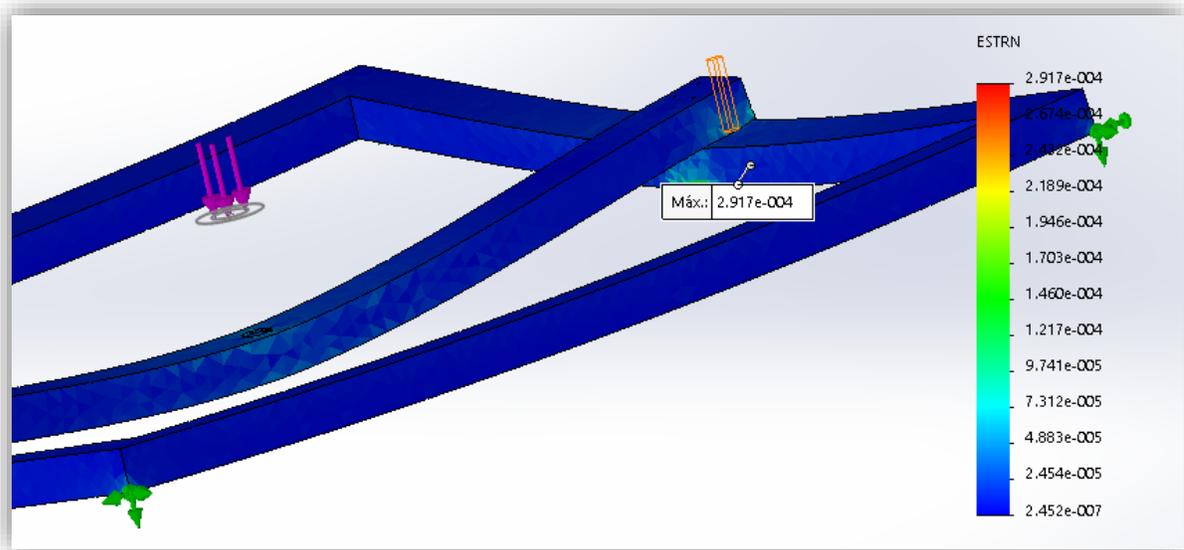


Figura 3.AA. Captura de la animación de la deformación unitaria arrojada por SolidWorks, la escala de deformación es de 493.195

La máxima deformación unitaria se ubica en la región de sujeción con los tornillos y tiene un valor de $0.29 (10^{-3})$, un valor pequeño que no llega a la zona plástica del material. El análisis a esta región, no solo ayuda a visualizar las reacciones de las fuerzas administradas aquí, sino en todo el empleo de PTR y el comportamiento del material ante estas solicitaciones por eso solamente intereso realizar el análisis en este acoplamiento pues se consideró el más propenso a presentar alguna consecuencia al administrar la carga, y en vista de que no fue así ni para el material como a los conectores, se asumió que para sus otros usos, no se sobrepasara los límites de fluencia ni los máximos a cortante o a tracción de los tornillos.

3.2.2. Análisis de la junta del eje central con la base superior

En este apartado se expone el análisis de una unión que por sí sola puede causar muchos problemas, y no tanto en la situación ideal de equilibrio de fuerzas, sino cuando la base se mueve de lugar y rota causando una mayor concentración de esfuerzos en un lado específico.

- Asignación de propiedades del CAD

Pieza	Material	Conexiones	Sujeciones	Cargas externas	Malla
P.T.R.	Acero estirado en frío (AISI 1015)	Contacto global sin penetración PTR central y Eje	Ninguna	Fuerza de 373 [N] en los extremos P.T.R. central	Malla solida basada en curvatura, 16 puntos jacobianos, 20mm tamaño max., y 4 mm min.
Tornillos	Acero aleado	Conexión de tornillos	Conector tipo tornillo	Precarga de 1[kN]	No se mallan debido a que son elementos de sujeción
Eje	Acero estirado en frío (AISI 1015)	Contacto global sin penetración PTR central y Eje	Fijo para la cara del eje que está en contacto con el rodamiento de empuje. Soporte de rodamiento para la cara del eje que se encuentra contenida en el rodamiento radial.	Momento de 1 [Nm]	Malla solida basada en curvatura, 16 puntos jacobianos, 20mm tamaño máx., y 4 mm min.

Tabla 3.B. Características de los materiales en el CAD

- Análisis y resultados

El tiempo de análisis fue de menos de 1 minuto, sin ningún tipo de inconveniente en cuanto a las características antes expuestas en la naturaleza del ensamble o en los materiales.

Las tensiones de Von Mises demostraron ser menores que las que el material es capaz de soportar (limite elástico de $3.25 \cdot 10^8$ [N/m²]), quedándose en un valor máximo alcanzado en la región de la junta de $3.56 \cdot 10^7$ [N/m²].

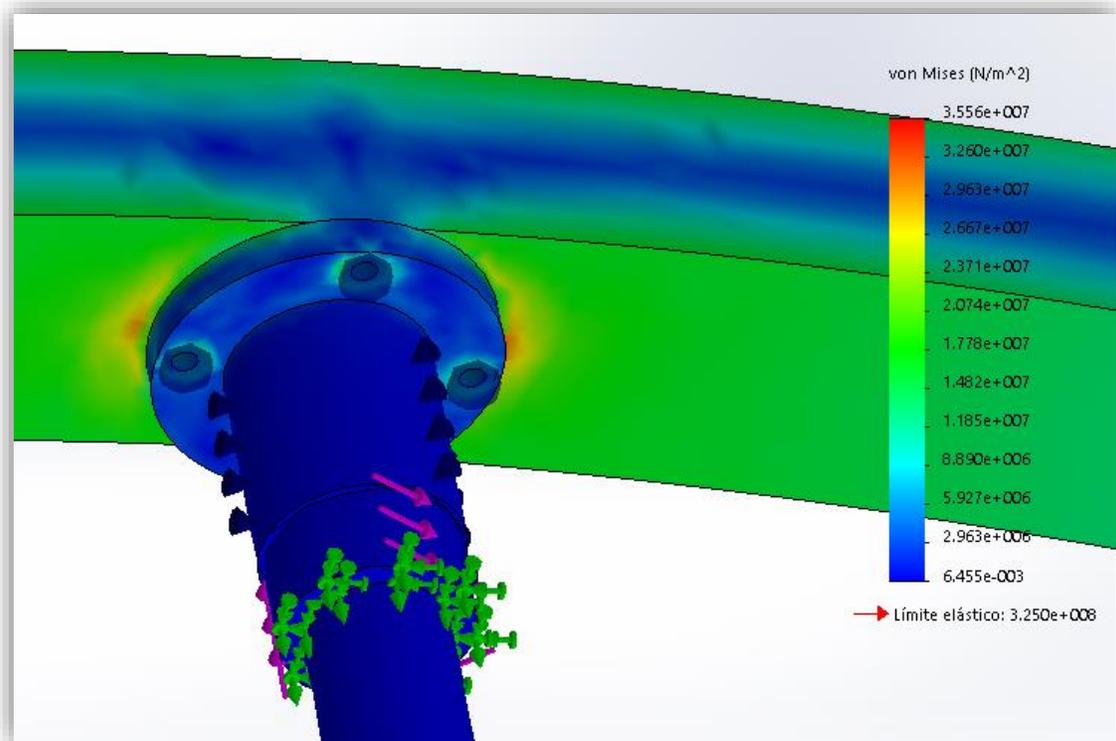


Figura 3.AB. Vista de la junta entre los componentes y donde se encuentra la mayor concentración de tensiones

La mayor parte de estas tensiones se deben a la carga axial a la que se ve sometido el eje y que provoca aplastamiento en las juntas donde se encuentran los tornillos. En esta primera suposición no existe una sollicitación que provoque un momento en alguno de los extremos del P.T.R., lo que dejó para analizar es únicamente la carga anteriormente descrita.

Como ya se comentó con el caso de la base inferior, el límite elástico del acero del P.T.R. es de 318 [N/mm²] y el máximo valor alcanzado que se manifiesta en la superficie inferior de este es de no más de 36 [N/mm²] y se queda muy por debajo, no representando una amenaza de fallo por parte del material. En el caso de los desplazamientos resultantes, lo esperado es que las partes donde se aplica la fuerza fuesen las mayormente afectas, aunque en ningún caso excedieron los 0.5 [mm]. Para la fuerza de reacción resultante el mayor valor estuvo contenida en torno a los 2 [N] en la región donde se deposita el eje en el rodamiento de empuje, superficie que soporta el peso de la estructura superior.

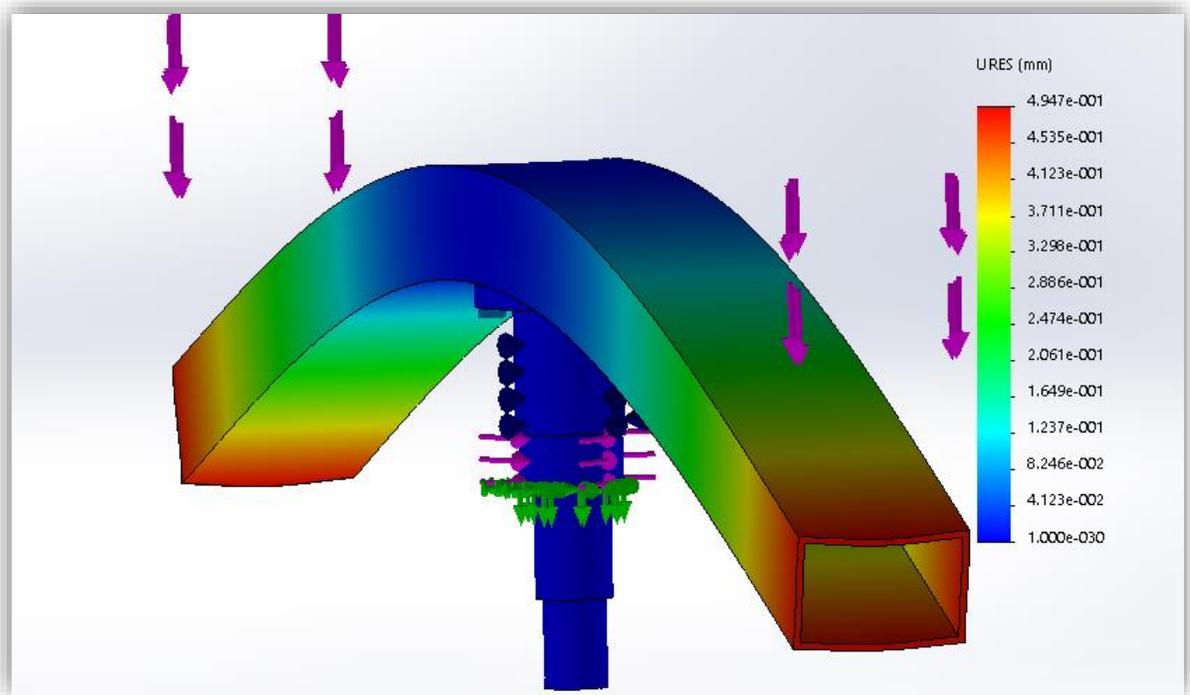


Figura 3.AC. Imagen de los desplazamientos resultantes de la estructura

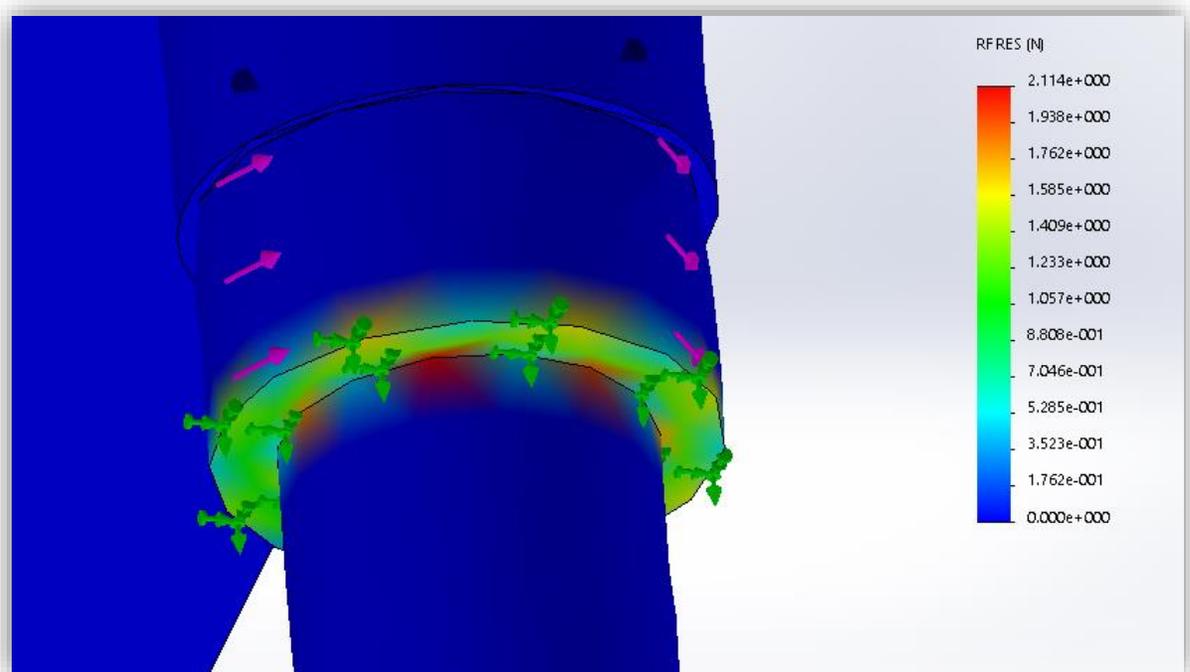


Figura 3.AD. Fuerza de reacción ubicada en el eje central

Por ultimo en cuanto a la deformación unitaria equivalente el valor máximo alcanzado por el PTR que es el más castigado en este caso fue alrededor de $1 \cdot 10^{-4}$ y se ubica en la cara inferior de este, donde existe contacto con el eje.

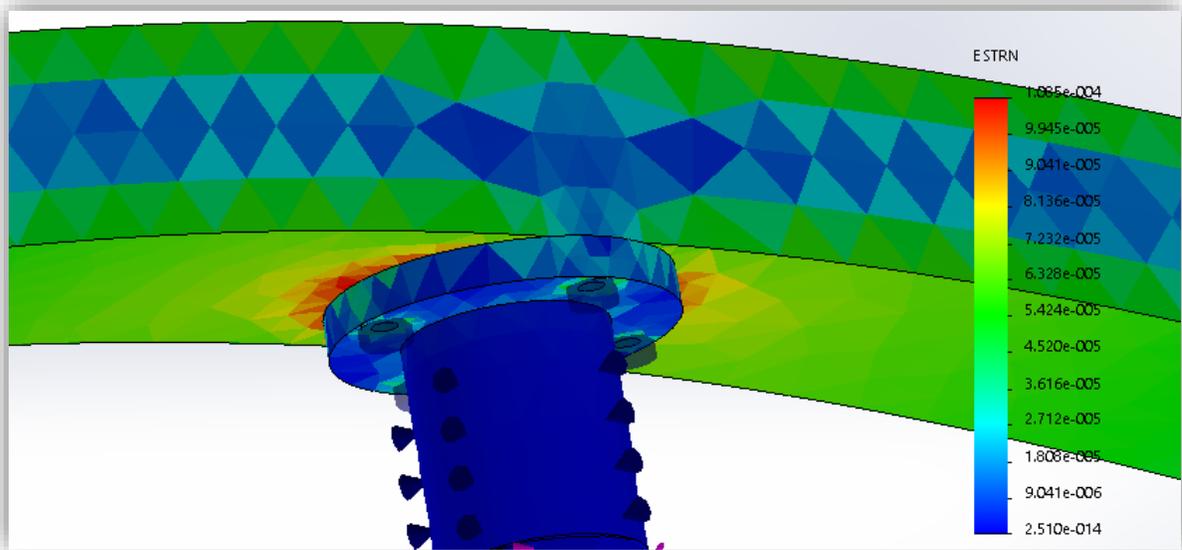


Figura 3.AE. Deformación unitaria equivalente del PTR

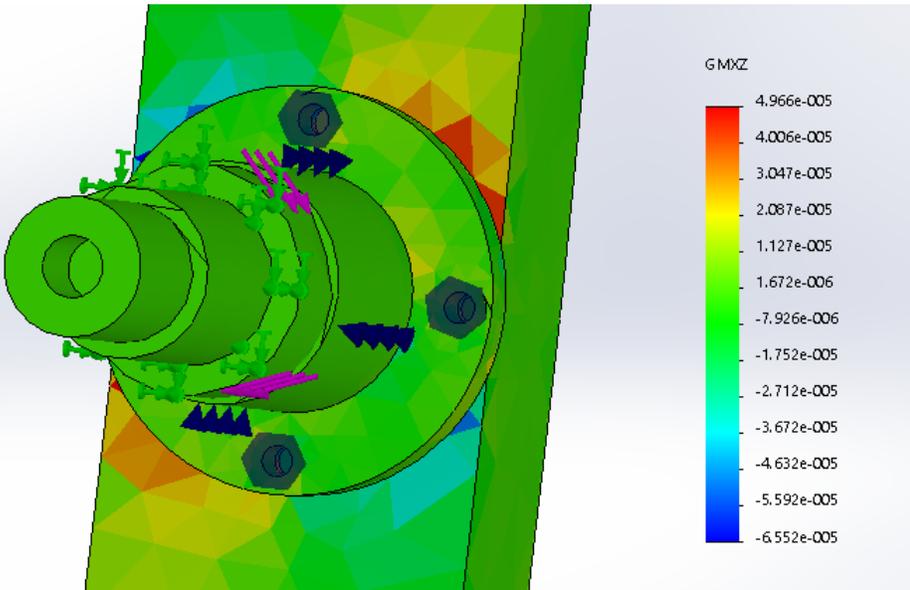


Figura 3.AF. Tensión cortante en dirección Z en el plano YZ

La siguiente tabla muestra el valor de las reacciones y fuerzas que se manifiestan en los tornillos.

Tipo	Resultante	Componente X	Componente Y	Componente Z
Fuerza cortante (N)	7.5806	-4.5483	6.0645	0.0001536
Fuerza axial (N)	1858.8	-0.0083625	-0.053349	1858.8
Momento flector (N.m)	0.28151	-0.11357	0.25758	6.88E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	24.457	3.7834	24.163	0.0015128
Fuerza axial (N)	1864.4	-0.021905	-0.11331	1864.4
Momento flector (N.m)	0.92689	0.88592	-0.27253	-6.16E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	5.546	-0.11097	-5.5449	7.91E-05
Fuerza axial (N)	1857.9	0.025174	0.025974	1857.9
Momento flector (N.m)	0.18104	0.12532	0.13066	-3.52E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	26.174	1.7556	-26.115	0.0011926
Fuerza axial (N)	1868	0.013978	0.0862	1868
Momento flector (N.m)	0.96559	-0.94622	-0.19241	1.59E-05
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	6.7081	3.0072	-5.9963	6.41E-05
Fuerza axial (N)	1864.5	0.017688	0.028746	1864.5
Momento flector (N.m)	0.24665	0.11732	-0.21697	2.24E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	24.89	-4.8165	-24.419	0.0012768
Fuerza axial (N)	1865.6	0.026129	0.092335	1865.6
Momento flector (N.m)	0.94668	-0.89822	0.29903	-2.25E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	9.2831	4.44	8.1524	0.00029805
Fuerza axial (N)	1860.8	-0.023778	-0.055093	1860.8
Momento flector (N.m)	0.28354	-0.035655	-0.28129	-8.78E-06
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	24.054	-3.5268	23.794	0.0014034
Fuerza axial (N)	1866.9	-0.011919	-0.11189	1866.9
Momento flector (N.m)	0.91113	0.88031	0.23497	1.97E-05
Torsión (N.m)	0	0	0	0

Tabla 3.C. Fuerzas contenidas en los conectores

Los tornillos están excedidos en resistencia para este planteamiento puesto que la resistencia a tracción ronda los 20 [kN] mientras que el máximo alcanzado según el CAD es de casi 2 [kN]. En el análisis de las juntas del capítulo dos el valor de la fuerza de corte resulto de casi 70 [N] mientras que el programa

arroja un aproximado a 30 [N], esto el autor de donde se obtuvieron las ecuaciones comenta que es completamente normal ya que los valores reales resultan mucho más bajos que los arrojados por las ecuaciones, aunque en ambos casos resultan muy inferiores a los que es capaz de contener el material.

En el rodamiento solo se manifiesta un esfuerzo axial en dirección Y, hacia debajo de la estructura debido a el equilibrio de las fuerzas que no provocan ningún cortante.

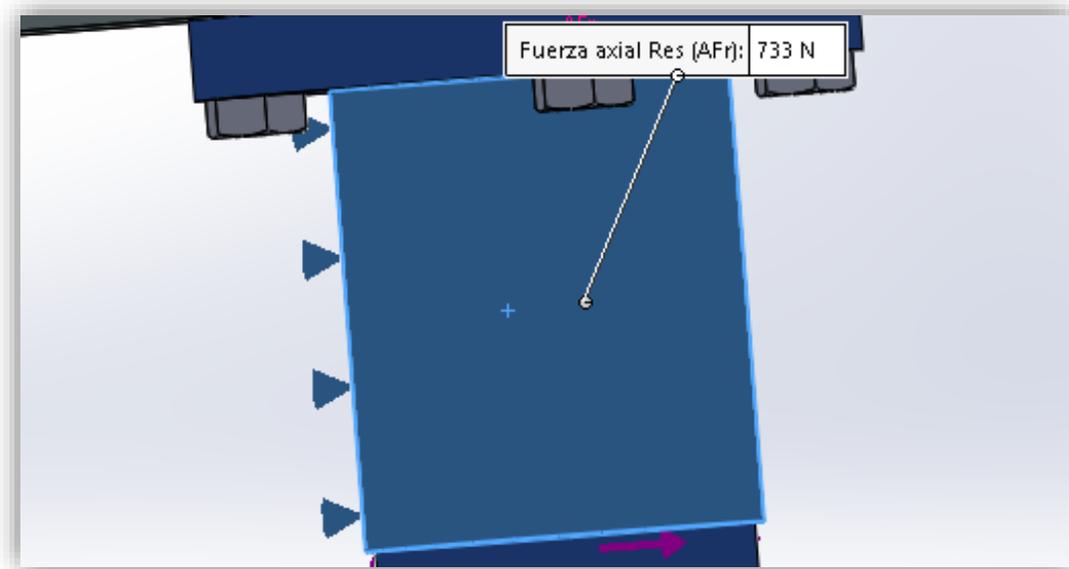


Figura 3.AG. Esfuerzo axial dado por el rodamiento radial

Ahora se presenta la situación en el cambio de la posición de la fuerza, en un único extremo del PTR al girar la canasta central en una posición vertical. Las propiedades de los elementos son las mismas.

En el caso de las tensiones, SolidWorks arrojó valores similares a los anteriores, con un máximo de $4.19 \cdot 10^7$ [N/m²] que no excede el límite plástico del material.

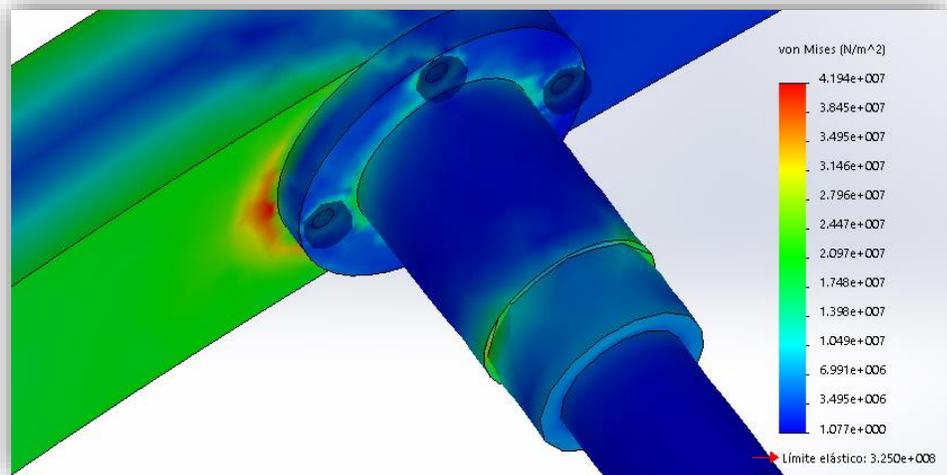


Figura 3.AH. Tensiones de Von Mises habidas tanto en el PTR como en el eje.

Al modificar la administración de fuerzas ocurre que se manifiesta un momento flector en el eje que afecta especialmente a los chaflanes, situación predicha y de la cual había que tener los cuidados pertinentes en el diseño de cualquier flecha.

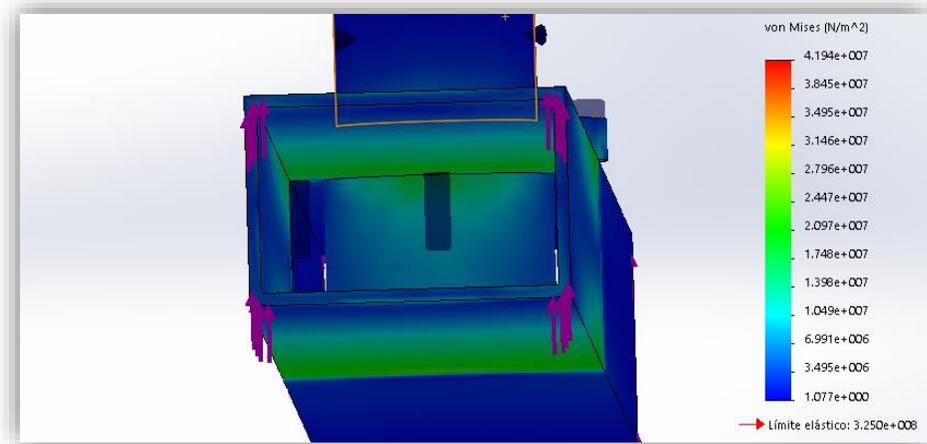


Figura 3.AI. Vista del eje contenido en el PTR donde también se manifiestan las tensiones

El desplazamiento unitario resultante también se notó en la región afectada por la fuerza llegando hasta los 0.694 [mm], mientras que la fuerza de reacción resultante de nuevo se haya en la superficie que asienta al rodamiento de empuje y ronda los 342 [N]. Este valor no considera el peso del PTR.

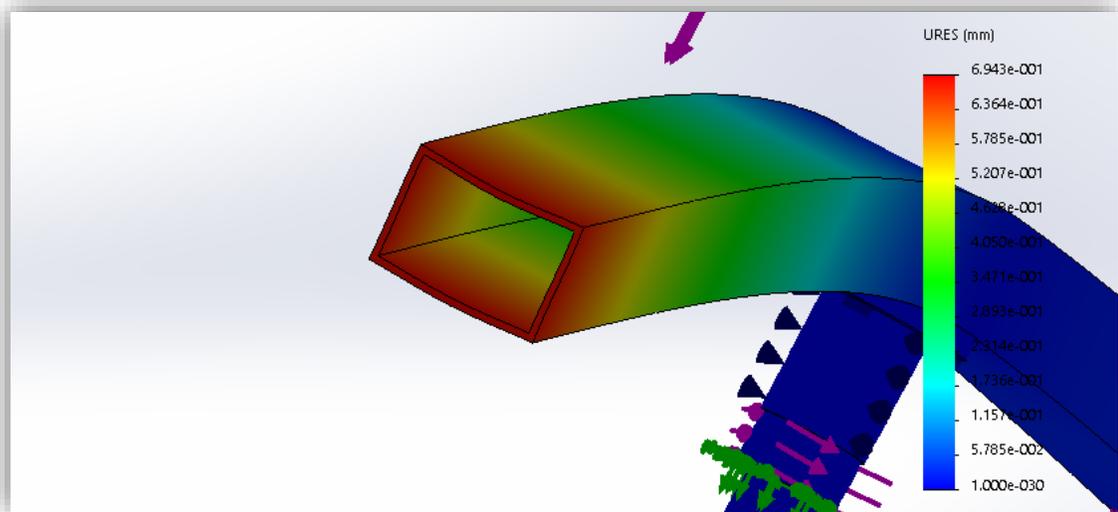


Figura 3.AJ. Máximo desplazamiento del PTR

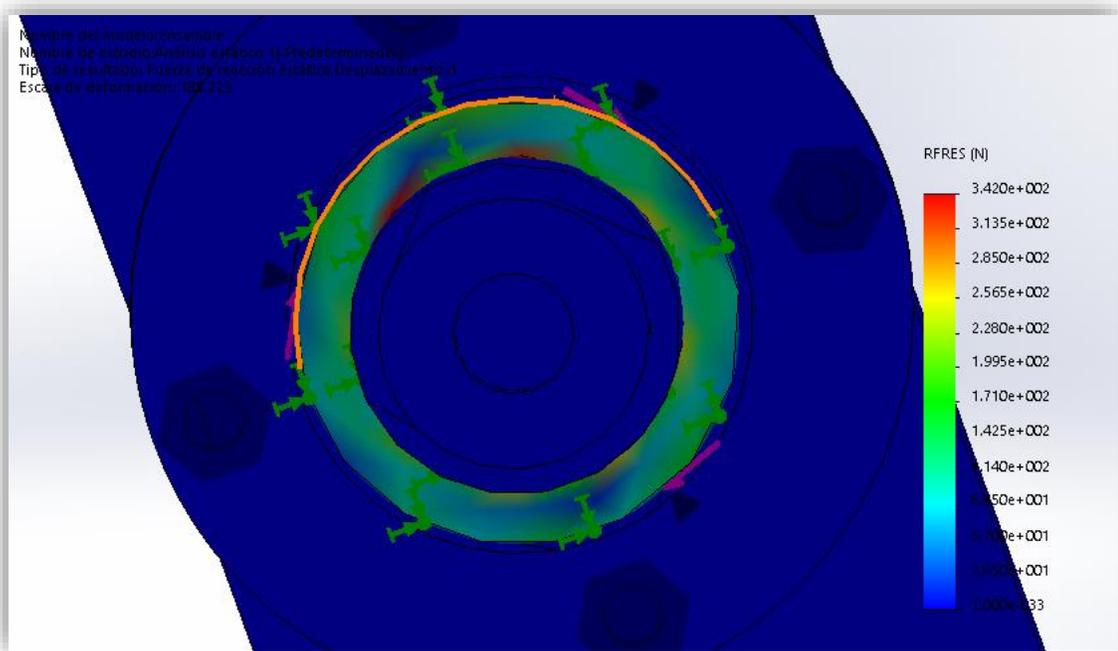


Figura 3.AK. Reacción de la parte fija ubicada en el eje

Las deformaciones unitarias tienen su mayor valor en la unión de superficies del PTR y del eje, mientras que, en el eje con esta modificación en la fuerza aplicada, resistente en los chaflanes tal y como se esperaba, pero conservando un valor aproximado de $0.1412 (10^{-3})$.

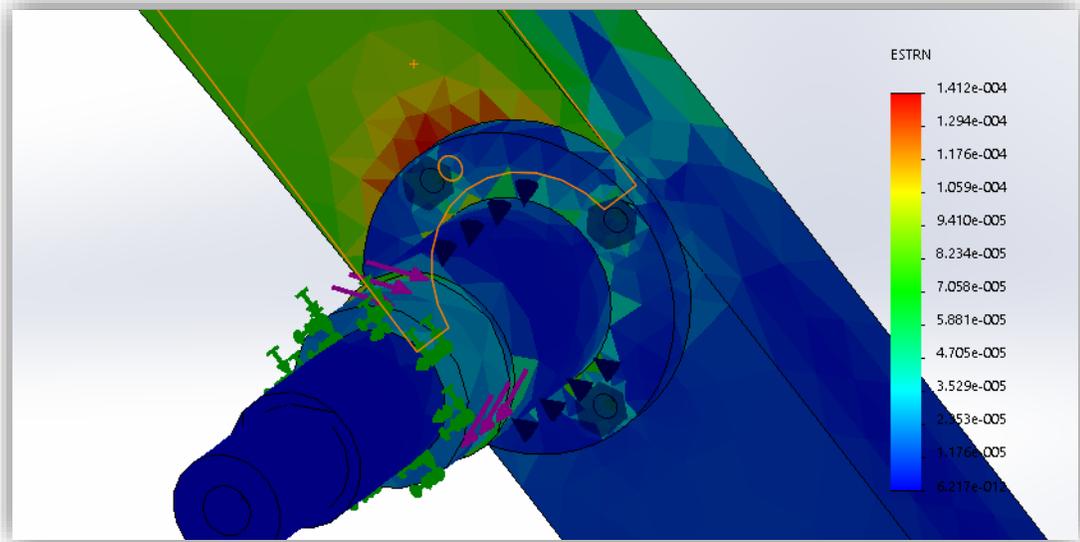


Figura 3.AL. Reacción de la parte fija ubicada en el eje

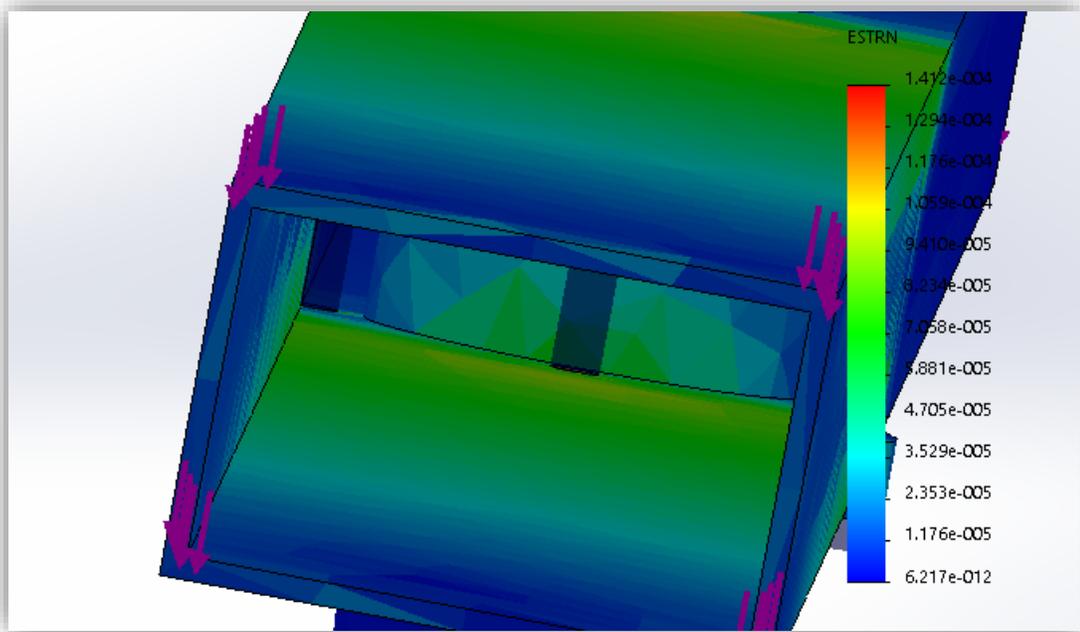


Figura 3.AM. Deformación en el extremo donde se encuentra la mayor fuerza aplicada

El valor de las reacciones que afectan a los tornillos los presento en la siguiente tabla.

Tipo	Resultante	Componente X	Componente Y	Componente Z
Fuerza cortante (N)	0.732	-0.017117	0	-0.7318
Fuerza axial (N)	1018.2	0	1018.2	0
Momento flector (N.m)	0.0166	-0.014947	0	0.0072193
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	0.74241	0.39505	0	0.62858
Fuerza axial (N)	1008.5	0	1008.5	0
Momento flector (N.m)	0.012119	0.011386	0	0.0041503
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	0.76583	0.072812	0	-0.76236
Fuerza axial (N)	1018	0	1018	0
Momento flector (N.m)	0.016638	-0.015201	0	-0.006765
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	3.9401	-0.46204	0	3.9129
Fuerza axial (N)	992.37	0	992.37	0
Momento flector (N.m)	0.0083299	-0.0079823	0	-0.0023813
Torsión (N.m)	0	0	0	0
Fuerza cortante (N)	5244.6	-2.1405	0	5244.6
Fuerza axial (N)	478.97	0	-478.97	0
Momento flector (N.m)	0	0	0	0
Torsión (N.m)	0	0	0	0

Tabla 3.D. Fuerzas contenidas en los conectores

Lo interesante fue observar lo que sucede con el tornillo ubicado justamente en el extremo donde se suministra la fuerza, y es que los valores se disparan solamente en este conector que, aunque son valores que el tornillo soporta debido a su naturaleza, hay que tener en cuenta al momento de colocar la estructura en una posición que pase de su estado de equilibrio natural, donde se predispondría la junta a fallar por cortante, ubicada en el extremo donde se encuentre la canasta central.



Figura 3.AN. Tornillo donde se encuentran la fuerza cortante de mayor intensidad

En la tabla también se incluyen los valores que el programa brinda para el rodamiento y que resultan muy interesantes puesto que el cortante en dirección z hacia el extremo donde se encuentra la fuerza aplicada, en este componente es algo elevado (5.24 [kN]) además de la fuerza axial que actúa en dirección Y.

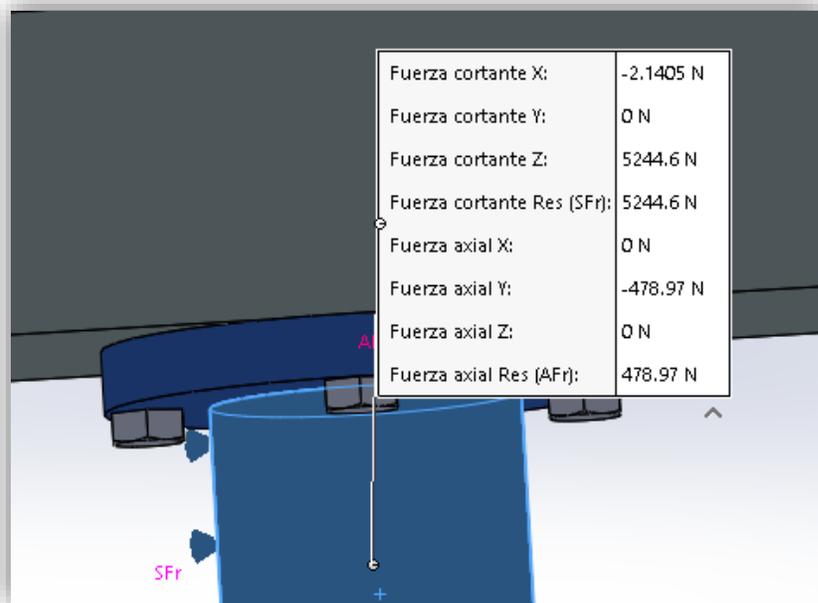


Figura 3.AÑ. Fuerzas derivadas de la fuerza externa aplicada en el rodamiento

Con esta parte se termina este análisis para pasar a otra simulación que interesaba bastante conocer ya que es la parte que más está expuesta a fallar, los ejes superiores.

3.2.3. Análisis de la junta de los ejes superiores

En esta sección se analiza la unión que representaría la que mayor riesgo tiene a fallar debido a su sostén que depende completamente del equilibrio de fuerzas y a las restricciones de espacio.

- Asignación de propiedades del CAD

Pieza	Material	Conexiones	Sujeciones	Cargas externas	Malla
Perfil de aluminio	Aluminio 6061 T6 Con 275 [N/mm ²] en su límite elástico	Unión rígida con el eje	Fija en los extremos	Fuerza de 249 [N] en la cara redondeada interna inferior que da una dirección de 45 grados en el plano xy	Malla solida basada en curvatura, 16 puntos jacobianos, 20mm tamaño máx., y 4 mm min.
Tornillo central	Acero normalizado AISI 4340 con límite de tracción a 1110 [N/mm ²]	Conexión de tornillos	Conector tipo tornillo	Precarga de 1[kN]	No se mullan debido a que son elementos de sujeción
Eje	Acero estirado en frio (AISI 1015) con limite a tracción de 375 [N/mm ²]	Contacto sin penetración con aro del rodamiento y unión rígida con el perfil de aluminio	Ninguna	Momento de 352.657 [Nm] en sentido antihorario	Malla solida basada en curvatura, 16 puntos jacobianos, 20mm tamaño máx., y 4 mm min.
Anillo del rodamiento	Acero estirado en frio (AISI 1015) con limite a tracción de 375 [N/mm ²]	Contacto sin penetración con el eje	Fijo simulando el agarre del rodamiento y suponiendo sujeción solida	Ninguna	Malla solida basada en curvatura, 16 puntos jacobianos, 20mm tamaño máx., y 4 mm min.

Tabla 3.E. Características de los materiales en el CAD

- Análisis y resultados

Para la unión entre el eje superior, el perfil que conforma al marco y el rodamiento de arriba, las tensiones de Von Mises se manifestaron principalmente en la unión del eje con el anillo del rodamiento, claro está por el hecho de mantenerlo prisionero al tener un empuje importante debido a la carga a la que es sometido. Además de esta zona, el tornillo y su sujeción provocan en el perfil de aluminio una concentración importante de tensiones a compresión.

Administrar esta carga hacia el centro de la estructura y al encontrarse fija debida al rodamiento en cada extremo, induce a un estado de equilibrio de fuerzas que se ven anuladas por lo que el caso que aquí se presentan es una situación muy particular en donde se llegan a desequilibrar las fuerzas y solo uno de los lados se ve sometida al empuje de la misma. Los valores máximos no sobrepasan los 0.062 [MPa] que bien podrían considerarse a tracción puesto que el valor máximo se halla en dirección, por supuesto, del centro de la estructura, y el material del que esta manufacturado el cilindro soporta hasta 375 [MPa].

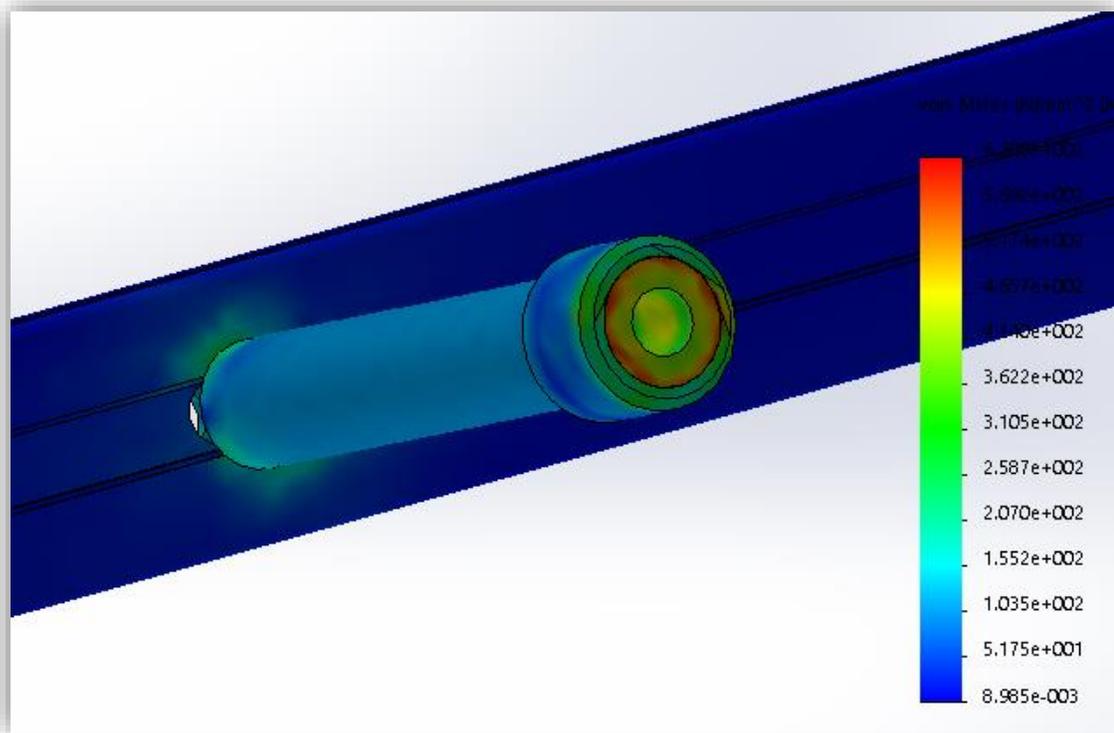


Figura 3.AO. Tensiones de Von Mises vistas sobre todo en el contacto entre el eje y el rodamiento

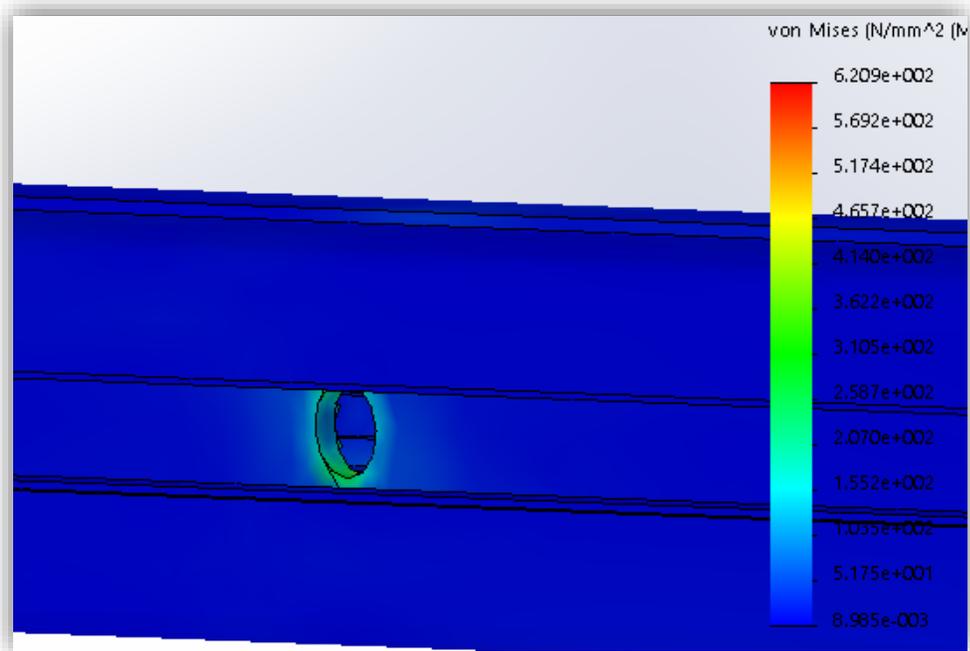


Figura 3.AP. Vista posterior del perfil hasta donde llega el tornillo

Los desplazamientos, en esta simulación, están dados principalmente en el eje y se manifiestan por el momento flector que experimenta este componente de la estructura al ser “jalado” por el perfil hacia el centro de la estructura. El máximo desplazamiento se da nuevamente en el contacto del eje con el perfil de aluminio y tiene un valor de 0.34 [mm].

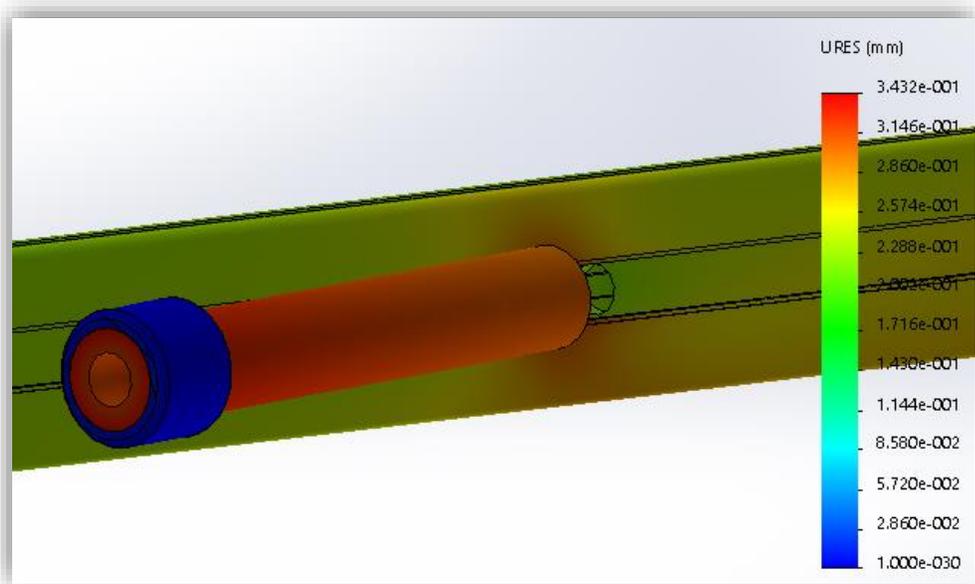


Figura 3.AQ. Vista externa del perfil en donde se visualiza el desplazamiento que tiene junto al eje

Las fuerzas de reacción, tal y como en la mayoría de los casos, se dan en la región donde se encuentran las restricciones de movimiento, pero a comparación de otros casos, aquí en particular solamente se manifiesta en el anillo del rodamiento y no en los extremos del perfil. El valor máximo alcanza hasta los 4,926 [N] pero en la mayoría de la superficie ronda los 3 [kN] y la especificación del fabricante indica que estáticamente es capaz de soportar 6.5 [kN], que, aunque está dentro de los valores permisibles, en el aspecto de fatiga podría llegar a fallar siempre que la fuerza se presente de esta manera, que como ya especifique no es el caso.

También presenta deformación unitaria como se esperaba, pero no es tan representativa como para preocupar. Recordando que la deformación unitaria se trata de la deformación ingenieril por lo que los valores exceden a los reales al alcanzar las regiones, plástica y de deformación permanente.

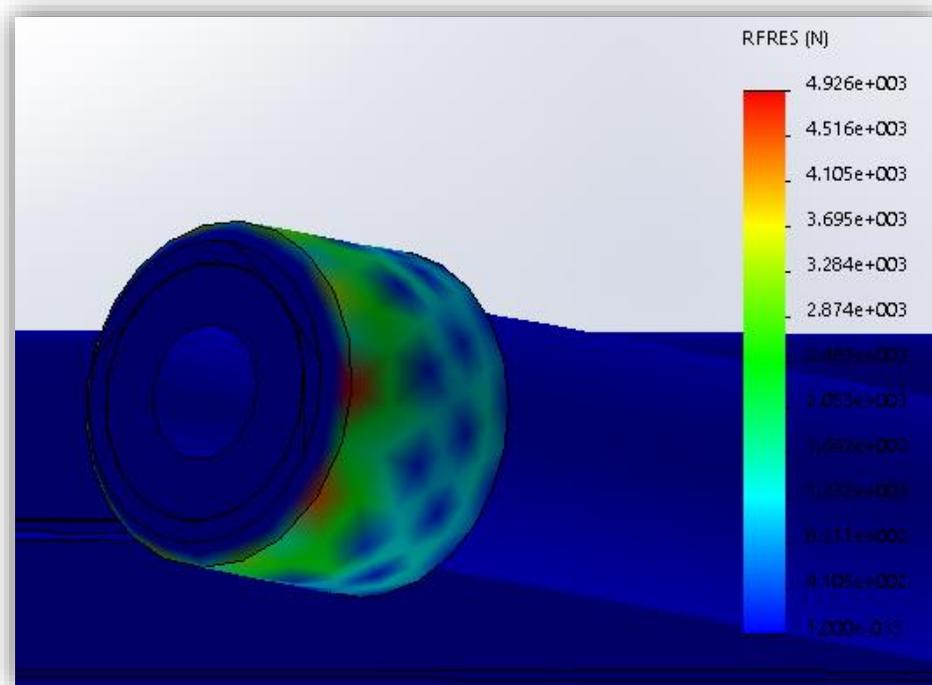


Figura 3.AR. Las fuerzas de reacción se ven concentradas en el rodamiento

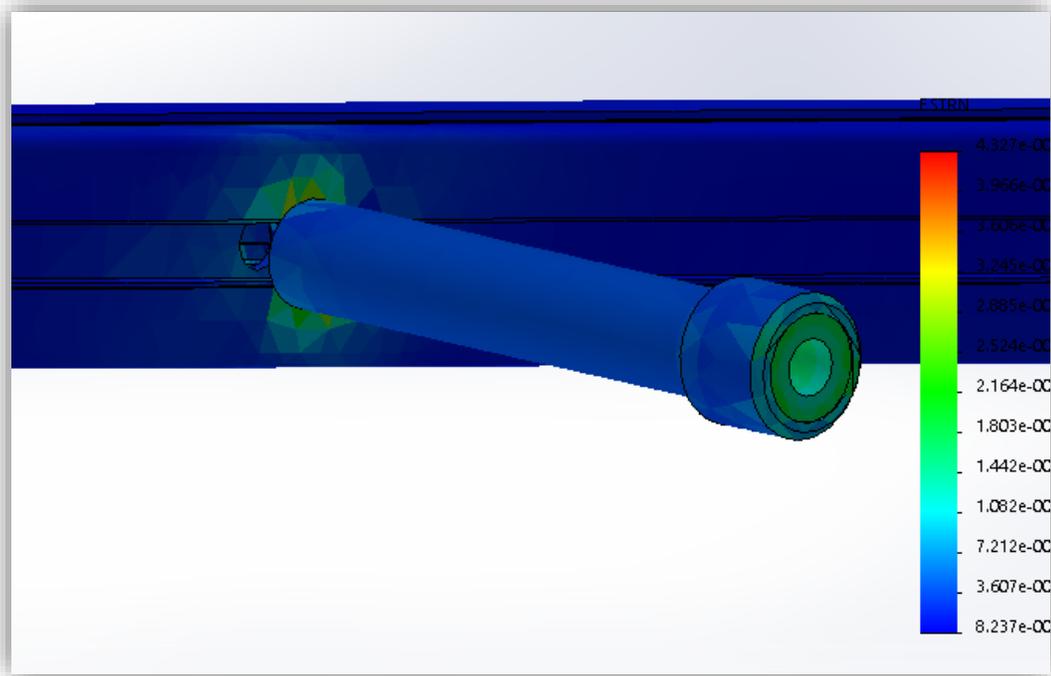


Figura 3.AS. La deformación unitaria equivalente se da tanto en el eje como en el perfil de aluminio, y en menor grado en el rodamiento

Por último, una de las partes más importantes de este análisis son las cargas y reacciones del tornillo que es el encargado de unir al eje con el rodamiento y el perfil de aluminio.

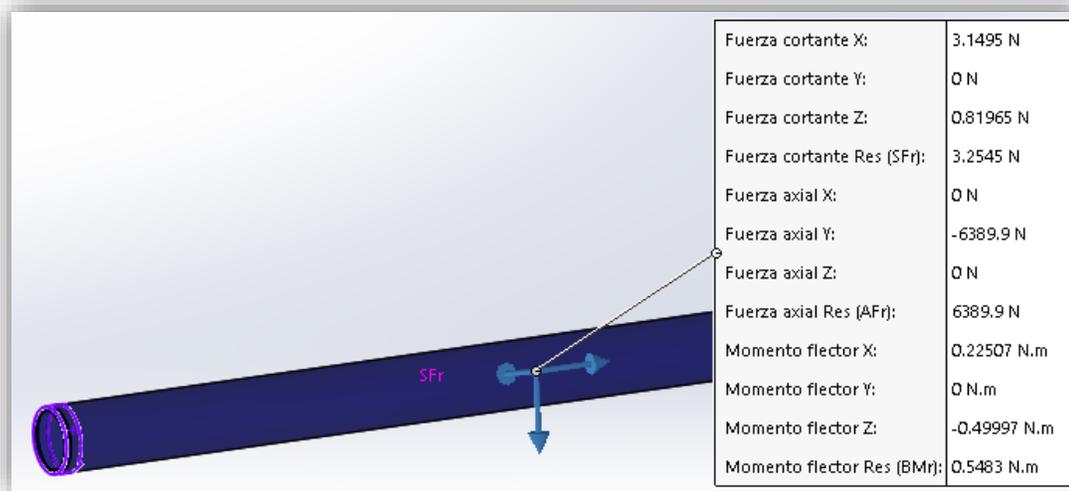


Figura 3.AT. Reacciones por parte del tornillo ante las sollicitaciones a las que fue expuesto en la simulación

Como es posible visualizar en la figura 3.A.T. el material resiente la mayor parte de la carga en el centro de su geometría que es donde presenta los picos de esfuerzos internos. Para comenzar se consideró un esfuerzo de corte en dirección X que es la dirección hacia el suelo y hacia donde se encuentra la mayor parte de la fuerza aplicada. La resistencia a cortante simple del tornillo empleado en esta parte presenta un promedio de 20 [kN] en su resistencia a simple cortante, cuando este tiene su plano de corte en el área no roscada. En cuanto a fuerza axial en dirección Y que es la dirección hacia el perfil, el aplastamiento lo tiene dado por hasta 6.38 [kN] y el esfuerzo de tracción para un tornillo de grado 8.8 con el diámetro empleado anda en torno a los 20 [kN].

Con este análisis da por finalizado este tercer capítulo, siendo estas las regiones que mayor interés resaltaban para analizar para tanto dar un punto de partida del comportamiento de los materiales de una forma más visual, como para comparar algunos resultados obtenidos de manera analítica en el capítulo primero. Por esto se logró concluir en que la resistencia de los materiales, con el dimensionado que poseen en su diseño, son lo suficientemente efectivos para cumplir su función en la estructura sin fallar al ponerse en funcionamiento.

CAPITULO CUARTO

MANUFACTURA Y ENSAMBLE DE LA ESTRUCTURA

Llevar a cabo el diseño de un proyecto que es solicitado desde cero, con una serie de condiciones y especificaciones, en muchas ocasiones culmina con eso simplemente, un planteamiento teórico y nada físico. Para buen término, el proyecto que se ha desarrollado en este documento tenía como fin el llevar a cabo la construcción física del diseño teórico, lo que conlleva que todo lo que se ideara, sería un elemento físico y tangible con un propósito específico que beneficia tanto a la parte de investigación como a la parte ambiental, tan importante hoy en día.

Una vez con la seguridad de que el diseño planteado cumplía con las especificaciones requeridas y era lo suficientemente viable para considerarlo como un buen diseño que manufacturar según las recomendaciones que se explicaron en los capítulos anteriores, se procedió con la adquisición de los materiales elegidos para la construcción.

La compra la realizó la Universidad por medio de la petición de compra correspondiente, donde se especificaba el tipo de material con las características necesarias, número de elementos, etc. y para obtener lo necesario al costo más balanceado, aspecto que siempre se tuvo muy presente, cuidado a pesar de que nunca existió limitación en ese aspecto, se requirió realizar un estudio de algunos de los proveedores de los distintos elementos necesarios para comparar y llegar a las mejores condicionantes, pues había que considerar aspectos como la disponibilidad, marcas, garantías, etc.

En lo restante de este capítulo cuarto del documento, se explica el procedimiento seguido para la construcción del diseño final dividiendo el contenido en los distintos materiales y elementos trabajados.

4.1. Corte, soldado y barrenado de P.T.R.

El P.T.R. se adquirió por medio de un proveedor de materiales de construcción al mayoreo que maneja su mercancía, como la gran mayoría, en vigas con un largo de seis metros por lo que para la estructura diseñada había contemplado un aproximado a 11 [m], solicitando un par de P.T.R. ya que esta empresa no manejaba el corte de la mercancía a petición del cliente, aunque sus precios eran menores que con otros proveedores.

Esta es la razón de que se hayan tenido que realizar los cortes que por fortuna no resultaron ser tan complejos de realizar con la ayuda de una cortadora de banco que fue prestada en el taller de la Facultad de Ingeniería. Las especificaciones de la cortadora se desconocen, pero son muy cercanas a las que tienen la mayoría de cortadoras de su clase, un aproximado a 3-5 HP, poseía guías a 45 que fueron de suma ayuda para fijar los perfiles a ese ángulo y realizar los cortes en aquellas donde posteriormente se realizaría la soldadura y con ayuda de un compañero y un par de maderas que sirvieron de planta, ya que eran muy largos los P.T.R., se consiguieron los perfiles a los tamaños necesarios.



Figura 4.A. Fotografía tomada durante el corte de los perfiles de acero

En cuanto al disco abrasivo, se trató de un elemento de la misma marca que la cortadora con un diámetro de 355 [mm] a base de material ferroso y un grosor de 3 [mm], un disco que funciona muy bien al tronzar materiales metálicos como el acero al carbono.

Una vez conseguidos los cortes del P.T.R., cuatro tramos de 1.4 [m] con un ángulo en los extremos coincidente al centro de 45 grados, un solo tramo de 1.4 [m] sin cortes a los extremos, dos tramos más de 0.65 [m] completos y finalmente uno solo de 1.13 [m] sin cortes, se procedió con soldar los tramos con cortes en 45 grados en los extremos entre sí para conseguir una estructura cuadrada, la base inferior.

Para la parte de soldar se solicitó apoyó de una persona del laboratorio de manufactura, ya que se requerían que las superficies de todos los PTR formaran un plano horizontal, además de que los ángulos de 45 grados ensamblaran perfectamente entre sí para obtener una base cuadrada.

Tanto el método y el material de trabajo fueron expuestos en el capítulo primero por lo que no se profundizara tanto en ese aspecto sino en la forma de efectuarlo. Primero al ensamblar dos tramos en sus extremos cortados, se solicitó que con ayuda de una escuadra garantizara el ángulo de 90 grados entre ambos perfiles al unirse, para posteriormente verificar que la altura a la que se encontraban ambas fuese la misma y de no serlo, con ayuda de calzas de madera darle esa altura faltante o quitarle la sobrante. El cordón de soldadura fue realizado de forma continua y por caras, primero la superior, la externa, y una vez solidificado, la parte inferior, no se soldó en la parte interna. El procedimiento fue realizado para todos los extremos cuidando los mismos aspectos.

Finalmente se soldaron dos partes de tuercas en unos barrenos que se habían realizado con anticipación en la parte inferior de los PTR y que sirven para colocar las patas inferiores, ya que se unen a la estructura por medio de una cuerda que poseen que ayuda a dotar de altura a cada uno de los cuatro extremos de la estructura.



Figura 4.B. Muestra de soldadura en P.T.R. cortado a 45 grados

Lamentable en el caso del proceso de soldadura no fue posible realizar captura alguna ya que el procedimiento lo realizó únicamente el técnico.

En cuanto al barrenado de los perfiles, se llevaron a cabo en los taladros de banco ubicados tanto en el laboratorio de mecánica como en el laboratorio de máquinas térmicas. El primer proceso de barrenado fue exclusivamente del PTR, previamente a ser soldado en el laboratorio de mecánica. Los barrenos realizados son los que se presentan en la base, que son cuatro de una medida milimétrica M8, los presentes en las juntas entre P.T.R. que son de un diámetro de 1/8 [in] y se trata de 32 barrenos con esa característica y se localizan en dos de los P.T.R. que forman la base inferior y están dados de lado a lado, mientras que los otros ocho los encontramos en el P.T.R. central en su parte inferior únicamente. En la base superior se localiza el resto de barrenos de 1/8 [in], en los extremos de lado a lado y en la central en la parte inferior.

En la base inferior se ubicó un par de barrenos de lado a lado de medida milimétrica M13 para un par de patas centrales que es posible colocar, aunque hasta ahora no se han necesitado, puesto que se pensó ponerlas en ese sitio para darle mayor asentamiento a la parte central del perfil para evitar alguna deformación. Se encuentran a 250 [mm] del centro de la estructura hacia cada extremo.

En la parte central se realizó también un barreno por el cual pasa el eje central pero que fue realizado con ayuda de un torno puesto que se necesitaba una mayor exactitud para este barrenado. Este barreno central es de 35.5 [mm] y se hizo de forma escalonada partiendo de barrenos pequeños de $\frac{1}{4}$ [in] hasta llegar a una pulgada y siguiendo a $1 \frac{1}{4}$ [in] y desde ahí se consiguió con ayuda de una fresa.

El procedimiento anterior también se efectuó en el P.T.R. central de la base superior, puesto se requería un barreno aun mayor, de 56 [mm] de diámetro, y se consiguió de manera progresiva también.

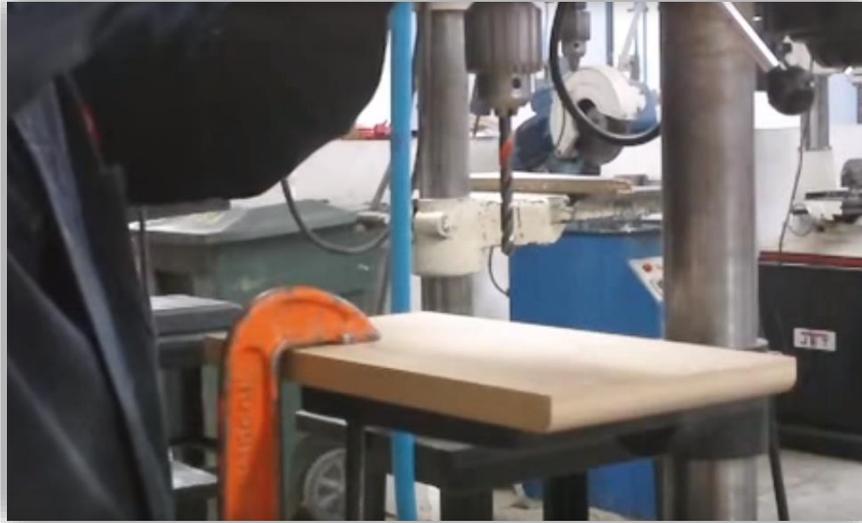


Figura 4.C. Preparación del taladro de banco para barrenar los tramos de P.T.R.

Regresando a la parte inferior, se realizaron barrenos de $\frac{1}{4}$ [in] atravesados, para la fijación de la jaula del rodamiento de empuje a 30 [mm] del centro a cada lado en la parte central y en el P.T.R. central de la base superior para la fijación del eje central, los barrenos que se realizaron son de $\frac{1}{4}$ [in] cada uno y se encuentran distribuidos en un perímetro de 34.5 [mm] de radio, atravesando el P.T.R. por ambos extremos.

Para fijar las juntas con giro, se realizaron cuatro barrenos, un par en cada tramo de P.T.R. de la base superior, de una medida de $21/54$ [mm].



Figura 4.D. Ubicación de las juntas con giro en la base superior

Eso fue todo el proceso de barrenado para los P.T.R. que, tratándose de un material más difícil de barrenar, se optó por los taladros de banco, que por el contrario con los perfiles de aluminio se hizo uso un taladro tipo industrial de mano.

Todas las brocas empleadas en el proceso de barrenado son específicas para corte en metal, de un grado H.S.S. laminadas, a excepción de las pequeñas que son H.S.S. rectificadas.



Figura 4.E. Algunas de las brocas empleadas en el barrenado del P.T.R.

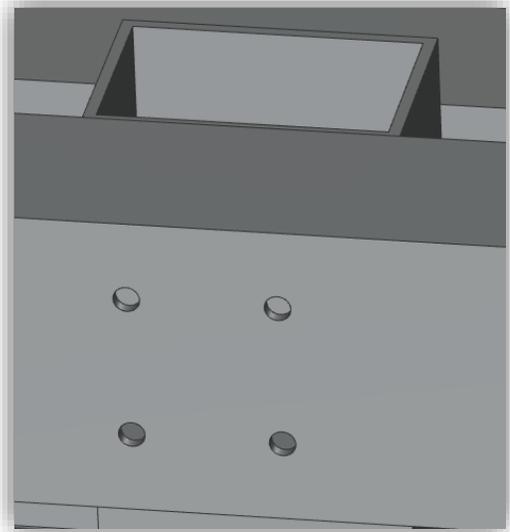
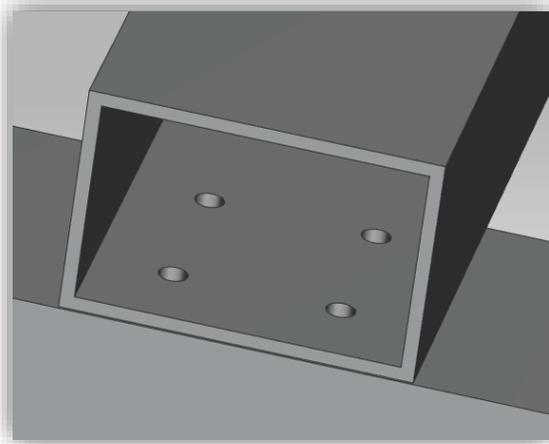


Figura 4.F. Barrenos en los P.T.R

4.2. Manejo de los perfiles de aluminio

Los perfiles de aluminio se adquirieron con un distribuidor que está muy vinculado con la empresa Bosch por lo que prácticamente es posible conseguir cualquier tipo de perfil o accesorio de la marca con ellos. Además de los perfiles, también se consiguieron con él, los elementos de unión entre los mismos perfiles y algunos elementos como las placas barrenadas.

En el caso de los perfiles no existió la necesidad de realizar los cortes puesto que el proveedor las realizo al mandarle los tramos medidos que se necesitaban, así que en cuanto a manufactura lo único que se les realizo fueron barrenos en unas regiones de los perfiles.



Figura 4.G. Perfiles laterales barrenados para sostener a las chumaceras superiores

Estos lugares específicamente fueron los perfiles que conformaban los postes laterales que sostienen las chumaceras superiores y a la estructura que conforma al marco y la casta central. Los barrenos son de una medida de 21/64 [in] y atraviesan el perfil de lado a lado.

También se barrenaron los perfiles que conforman al marco externo y del lado de los postes, que es posible visualizar en la figura 4.G. Los barrenos son de un diámetro de 1/8 [in] y atraviesan al perfil.

Las juntas están dadas con los accesorios antes descritos en el primer capítulo, además de la tornillería también ya descrita en el mismo capítulo.

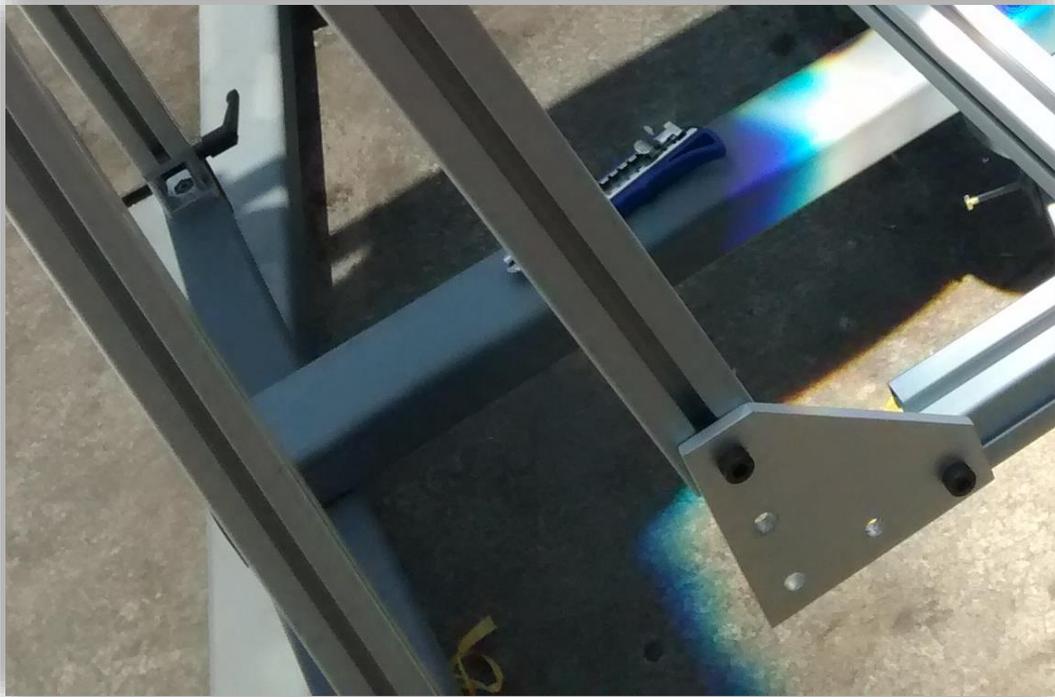


Figura 4.H. Placas barrenadas unidas a los perfiles por medio de tuerca con forma de la ranura del mismo perfil y juntas con giro y manija



Figura 4.1. Juntas con giro sin manija para los sostenes de la canasta central y perfiles del marco unidos con escuadras internas ajustables

4.3. Manufactura de ejes y contenedor de rodamiento de empuje

Mientras que las modificaciones y ajustes que se hicieron tanto en los perfiles de acero como en los de aluminio no conllevaron más que la realización de barrenos y cortes en barras, esencialmente, el asunto de los ejes y las jaulas de los rodamientos fue algo completamente diferente, puesto que el diseño se partió de una idea, pasando por las estimaciones, el papel, el programa de CAD, hasta alcanzar el machote de acero pasando por las máquinas que se encargaron de darle la forma que finalmente tuvieron, tal y como eran necesarios.



Figura 4.J. Material usado en la elaboración del eje y de la jaula del rodamiento de empuje

Para comenzar su manufactura, ya tenida la representación por medio de los programas de CAD y sus planos respectivos, con las medidas exactas necesarias y correcciones realizadas, se adquirieron los materiales en una casa de materiales donde suele ser más económico al adquirir algunos materiales “sobrantes” de pedidos que el mismo proveedor tiene. Por esta razón fue posible adquirir los “machotes” del material deseado para manufacturar, que ya se tenía contemplado, que además de soportar las cargas a las que se vería sometido poseía la facultad de permitir una manufactura más amable con el herramental que en el caso de otros tipos de acero. Los detalles sobre el material están mejor especificados en el capítulo 2.5.

La manufactura tanto del eje como de la jaula del rodamiento de empuje fue realizada con el apoyo de una persona experimentada en el uso de la maquinaria y el herramental, ya que el encargo se realizó a un compañero estudiante de la carrera de ingeniería mecánica, que tiene la fortuna de tener acceso a un torno en su casa, por lo que su conocimiento en este aspecto tanto del manejo como de la manufactura de distintas piezas metálicas es suficiente para los elementos que se necesitaban fabricar.

La forma de trabajar ambas piezas fue iniciando con la adquisición del rodamiento, ya que resulta más cómodo para el uso de máquinas no tan precisas como lo podría ser una CNC, el hecho de estar regresando la pieza por falta de algún ajuste o simplemente un error durante la fabricación, tener la referencia a la mano y al llegar a la parte del acabado y las tolerancias, estar continuamente probando el ajuste de las piezas manufacturadas. Por esta razón se adquirió tanto el rodamiento de empuje como las chumaceras, que se solicitaron con el mismo proveedor, para tener la seguridad de que el trabajo realizado se encontraba dentro de lo esperado en el diseño.



Figura 4.K. Manufactura del eje central

De esta manera se procedió con una maquina torno semiautomático con ajuste en tolerancias de milésimas de pulgada. Los cortadores utilizados fueron buriles de acero H.S.S. M2 de alta velocidad con un afilado para el corte de un material de dureza media (aproximadamente 60 grados en el ángulo de cuña), afilado que se realizó en el mismo taller con un esmeril.

Primeramente, se partió de un material con el máximo diámetro alcanzado por el diámetro mayor que tenía el eje (82.55 [mm]), aunque obviamente conseguir la medida exacta no fue posible, por lo que el machote trabajado poseía 90 [mm] (3.5 [in]). De aquí se alcanzó el 82.5 homogéneo en todo el cilindro y se procedió de la punta que iría debajo de la estructura obteniendo los distintos diámetros y terminados.

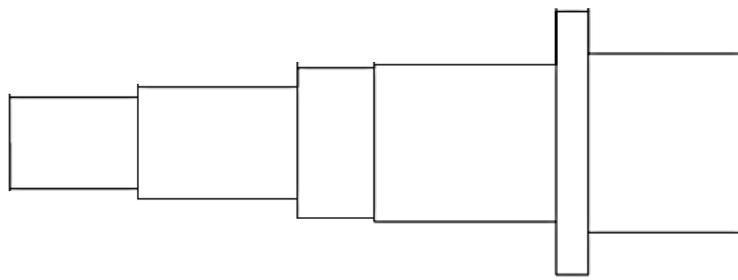


Figura 4.L. Representación del escalonamiento realizado en el eje de

Se partió entonces del menor de los diámetros que es de 28.6 [mm] hasta alcanzar el máximo necesario de 82.55 [mm], pero para obtener el de 56 [mm] que es el que se haya dentro del P.T.R. de la base superior, soltamos la pieza del chuck y cambiamos el sentido para proceder. Siempre se usó un contrapunto durante la manufactura para evitar cualquier especie de desajuste sobre todo al tratarse de una pieza cuya longitud de considerable.

Para obtener el chaflán entre el cilindro de mayor diámetro, donde se sujetará el eje al P.T.R. y el diámetro del rodamiento radial, se usó una función del torno al cual consiste en una serie de engranajes que se posicionan por medio de unas palancas y ranuras, las que permiten estos acabados semicirculares en estos componentes. Se realizó el chaflán de este escalonamiento ya que es la parte más castigada de todo el eje al encontrarse sometido, no tanto a la torsión del giro, sino al momento flector que pudiese ocurrir en la estructura superior al cambiar de posición la canasta central. Con la medida de 1 [mm] de curvatura se garantizó la integridad del eje según los cálculos llevados a cabo con anterioridad. La tolerancia y acabado pulido de la superficie externa se dio con unas milésimas faltantes para llegar al diámetro calculado y especificado por el rodamiento adquirido.



Figura 4.M. Chaflán del eje previo al acabado de la pieza

Finalmente se realizó el barrenado de la parte inferior a 20 [mm] de profundidad y se le hizo su respectiva cuerda interior. También se barreno el anillo donde se fija el eje con el P.T.R. pero esto en un taladro de banco.

En el caso del contenedor, se partió también de un cilindro, mucho más corto, pero con un diámetro total de 93.1 [mm] usando un machote con un diámetro de $3 \frac{3}{4}$ [in] y una longitud muy similar de 60 [mm]. De esta medida se rebajó hasta los 93.1 [mm], para hacerle pasar brocas por su centro con un barreno lo más cercano a la medida de 56 [mm] que atravesó la pieza de lado a lado. Una vez alcanzado un barreno central de 2 [in] se dispuso a rebanar en dos partes la pieza, una de 10 [mm] de longitud y la otra de 47 [mm], tal y como estaba plasmado en el diseño.

Ya con las dos piezas independientes (cortadas con una cortadora de cinta), a la tapa se le terminó el barreno interno hasta llegar a los 56 [mm] de diámetro necesarios. A la pieza de 47 [mm] se le hizo lo mismo, pero solo de uno de los extremos hasta una profundidad de 10 [mm], ya que a todo lo demás se le hizo un procedimiento mayor de barrenado alcanzando un hueco de 63.5 [mm] para continuar con el acabado por medio de pasos de 10 milésimas hasta tener la cavidad interna de 74.55 [mm] con su respectiva tolerancia, que representa la medida de los anillos que conforman al rodamiento de empuje.

Alcanzado este valor, asegurado el ajuste con la pieza misma y respetando las tolerancias junto con el acabado de la pieza en esta cara interna que debía ser bastante pulida para no tener problemas de acomodo del rodamiento y que provocase una ruptura por parte de alguno de los anillos o desacomodo de los balines. Por último, al igual que sucedió con el eje, se le dio el terminado a las caras inferiores y superiores de las piezas, un poco de pulido para el terminado sobre todo en las regiones donde no había tanto ajuste o no era tan importante, y se realizaron los barrenos también de la canasta, tanto en la tapa que eran atravesados, como en la parte hueca, donde la profundidad alcanzada no excedió los 25 [mm] de profundidad con su respectiva cuerda para fijar tanto la tapa como el mismo contenedor al P.T.R. de la base inferior.

En cuanto al anillo interior, se hizo de manera independiente solo tomando en cuenta el ajuste axial que debía tener puesto debía estar contenido en la jaula, y que el diámetro interno correspondiera al del eje tal y como el rodamiento (35 [mm]) y su vez, su diámetro externo ajustara con el diámetro interno del anillo inferior del rodamiento [47 [mm]]. La función de este anillo no es más que la de servir de base al anillo que soporta el peso completo y que se encuentra arriba de él, y según el fabricante es muy conveniente diseñarlo y colocarlo para darle mejor asentamiento a esta parte del rodamiento y así evitar que sufra un desgaste acelerado y un fallo prematuro. El anillo sale hasta la superficie inferior del contenedor, por lo que se asienta perfectamente en el P.T.R. de la base inferior.



Figura 4.N. Ensamble del eje, el contenedor y el rodamiento de empuje. Atrás uno de los ejes superiores

Los ejes superiores también se manufacturaron aquí, pero estos no requirieron mayor complicación, no comparada con los elementos anteriores, solamente se le dio el diámetro externo necesario para ajustar en la chumacera previamente adquirida. Se partió de un cilindro de $\frac{3}{4}$ [in] por lo que llegar a los 19 [mm] necesarios fue cuestión de ajuste y terminado únicamente, mientras que el largo se asignó para cada tramo medido en el diseño dejando un excedente de 10 [mm] en caso de que hiciesen falta, que al final fueron retirados una vez montados y probados. Debido al largo de la pieza inicial se obtuvieron tres ejes, a los que se les barreno de extremo a extremo con una medida de 8 [mm]. La naturaleza de las brocas usadas en la manufactura de estos elementos es la misma que la de las usadas en el barrenado del P.T.R.

Lo referente al rodamiento radial, fue adquirido tal y como los anteriores solo que el proveedor es distinto, ya que este se adquirió por separado. En cuanto al contenedor, este se mandó a hacer, esto debido a la falta de tiempo por lo que se solicitó con un tornero para tenerlo en menos de una semana con las especificaciones del diseño, aunque esto claro está, resulto algo más costoso que con los elementos del rodamiento de empuje y los ejes superiores.

El resultado fue el esperado y no existió ningún problema, el ajuste fue perfecto salvo que, en el caso de la tapa pensada para este elemento, provocaba un poco de rozamiento con el anillo interno del rodamiento por lo que se decidió no colocarlo al no hacer falta para aprisionar el rodamiento radial en el interior de la jaula. Los postes laterales de la jaula también las manufacturo la misma persona.

En cuanto al ensamble, primeramente, el eje está fijado al P.T.R. por medio de tornillería que sujeta al elemento por medio de los barrenos realizados en el anillo de mayor diámetro y que atraviesan el P.T.R. para ser fijado mediante tuercas en la superficie superior de este.

El rodamiento radial junto con su contenedor siguen al estar ajustados al diámetro siguiente del eje, y quedando fijo mediante los postes laterales con dos tornillos que atraviesan tanto la jaula como los mismos postes hasta llegar a la parte baja del P.T.R. donde se tensaron con tornillos comunes. Junto a este ajuste, el contenedor también asienta perfectamente con el contenedor del rodamiento del rodamiento de empuje, que es la siguiente pieza ensamblada y se encuentra pegada con la superficie inferior del elemento anterior. La fijación está dada por un par de tornillos uno a cada lado que atraviesan el P.T.R. desde abajo hasta llegar a la cuerda hecha en la misma jaula.



Figura 4.Ñ. Unión del eje central con los rodamientos; radial y axial

El eje superior, como ya se ha comentado anteriormente, se fija al marco de la lente mediante un tornillo y una tuerca con la forma de la ranura central del perfil que le permite libre movimiento. Al no requerir este movimiento, se barrenó el perfil de lado a lado para que la parte final del tornillo quedara entre las paredes internas del perfil y aprisionarlo.

En la parte de la chumacera, el eje se fija con unos prisioneros que esta misma incluye y se le dio mayor tensión al agarre entre el tornillo y el eje con una tuerca de seguridad y evitar que el giro aflojara el tornillo provocando que este se distanciara más del centro empujando los postes hacia afuera desequilibrando la estructura.



Figura 4.O. Unión de los ejes superiores con las chumaceras, los postes laterales y el marco de la lente

4.4. Aplicación de la protección superficial en el acero

Previamente en el capítulo primero de este documento se había dado una breve explicación sobre los recubrimientos comúnmente empleados para proteger estructuras como la que se usó. Dentro de la protección contemplada para la estructura, en ningún momento se recurrió al uso de la pintura epoxi pues dentro del trabajo de construcción de la estructura diseñada, solo existió la limitación a proteger las partes metálicas expuestas a la condición de oxidarse con primer en aerosol, por cuestión de limitaciones de manejar un compresor en la azotea del laboratorio de máquinas térmicas.

Previamente a recubrirse con primer, a los P.T.R. se les retiró el recubrimiento rojizo que tenían puesto que ya se encontraba muy maltratado, con raspaduras y al haberse soldado, esta área carecía totalmente de protección, por lo que era necesario retirar esta capa de protección para administrar la nueva de forma homogénea y directamente sobre la superficie metálica, tal y como recomienda el fabricante para obtener los mejores resultados que el producto puede dar.

El lijado de la superficie se realizó en seco con lijas de óxido de aluminio con tamaño de grano de 150, sobre superficie sólida y suelta en los lugares con curvas. Una vez removido, se procedió con la limpieza de la pieza a pintar con desengrasante para evitar problemas de agarre por parte del aerosol.

El producto empleado para recubrirlo pertenece a la marca Sherwin Williams y es específico para interiores y exteriores, condicionado para materiales metálicos protegiendo obviamente contra la corrosión.

Los resultados obtenidos, debido a que la estructura se encuentra en la intemperie y ha tocado mojarse por la lluvia, han sido bastante buenos a pesar de haber estado en contacto directo con el agua durante algunos días seguidos, en ningún momento ha habido indicios de alguna degradación del material a pesar de también estar expuesto a Sol directo durante horas o inclusive al mismo foco de la lente de Fresnel aunque no por mucho tiempo como para que afecte la temperatura. Tanto el P.T.R. como otros elementos tales como el eje central, los ejes superiores, los contenedores, algunos tornillos, las chumaceras, etc. todos han presentado un buen comportamiento con este recubrimiento aplicado sobre su superficie.

4.5. Colocación de lente de Fresnel y el pirheliómetro

El marco fue diseñado para que las dimensiones de la lente ajustaran con las ranuras internas de los perfiles que se utilizaron en la construcción. Esto quedó perfectamente bien realizado, y aun mejor con el perfil central que permite una unión de las dos partes de la lente en el centro mucho más paralela al plano del marco.

Un detalle en el ensamble fue el hecho de que al ser un material como el aluminio en contacto directo con el material plástico del que está conformado la lente, la fricción es menor, lo que en un principio al introducir la lente resulta cómodo y sencillo pues se desliza pero al estar mucho más delgada la lente en comparación a la ranura del perfil, el juego provoca que la lente tienda a pandearse y a moverse en ocasiones, además de que la lente se maltrata al friccionar directamente con este material.

Para resolver este pequeño inconveniente se forro la parte superior e inferior de la ranura con cinta de montaje, cinta que posee adhesivo de gran sujeción empleada para sujetar incluso objetos a distintos materiales de hasta 900 [g] según su fabricante. La ventaja del uso de esta cinta es que su adhesión al aluminio fue perfecta, permitiendo deslizar la lente sin preocupación de despegar los extremos o algo parecido, además de que su grosor aprisiono de buena manera los extremos de la lente de Fresnel al marco, evitando mejor que se pandeara y protegiéndolos de maltrato debido a manipular bruscamente la lente.



Figura 4.P. Lente colocada en el marco

Para colocar el pirheliómetro a usar en las mediciones del máximo energético por parte del Sol, se utilizaron una abrazadera usada en accesorios de bicicletas y que tenía la peculiaridad de tener una ranura por la cual podía hacer pasar un tornillo el cual busque su cabeza quedara en la ranura del perfil, de esta manera al girar la abrazadera, se aprisiona con el perfil teniendo una sujeción firme. Al ser de un material plástico tal y como podría ser polietileno o nylon, abraza perfectamente el diámetro del pirheliómetro sin maltratarlo.



Figura 4.Q. Accesorio utilizado para fijar el pirheliómetro al marco de la lente

Con este apartado se finaliza lo referente a la construcción del proyecto en este cuarto capítulo que, aunque es rápido referenciar y hacer mención a lo realizado, en la tarea de construcción se lleva bastante tiempo y esfuerzo. En lo siguiente se presentan mis conclusiones y las tablas, planos y demás elementos empleados en la elaboración del documento.

CONCLUSIONES

La utilización de las diferentes fuentes de energía que nos brinda la naturaleza se ha significado para el hombre la supervivencia, el avance y el progreso de la sociedad tal y como la conocemos. Esto se ve reflejado en los grandes adelantos con los que se cuentan y que van en aumento día con día, más aún en los últimos dos siglos desde el comienzo del uso de los combustibles fósiles a gran escala.

Y aunque estos representan en gran parte la fuente principal de los diferentes tipos de energía que se consumen, podemos estar satisfechos del aumento significativo del uso de tecnologías que aprovechan las energías renovables, que además no perjudican a nuestro medio. Esto se debe a que la tecnología lo ha permitido, y cada vez, de mejores y más eficientes formas, reduciendo costos y aumentando las posibilidades de sus usos.

Esta fue una de las principales razones en la elaboración de esta estructura, que, junto con los antecedentes habidos sobre la utilización de los rayos solares como fuente energética, dieron causa y razón al proyecto. A pesar de tener la comodidad de hornos para tratamiento térmicos, incluso automáticos, la idea de reducir el consumo de energía eléctrica o por quema de combustibles a cero, aunado a la posibilidad de obtener los mismos resultados en menor tiempo, suena a algo que vale la pena comprobar y si además pudiese servir de pauta como un dispositivo a bajo costo con estas posibilidades parece una idea más que a considerar.

La construcción del diseño se llevó a cabo, consiguiendo el objetivo planteado; conseguir que el mecanismo concentrara la energía prevista por el Sol a un área establecida, usando materiales que le permitieran seguir haciéndolo por un largo periodo de tiempo, y aunque aún le hacen falta algunas mejoras e implementaciones, el dispositivo funciona tal y como lo esperaba desde el diseño final.

En cuanto a estas mejoras, contemple estos aspectos semicubiertos procurando no complicar demasiado su implementación en un futuro pensando por ejemplo; en su automatización como se pretende a continuación por medio de seguidores solares, la inclusión de un sistema de poleas y bandas para transmisión de movimiento (conseguidos varios datos que sirven de planteamiento para esta implementación en el capítulo 3) e incluso, y a pesar de que la estructura tal y como se encuentra no presenta algún problema hasta hoy, adicionar sostenes que le den aún más firmeza a la parte superior de la estructura por medio de cables de algún material metálico. Las posibilidades con un dispositivo con estas características da pie a un sinfín de ideas para experimentar, pero eso ya dependerá del buen uso que se le vaya dando. Sin duda se puede mejorar el diseño elaborado por un servidor, pero considero que lo hecho está bien conseguido y hace uso del conocimiento que poseo de la ingeniería.

La utilización de estos dispositivos en lo cotidiano está cada vez más cercano, sin duda disfrute bastante del participar en un proyecto que me permite comprender mejor esa cercanía con esta actualidad que se avecina y que nos alcanza para benefició de la humanidad.

BIBLIOGRAFIA

1. D.L. Simms. (Jan., 1977). *Archimedes and the Burning Mirrors of Syracuse*. Technology and Culture, 18, 1-24.
2. Ken Butti and John Perlin. (1980). *A Golden Thread: 2500 Years of Solar*. Architecture and Technology. Cheshire Books.
3. Centro de Investigación en Energía de la UNAM. (2005). *Visión a Largo Plazo Sobre la Utilización de las Energías Renovables en México*. Energía Solar, 12.
4. Joan García González. (2002). Energías. Biblio 3W, 5.4., 1-25.
5. Darío Hernández. (2004). *Ventajas y Desventajas de las fuentes de Energías*. 12 de junio de 2015, de E.E.M. 231 "REPÚBLICA DE NICARAGUA" Santa Fe Sitio web: <https://sites.google.com/site/231fuentesdeenergias>
6. Instituto de Geofísica (2015). *Energía Solar*. 08 de agosto de 2015, UNAM, web: www.geofisica.unam.mx/ors/energia_solar1.pdf
7. Portal de energías renovables. (2013). Historia de la energía solar térmica. 21 de agosto de 2015, de SitioSolar.com Sitio web: <https://http://www.sitiosolar.com/historia-de-la-energia-solar-termica-parte-i>
8. Mullick, Kandpal and Saxena, Thermal test procedure for box – type solar cookers, Solar Energy, 1987.
9. Alonso C., A y Rodríguez V., L. (1985). Alternativas energéticas. México: FCE-CONACYT.
10. Observatorio de Radiación Solar. (dic. 4, 2015). Base de Datos de la Radiación Solar en México. 10 de junio de 2015, de UNAM Sitio web: <http://rayenari.igeofcu.unam.mx/mexico/datsolar.html>
11. Agencia Estatal de Meteorología España. (nov. 21, 2015). Radiacion Solar. 16 de junio de 2015, de Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino del Gobierno de España Sitio web: http://www.aemet.es/documentos/es/eltiempo/observacion/radiacion/Radiacion_Solar.pdf
12. Duke-Elder S. (1971). Diccionario Enciclopédico Abreviado Salvat. España: Salvat.
13. M.T. Heliotrop. (2011). Fabricacion módulos fotovoltaicos de alta concentración. 18 de septiembre de 2015, de ECO, Eficiencia Consulting Sitio web: http://www.wip.es/eco/noticia.php?id_not=116
14. Marta Pérez Rodríguez. (2009). Diseño y cálculo de la estructura metálica y de la cimentación de una nave industrial. España: Departamento de mecánica de medios continuos y teoría de estructuras.

<https://www.google.com.mx/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwj6DOIMfOAhXENSYKHYKRACoQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Farchivo.uc3m.es%2Fbitstream%2Fhandle%2F10016%2F7572%2Fpfc_marta_perez_rodriguez.pdf%3Fsequence%3D1&usg=AFQjCNEI8DSC0odTNyOTM70XygLue957IQ&sig2=cUWpU6xOkvZ1FibsDSgMqg>
15. Prof. Ignacio Miranda. (agosto, 2011). Centro de Gravedad y Equilibrio de cuerpos. 18 de Julio de 2015, de Universidad de Madrid Sitio web: https://apuntesup.files.wordpress.com/2012/05/centro_de_masa_y_gravedad__2.pdf
16. José Alfredo González Méndez. (2012). Máquinas y Mecanismos. Grados de libertad. México: SEP.

17. SUMITECCR. (ene. 16, 2016). Datos sobre propiedades mecánicas y químicas de distintos tipos de aceros. 22 de febrero 2016, de SUMITECCR Sitio web: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs>. Verificado el 8 de marzo de 2015
18. S.A.E. (ene. 14, 2016). Propiedades físicas de los Aceros S.A.E. 16 de febrero de 2016, de S.A.E. Sitio web: <http://image.slidesharecdn.com/2252086-tabla-de-acero-110228082653-phpapp02/95/tabladeacero-1-728.jpg?cb=1298881639>
19. Independence Tube. (2016). Presentación de producto. 22 de febrero de 2016, de Independence Tube Sitio web: <http://www.independencetube.com/a500>
20. Perfiles y Aceros Cuajimalpa, S.A. de C.V. (2015). Lista de características. 20 de noviembre de 2014, de Perfiles y Aceros Cuajimalpa, S.A. de C.V. Sitio web: <http://www.aceroscuajimalpa.com.mx/ptr.php>
21. Hermenegildo Rodríguez Galbarro. (2015). Propiedades Mecánico-Químicas del Aluminio. 14 de agosto de 2015, de Ingemecanica Sitio web: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn110.html>
22. Documento de la Jornada Nacional de investigación en edificación, Universidad Politécnica de Madrid, 2007
23. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON . 784
24. INDURA, (2014) Hoja de propiedades físicas y químicas del electrodo AWS E-6010/ E-4310. http://www.indura.net/_file/file_1714_6010.pdf
25. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON . 780
26. Universidad Politécnica de Cataluña (2010). *Acero Inoxidable*. Barcelonatech. 9
27. ASTM International. (2006). Cómo protegen los revestimientos metálicos al acero. 14 de junio de 2015, de ASTM International Sitio web: <http://www.astm.org/SNEWS/SPANISH/Q206/q206aprdallynside.html>
28. Departamento de Pesca y Acuicultura. (2004). Construcción y mantenimiento de puertos y desembarcaderos para buques pesqueros. 05 de enero 2015, de Depósito de documentos de la FAO Sitio web: <http://www.fao.org/docrep/003/v5270s/v5270s08.htm>
29. TextosCientificos.com. (2005). CAUCHO SBR. 09 de enero de 2015, de TextosCientificos.com Sitio web: <http://www.textoscientificos.com/caucho/sbr>
30. Sherwin Williams. (2011). Aerosol Acrílico de Secado Rápido KRYLON Línea K05, K03, K015, K029. 2 de julio de 2015, de Sherwin Williams Sitio web: <http://www.sherwin.com.mx/pdf/productos/krylon/bt-krylon.pdf>
31. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 90
32. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 92
33. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 92
34. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 94
35. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 95

36. Juan Ocariz Castelazo. (2000). Diagramas de cuerpo libre ¿puede dibujarlos cualquiera? México: UNAM.
Web: http://dcb.fi-c.unam.mx/users/juanoc/apuntes/cuerpo_libre.pdf
37. José María Goicolea Ruigomez. (2011). Curso de Mecánica Vol I y II. 29 de enero de 2015, de Universidad Politécnica de Madrid Sitio web: http://w3.mecanica.upm.es/~goico/mecanica/libro/mecanica-e_goicolea2010.pdf
38. FONDONORMA. (2006). PROYECTO Y CONSTRUCCIÓN DE OBRAS EN CONCRETO ESTRUCTURAL. 25 de febrero de 2015, de FONDONORMA Sitio web:
http://www.funvisis.gob.ve/archivos/pdf/normas/norma_dise%C3%B1o_concreto_vigente/Covenin%201753-2006%20Proyecto%20Construccion%20Obras%20Concreto%20Estructural.pdf
39. Donald G. Fink, H. Wayne Beaty, John M. Carroll. (1981). Manual Práctico de Electricidad para Ingenieros. España: Reverté S.A. de C.V.
40. FAIRES, V. M. (1995). Diseño de Elementos de Máquinas. Mexico: Limusa.
41. BEER, Ferdinand y JOHNSTON E. R. (1993). Mecánica de Materiales. Colombia: McGraw-Hill.
42. Norma AISI- SAE para acero 1018. <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>
43. Higiénico Rubio Alonso. (2003). Diseño mecánico y el uso poleas y correas. 12 de marzo de 2015, de Universidad de Madrid, Carlos III Sitio web: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_correas2
44. Antonio González González. (2015). Sistemas de transmisión de poleas con correa. 16 de marzo de 2015, de Blog de profesores de Tecnología para la enseñanza y didáctica de la Tecnología y la Informática Sitio web:
<https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2009/04/03-poleas-con-correa.pdf>
45. Página Web de SKF México. <http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/index.html>
46. *Página web del fabricante ZKL, 2015, <http://www.zkl.cz/es/cat/ddtbb/52209>*
47. Rodamientos ZKL. <http://www.aliancerolamentos.com.br/files/catalogs/4d8e2c3e58f01.pdf>
48. Catálogo de la marca Browning, 2015, <http://www.eissa.mx/ChumBolasBrown.pdf>
49. Catálogo de la marca Browning, 2015, <http://www.eissa.mx/ChumBolasBrown.pdf>
50. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 530
51. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 539
52. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 543
53. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 543
54. Robert L. Mott. (2006). Diseño de elementos de Máquinas. México: PEARSON. 174

55. Escuela de Ingeniería. (2014). Diseño de ejes. 26 de febrero de 2015, de Universidad Carlos III de Madrid Sitio web:
http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disen0-de-maquinas/material-de-estudio/ejes_transparencias.pdf

5. INDICES

INDICE DE GRAFICOS

1. *Grafico A. Representación del comportamiento de mercado de acuerdo al combustible utilizado.* 7
Información de REN21, 2009, documento de Energías renovables para el Desarrollo sustentable en México, SENER, Gobierno Federal

2. *Grafico B. Consumo mundial de gas Natural por sector consumidor final* 7
Información de REN21, 2009, documento de Energías renovables para el Desarrollo sustentable en México, SENER, Gobierno Federal

3. *Grafico C. Generación de electricidad estimada entre 2004 y 2030* 8
Información de REN21, 2009, documento de Energías renovables para el Desarrollo sustentable en México, SENER, Gobierno Federal

4. *Grafico D. Dióxido de carbono lanzado a la atmosfera debido a la quema de combustibles Fósiles entre los años 1990 y 2030* 9
Información de REN21, 2009, documento de Energías renovables para el Desarrollo sustentable en México, SENER, Gobierno Federal

5. *Grafico 1.A. Curvas tensión-deformación típicas para el acero inoxidable y acero al carbono recocido* 50
Documento sobre las propiedades el acero inoxidable de la Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelonatech, pg. 9

INDICE DE TABLAS

1. Tabla A. Generación de energías limpias en el mundo hasta el año 2008 Información de REN21, documento de Energías renovables para el Desarrollo sustentable en México, SENER, Gobierno Federal, 2009.	9
2. Tabla B. Ventajas y desventajas de las energías renovables Material producido en el Laboratorio Pedagógico, Gobierno de Santa Fe Nicaragua, ORT, Nov 12 2015, < http://sites.google.com/site/231fuentesdeenergias >	10
3. Tabla C. Comparación entre concentradores cilindro – parabólicos, receptores centrales y discos parabólicos Alonso C., A y Rodríguez V., L., Alternativas energéticas, FCE-CONACYT, México, 1985	17
4. Tabla D. Valores correspondientes a la radiación global y la difusa de Ciudad Universitaria en el año 2005, Dic 4 2015 Página Web de la Base de datos de la Radiación Solar en México, < http://rayenari.igeofcu.unam.mx/mexico/datsolar.html >	18
5. Tabla E. . Lentes de Fresnel consideradas, Dic 2 2015, < http://www.ntkj.co.jp/product_fresnel_solar_en.html >	25
6. Tabla 1.A. Propiedades mecánicas de los aceros 1010, 1018 y 1045 Propiedades físicas de los Aceros S.A.E. Mar 10 2015, < http://image.slidesharecdn.com/2252086-tabla-de-acero-110228082653-phppapp02/95/tabladeacero-1-28.jpg?cb=1298881639 >	37
7. Tabla 1.B. Composición química del acero A500 de grados B y C Página web de distribuidor de acero. Independence Tube, Feb 11 2015, < http://www.independencetube.com/a500 >	38
8. Tabla 1.C. Propiedades mecánicas del acero A500 de grados B y C Página web de distribuidor de acero. Independence Tube. Feb 11 2015, < http://www.independencetube.com/a500 >	38
9. Tabla 1.D. Propiedades mecánicas del aluminio IngeMecanica, Web con datos técnicos recopilados, Feb 11 2015, < http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn110.html >	39
10. Tabla 1.E. Propiedades mecánicas del perfil de aluminio, Mar 15 2015, < http://www.matbase.com/material-categories/metals/non-ferrous-metals/wrought-aluminium/material-properties-of-almgsi0-5-6060-wrought-aluminium-grade.html >	40
11. Tabla 1.F. Esfuerzos cortantes admisibles sobre soldaduras Diseño de elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 4ta edición. 784	47

12. <i>Tabla 1.G. Esfuerzos admisibles para tornillos</i> <i>Diseño de elementos de Maquinas, Robert L. Mott, 4ta edición. 780</i>	49
13. <i>Tabla 1.H. Valores nominales de f_{yb} y f_{ub} para tornillos</i> <i>Universidad Politécnica de Cataluña (2010). Acero Inoxidable. Barcelonatech. 9</i>	50
14. <i>Tabla 1.I. Tornillos empleados en la construcción de la estructura</i> <i>Universidad Politécnica de Cataluña (2010). Acero Inoxidable. Barcelonatech. 9</i>	51
15. <i>Tabla 1.J. Comparación del caucho natural y el SBR</i> <i>Página web textos científicos, comparación entre materiales sintéticos, 2015.</i> <i><http://www.textoscientificos.com/caucho/sbr></i>	56
16. <i>Tabla 2.A. Tabla con la resistencia a tracción de diferentes grados y diámetros de tornillos en Kn.</i> <i>IngeMecánica, Web con datos técnicos recopilados</i> <i><http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html></i>	75
17. <i>Tabla 2.B. Coeficientes de rozamiento entre distintos materiales</i> <i>Página de la Universidad Carlos III de Madrid, 2015</i> <i><http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseño-mecanico-1/material_clase/ocw_correas2></i>	94
18. <i>Tabla 2.C. Resistencia a simple cortante de diámetros y grados cuando el plano de corte no pasa por la zona roscada. Está dada en kN.</i> <i>IngeMecánica, Web con datos técnicos recopilados http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html</i>	96
19. <i>Tabla 3.A. Cargas a las que están sometidos los tornillos que sujetan los perfiles</i>	155
20. <i>Tabla 3.B. Características de los materiales en el CAD</i>	157
21. <i>Tabla 3.C. Fuerzas contenidas en los conectores</i>	161
22. <i>Tabla 3.D. Fuerzas contenidas en los conectores</i>	166
23. <i>Tabla 3.E. Características de los materiales en el CAD</i>	168

INDICE DE ECUACIONES

1. <i>Expresión del esfuerzo directo [3]</i>	59
Diseño de elementos de Maquinas, Robert L. Mott. Esfuerzo normal. 90	
2. <i>Expresión de la deformación [4]</i>	60
Diseño de elementos de Maquinas, Robert L. Mott. Deformación por un esfuerzo normal aplicado. 92	
3. <i>Expresión del esfuerzo al cortante [5]</i>	60
Diseño de elementos de Maquinas, Robert L. Mott. Esfuerzo cortante directo. 92	
4. <i>Cálculo del Par de torsión [6]</i>	60
Diseño de elementos de Maquinas, Robert L. Mott. Par de torsión. 94	
5. <i>Esfuerzo cortante torsional [7]</i>	60
Diseño de elementos de Maquinas, Robert L. Mott. Esfuerzo cortante torsional. 95	
6. <i>Resistencia al cortante de un tornillo [8]</i>	67
Hermenegildo Rodríguez Galbarro. (2015). Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas. 11 de agosto de 2015, de Ingemeconica Sitio web: http://ingemeconica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion7	
7. <i>Aplastamiento en un tornillo [9]</i>	70
Hermenegildo Rodríguez Galbarro. (2015). Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas. 11 de agosto de 2015, de Ingemeconica Sitio web: http://ingemeconica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion71	
8. <i>Cálculo de constante del tornillo [10]</i>	70
Hermenegildo Rodríguez Galbarro. (2015). Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas. 11 de agosto de 2015, de Ingemeconica Sitio web: http://ingemeconica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion71	
9. <i>Resistencia a tracción de un tornillo [11]</i>	75
Hermenegildo Rodríguez Galbarro. (2015). Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas. 11 de agosto de 2015, de Ingemeconica Sitio web: http://ingemeconica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion71	
10. <i>Resistencia a punzonamiento de una chapa sobre la que actúa un tornillo [12]</i>	76
Hermenegildo Rodríguez Galbarro. (2015). Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas. 11 de agosto de 2015, de Ingemeconica Sitio web: http://ingemeconica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion71	
11. <i>Torsión para barra rígida [13]</i>	82
Jaime Santo Domingo Santillana (2008). Torsión. 12 de agosto de 2015, de U. SAL. Sitio Web: http://ocw.usal.es/enseñanzas-tecnicas/resistencia-de-materiales-ingeniero-tecnico-en-obras-publicas/contenidos/%20Tema8-Torsion.pdf	
12. <i>Resistencia a tracción de un tornillo con arranque de viruta [14]</i>	85

- Hermenegildo Rodríguez Galbarro. (2015). Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas. 11 de agosto de 2015, de Ingemecanica Sitio web: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion71>
13. *Deformación total [15]* 91
FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. México: Editorial Limusa, 1995. 4ª Reimpresión.
 14. *Ecuación para calcular la potencia del motor en función del radio del eje y la fuerza tangencial [16]* 92
Ing. Guillermo Bavaresco (2002). *Procedimiento para el diseño de ejes*. 11 de agosto de 2015, web: http://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf
 15. *Ecuación para calcular la potencia del motor en función del torque [17]* 92
Ing. Guillermo Bavaresco (2002). *Procedimiento para el diseño de ejes*. 11 de agosto de 2015, web: http://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf
 16. *Expresión para calcular el largo de una banda o cadena [18]* 93
Documento sobre diseño mecánico y el uso poleas y correas. Universidad de Madrid. Web: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_correas2
 17. *Ecuación de Euler [19]* 94
Documento sobre diseño mecánico y el uso poleas y correas. Universidad de Madrid. Web: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_correas2
 18. *Relación de transmisión [20]* 94
Blog de profesores de Tecnología para la enseñanza y didáctica de la Tecnología y la Informática. Dr. Antonio González González, 2015. Web: <https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2009/04/03-poleas-con-correa.pdf>
 19. *Relación entre el momento torsor y velocidad transmitidos [21]* 95
Documento sobre diseño mecánico y el uso poleas y correas. Universidad de Madrid. Web: http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-mecanico-1/material_clase/ocw_correas2
 20. *Calculo de la tensión máxima [22]* 98
Elorrieta Erreka Mari. (2007). *Flexión Pura*. 18 de agosto de 2015. Web: <https://ibiguidp3.wordpress.com/res/fpura/>
 21. *Momento resistente flexional para una sección circular [23]* 98
Elorrieta Erreka Mari. (2007). *Flexión Pura*. 18 de agosto de 2015. Web: <https://ibiguidp3.wordpress.com/res/fpura/>
 22. *Duración elemental del rodamiento [24]* 105
Página Web de SKF México. <<http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/index.html>>
 23. *Igualdad de la carga dinámica equivalente del rodamiento [25]* 105
Página Web de SKF México. <<http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/index.html>>
 24. *Expresión para calcular la carga dinámica equivalente del rodamiento [26]* 105
Página Web de SKF México. <<http://www.skf.com/mx/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/index.html>>
 25. *Relación entre la fuerza impulsora de una polea [27]* 117
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, pg. 539, rev. 2015

26. <i>Magnitud de fuerza impulsora neta [28]</i>	117
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, pg. 539, rev. 2015	
27. <i>Relación de la tensión del lado tenso y el flojo en transmisiones V [29]</i>	117
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, rev. 2015	
28. <i>Relación entre la fuerza tangencial y la impulsora [30]</i>	117
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, rev. 2015	
29. <i>Calculo de la constante de correas planas [31]</i>	117
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, rev. 2015	
30. <i>Relación entre el giro de las poleas impulsadas y de conducción [32]</i>	118
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, rev. 2015	
31. <i>Expresión de la teoría de energía de distorsión [33]</i>	122
Diseño de Elementos de Máquinas, Robert L. Mott, pg. 543, rev. 2015	
32. <i>Esfuerzo cortante vertical máximo de una sección transversal circular [34]</i>	122
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, pg. 543, rev. 2015	
33. <i>Ecuación del análisis de esfuerzos con la teoría de la energía de distorsión [35]</i>	123
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, pg. 174, rev. 2015	
34. <i>Ecuación para obtener el limite a fatiga del material [36]</i>	123
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, pg. 174, rev. 2015	
35. <i>Calculo de la resistencia a la fatiga real estimada [37]</i>	123
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, rev. 2015	
36. <i>Ecuación del análisis de esfuerzos con la teoría de la energía de distorsión desarrollada [38]</i>	124
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, rev. 2015	
37. <i>Calculo del diámetro mínimo de un eje [39]</i>	124
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, rev. 2015	
38. <i>Calculo del cortante máximo debido a torsión [40]</i>	127
Pagina de la Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Mecánica. < http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disen-de-maquinas/material-de-estudio/ejes_transparencias.pdf >	
39. <i>Calculo para obtener el esfuerzo normal en función del momento flector en la sección critica [41]</i>	127
Elorrieta Erreka Mari. (2007). <i>Flexión Pura</i> . 18 de agosto de 2015. Web: https://ibiguridp3.wordpress.com/res/fpura/	
40. <i>Expresión del cortante máximo en función del momento torsor y el par [42]</i>	128
Página de la Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Mecánica. < http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disen-de-maquinas/material-de-estudio/ejes_transparencias.pdf >	
41. <i>Calculo del esfuerzo normal de diseño (carga por fatiga) [43]</i>	129
Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, rev. 2015	

INDICE DE IMÁGENES

1. <i>Figura A. Distribución de la radiación solar en la República mexicana</i>	14
Instituto de Geofísica, UNAM, Nov 12 2015, < http://www.geofisica.unam.mx/ors/energia_solar1.pdf , 2015>	
2. <i>Figura B. Concentradores solares de placa plana</i> , Nov 14 2015	16
< https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1f/Col.lectorsolartermosif%C3%B3.jpg >	
3. <i>Figura C. Concentrador solar esférico</i> , Nov 14 2015	17
http://www.dforcesolar.com/wp-content/uploads/2013/12/concentrador-solar-1.jpg , 2015	
4. <i>Figura D. Pirheliómetro usado para la medición de la radiación directa</i>	19
http://sensovant.com/img/meteorologia/radiacion-solar/sensor-medidor-radiacion-solar-termoelectrico-piranometro-termico-DR01.png	
5. <i>Figura E. Funcionamiento de la lente de Fresnel</i>	20
Diccionario Enciclopédico Abreviado, Espasa Calpe, 3ª. Ed. 1935. Duke-Elder S. Syst. of Ophthalm. Vol. II, IV, V. H. Kimpton 1970. Enciclopedia Salvat Diccionario. Salvat Ed. 1971	
6. <i>Figura F. Diferencia geométrica entre una lente biconvexa y una lente de Fresnel, el punto focal se encuentra a la misma distancia en este caso</i> , Nov 21 2015,	21
< http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/geoopt/fresnellens.html >	
7. <i>Figura G. Torre fotovoltaica de alta concentración</i> , Nov 21 2015,	22
< http://www.wip.es/eco/noticia.php?id_not=116 >	
8. <i>Figura H. Parrilla Wilson Solar Grill</i> , Nov 21 2015,	23
< http://www.glipp.com.mx/wp-content/uploads/2013/05/WilsonSolarGrillNigeria.jpg >	
9. <i>Figura 1.A. Estructura metálica simétrica; la Torre Eiffel en Paris, Francia</i>	28
< https://viajeoteca.files.wordpress.com/2011/11/0329-torre-eiffel.jpg >	
10. <i>Figura 1.B. Rotación sobre eje Z de la base de 0° a 360° y rotación sobre eje Y de 40 a 140°</i>	31
11. <i>Figura 1.C. Diseño de la estructura en una vista de perfil.</i>	32
12. <i>Figura 1.D. Diseño de la estructura en una vista frontal.</i>	33
13. <i>Figura 1.E. Estructura Hipoeutectoide</i> , Ene 12 2016	37
< http://image.slidesharecdn.com/elacero-110409081535-phpapp01/95/el-acero-20-728.jpg?cb=1302337062 >	
14. <i>Figura 1.F. Vista inferior y de perfil de la base inferior</i>	41
15. <i>Figura 1.G. Vista inferior y de perfil de la base inferior</i>	42

16. <i>Figura 1.H. Perfil de aluminio elegido por sus propiedades y versatilidad, Feb 14 2015,</i> < https://www.boschrexroth.com/irj/portal/anonymous/eShop?guest_user=anonymousDE&display=catalog&bridgeSelectedCatalog=MTN&bridgePageId=nut10raster40 >	43
17. <i>Figura 1.I. Vista frontal de una de las estructuras laterales que conectan al marco de la lente con la base superior</i>	43
18. <i>Figura 1.J. Vista lateral y superior del marco para la lente de Fresnel</i>	44
19. <i>Figura 1.K. Vista lateral de la estructura fijada en el marco de la lente de Fresnel</i>	45
20. <i>Figura 1.L. Comportamiento de las fuerzas aplicadas a la base inferior</i>	47
21. <i>Figura 1.M. Movimientos del electrodo, Oct 18 2016,</i> http://3.bp.blogspot.com/-3DyZVv2GPC0/Tu_g0SxStGI/AAAAAAAAAAc/HqiYIlgO6Ufs/s320/2.PNG	48
22. <i>Figura 1.N. Fuerza excéntrica aplicada a una junta atornillada</i>	48
23. <i>Figura 1.Ñ. Conector interno para perfiles de 40 [mm] de lado, modelo 17-026</i>	52
24. <i>Figura 1.O. Junta estandarizada para perfiles de 40 [mm] modelos 23-010 y 23-014</i>	52
25. <i>Figura 1.P. Tuerca T con balín par perfiles de 40 [mm] modelo 20-058</i>	53
26. <i>Figura 1.Q. Pie nivelador modelo 21-008</i>	54
27. <i>Figura 1.R. Esquema con medidas de la placa de aluminio modelo 20-109</i>	54
28. <i>Figura 1.S. Tapa diseñada y ensamblada para los perfiles de acero</i>	57
29. <i>Figura 2.A. Ubicación de las zonas de la estructura analizadas en el apartado 3.2 y 3.4</i>	62
30. <i>Figura 2.B. Velocidades de la superficie terrestre a distintas latitudes</i> < http://cienciaes.com/ciencianuestra/2011/01/16/-a-que-velocidad-nos-movemos-por-el-universo >	63
31. <i>Figura 2.C. Fuerza soportada por la estructura central</i>	65
32. <i>Figura 2.D. Uniones atornilladas entre las placas de unión y los perfiles</i>	65
33. <i>Figura 2.E. Diagrama de fuerzas de la junta entre la superficie del foco y uno de los perfiles que lo sostiene.</i>	66
34. <i>Figura 2.F. Diagrama de cuerpo libre en vista lateral</i>	67
35. <i>Figura 2.G. Diagrama de la sujeción de perfiles superior y la concentración de la fuerza.</i>	72
36. <i>Figura 2.H. Sujeción de los perfiles que forman al marco y los que sostienen la superficie focal</i>	72

37. <i>Figura 2.I. Diagrama de la sujeción de perfiles que forma parte del marco de la lente, el perfil que sostiene a la superficie del foco y el accesorio que los une.</i>	73
38. <i>Figura 2.J. Fuerzas existentes en la unión del marco de la lente con el rodamiento</i>	77
39. <i>Figura 2.K. Vista del eje que une el marco con el rodamiento y los postes externos</i>	78
40. <i>Figura 2.L. Fuerzas y esfuerzos de la junta formada por el eje, la chumacera y el marco de la lente de Fresnel</i>	79
41. <i>Figura 2.M. Diagrama de cuerpo libre del tornillo que forma parte del eje superior</i>	79
42. <i>Figura 2.N. Vista de las fuerzas y reacciones de los elementos al rotar el marco de la lente</i>	81
43. <i>Figura 2.Ñ. Fuerzas en la junta de los postes externos y la base superior</i>	83
44. <i>Figura 2.O. Diagrama de cuerpo libre de la mitad de la estructura superior</i>	83
45. <i>Figura 2.P. Unión de las juntas entre los perfiles laterales de aluminio y los P.T.R. de la base superior</i>	84
46. <i>Figura 2.Q. Representación de la descomposición de fuerzas</i>	85
47. <i>Figura 2.R. Distribución de fuerzas involucradas al hacer girar la estructura</i>	88
48. <i>Figura 2.S. Unión del eje principal, las chumaceras de los rodamientos axial y de empuje</i>	88
49. <i>Figura 2.T. Unión del eje con el P.T.R. de la base superior</i>	89
50. <i>Figura 2.U. Junta del eje con el PTR que forma parte de la base superior</i>	90
51. <i>Figura 2.V. Área de sección transversal donde actúa la fuerza del peso de la estructura superior</i>	91
52. <i>Figura 2.W. Diagrama de las poleas transmisoras de potencia</i>	93
53. <i>Figura 2.X. Unión de la chumacera del rodamiento radial</i>	97
54. <i>Figura 2.Y. Representación de la carga y reacciones del componente de interés</i>	97
55. <i>Figura 2.Z. Vectores fuerza</i>	98
56. <i>Figura 2.AA. Unión de la chumacera del rodamiento axial y el P.T.R. de la base inferior</i>	100
57. <i>Figura 2.AB. Unión del P.T.R. central de la base inferior con los que forman el marco inferior</i>	101
58. <i>Figura 2.AC. Cargas y reacciones habidas en el P.T.R. central</i>	102
59. <i>Figura 2.AD. Vista superior del contenedor. Se visualiza la tapa removible (anillo externo)</i>	107

y el anillo opresor (anillo interno).

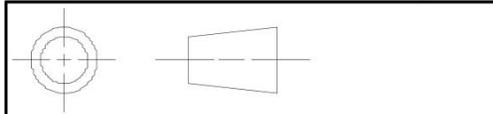
60. Figura 2.AE. Vista de corte transversal del contenedor.	107
61. Figura 2.AF. Detalle de los barrenos.	108
62. Figura 2.AG. Vista lateral del contenedor.	108
63. Figura 2.AH. Esquema que muestra la región donde se manifiesta el momento, la fuerza que lo provoca y la distancia entre ambos.	110
64. Figura 2.AI. Vista superior del contenedor del rodamiento radial	111
65. Figura 2.AJ. Corte en vista lateral del contenedor del rodamiento radial y la correspondiente vista lateral	112
66. Figura 2.AK. Vista inferior del contenedor del rodamiento radial.	113
67. Figura 2.AL. Esquema general de la carga prevista en el rodamiento superior	114
68. Figura 2.AM. Diseño de la base de fijación para las chumaceras UCF204-12.	115
69. Figura 2. AN. Fuerzas sobre poleas Diseño de elementos de máquinas, Robert L. Mott, pg. 539, rev. 2015	117
70. Figura 2.AÑ. Ubicación de los componentes transmisores de potencia y los rodamientos	120
71. Figura 2.AO. Diámetros con los que está conformado el eje	120
72. Figura 2.AP. Representación de las reacciones de la estructura debido a la rotación del plano del foco	125
73. Figura 2.AQ. Región del eje donde se produce la mayor concentración de esfuerzos	126
74. Figura 2.AR. Diagrama de cuerpo libre del posicionamiento de la estructura en vertical	126
75. Figura 2.AS. Diagrama de cuerpo libre de las cargas y reacciones en el PTR central	127
76. Figura 2.AT. Diseño de los ejes superiores	129
77. Figura 2.AU. Unión del marco de la lente, la chumacera y el eje superior	130
78. Figura 2.AV. Condición de carga para el cálculo del momento	131
79. Figura 3.A. Base inferior	135
80. Figura 3.B. Cavidad del perfil	136
81. Figura 3.C. Barrenos de los perfiles	136

82. <i>Figura 3.D. Barrenos de los perfiles</i>	137
83. <i>Figura 3.E. Vista superior de la jaula</i>	138
84. <i>Figura 3.F. Vista interior de la jaula</i>	138
85. <i>Figura 3.G. Tapa inferior del contenedor</i>	139
86. <i>Figura 3.H. Tapa inferior del contenedor</i>	140
87. <i>Figura 3.I. Tapa inferior del contenedor</i>	140
88. <i>Figura 3.J. Jaula de cilindro radial</i>	141
89. <i>Figura 3.K. Jaula de cilindro radial</i>	142
90. <i>Figura 3.L. Unión de los P.T.R. de la base superior</i>	142
91. <i>Figura 3.M. Barrenos centrales</i>	143
92. <i>Figura 3.N. Extremo del diseño del perfil de aluminio utilizado en la estructura</i>	144
93. <i>Figura 3.Ñ. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro</i>	144
94. <i>Figura 3.O. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro</i>	145
95. <i>Figura 3.P. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro</i>	146
96. <i>Figura 3.Q. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro</i>	146
97. <i>Figura 3.R. Junta entre el perfil de aluminio y el accesorio de giro</i>	147
98. <i>Figura 3.S. Unión del perfil central de aluminio al marco de la lente</i>	147
99. <i>Figura 3.T. Accesorios que sirven de medio de unión entre el marco de la lente y los postes de la canasta central</i>	148
100. <i>Figura 3.U. Unión de los perfiles inclinados con los centrales por medio de placas barrenadas</i>	149
101. <i>Figura 3.V. Canasta central. Su diseño permite modificar la distancia con el foco y mover los perfiles internos para adaptarla de acuerdo a lo que se requiera hacer con la lente.</i>	149
102. <i>Figura 3.W. Vista diagonal de la base después del análisis mostrando tensiones de Von Mises</i>	152
103. <i>Figura 3.X. Vista superior del P.T.R. central, los valores máximos no exceden los 12.04 [MPa]</i>	153
104. <i>Figura 3.Y. Vista lateral del P.T.R. central donde se concentran las tensiones debidas a la junta con tornillos</i>	153
105. <i>Figura 3.Z. Mayor desplazamiento por parte del perfil de acero central</i>	155
106. <i>Figura 3.AA. Captura de la animación de la deformación unitaria arrojada por SolidWorks, la escala de deformación es de 493.195</i>	156

107. <i>Figura 3.AB. Vista de la junta entre los componentes y donde se encuentra la mayor concentración de tensiones</i>	158
108. <i>Figura 3.AC. Imagen de los desplazamientos resultantes de la estructura</i>	159
109. <i>Figura 3.AD. Fuerza de reacción ubicada en el eje central</i>	159
110. <i>Figura 3.AE. Deformación unitaria equivalente del PTR</i>	160
111. <i>Figura 3.AF. Tensión cortante en dirección Z en el plano YZ</i>	160
112. <i>Figura 3.AG. Esfuerzo axial dado por el rodamiento radial</i>	162
113. <i>Figura 3.AH. Tensiones de Von Mises habidas tanto en el PTR como en el eje.</i>	163
114. <i>Figura 3.AI. Vista del eje contenido en el PTR donde también se manifiestan las tensiones</i>	163
115. <i>Figura 3.AJ. Máximo desplazamiento del PTR</i>	164
116. <i>Figura 3.AK. Reacción de la parte fija ubicada en el eje</i>	164
117. <i>Figura 3.AL. Reacción de la parte fija ubicada en el eje</i>	165
118. <i>Figura 3.AM. Deformación en el extremo donde se encuentra la mayor fuerza aplicada</i>	165
119. <i>Figura 3.AN. Tornillo donde se encuentran la fuerza cortante de mayor intensidad</i>	167
120. <i>Figura 3.AÑ. Fuerzas derivadas de la fuerza externa aplicada en el rodamiento</i>	167
121. <i>Figura 3.AO. Tensiones de Von Mises vistas sobre todo en el contacto entre el eje y el rodamiento</i>	169
122. <i>Figura 3.AP. Vista posterior del perfil hasta donde llega el tornillo</i>	170
123. <i>Figura 3.AQ. Vista externa del perfil en donde se visualiza el desplazamiento que tiene junto al eje</i>	170
124. <i>Figura 3.AR. Las fuerzas de reacción se ven concentradas en el rodamiento</i>	171
125. <i>Figura 3.AS. La deformación unitaria equivalente se da tanto en el eje como en el perfil de aluminio, y en menor grado en el rodamiento</i>	172
126. <i>Figura 3.AT. Reacciones por parte del tornillo ante las solicitaciones a las que fue expuesto en la simulación</i>	172
127. <i>Figura 4.A. Fotografía tomada durante el corte de los perfiles de acero</i>	175

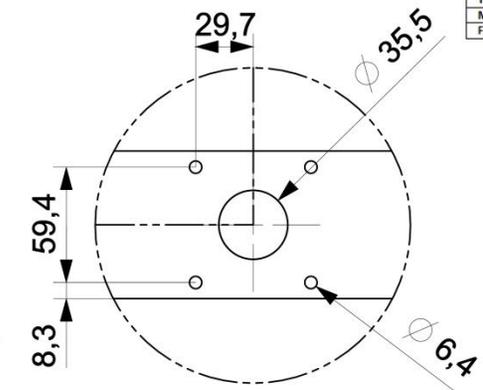
128. <i>Figura 4.B. Muestra de soldadura en P.T.R. cortado a 45 grados</i>	176
129. <i>Figura 4.C. Preparación del taladro de banco para barrenar los tramos de P.T.R.</i>	177
130. <i>Figura 4.D. Ubicación de las juntas con giro en la base superior</i>	178
131. <i>Figura 4.E. Algunas de las brocas empleadas en el barrenado del P.T.R.</i>	178
132. <i>Figura 4.F. Barrenos en los P.T. R</i>	179
133. <i>Figura 4.G. Perfiles laterales barrenados para sostener a las chumaceras superiores</i>	179
134. <i>Figura 4.H. Placas barrenadas unidas a los perfiles por medio de tuerca con forma de la ranura del mismo perfil y juntas con giro y manija</i>	180
135. <i>Figura 4.I. Juntas con giro sin manija para los sostenes de la canasta central y perfiles del marco unidos con escuadras internas ajustables</i>	181
136. <i>Figura 4.J. Material usado en la elaboración del eje y de la jaula del rodamiento de empuje</i>	182
137. <i>Figura 4.K. Manufactura del eje central</i>	183
138. <i>Figura 4.L. Representación del escalonamiento realizado en el eje de</i>	183
139. <i>Figura 4.M. Chaflán del eje previo al acabado de la pieza</i>	184
140. <i>Figura 4.N. Ensamble del eje, el contenedor y el rodamiento de empuje. Atrás uno de los ejes superiores</i>	186
141. <i>Figura 4.Ñ. Unión del eje central con los rodamientos; radial y axial</i>	187
142. <i>Figura 4.O. Unión de los ejes superiores con las chumaceras, los postes laterales y el marco de la lente</i>	188
143. <i>Figura 4.P. Lente colocada en el marco</i>	190
144. <i>Figura 4.Q. Accesorio utilizado para fijar el pirheliómetro al marco de la lente</i>	191

PLANOS

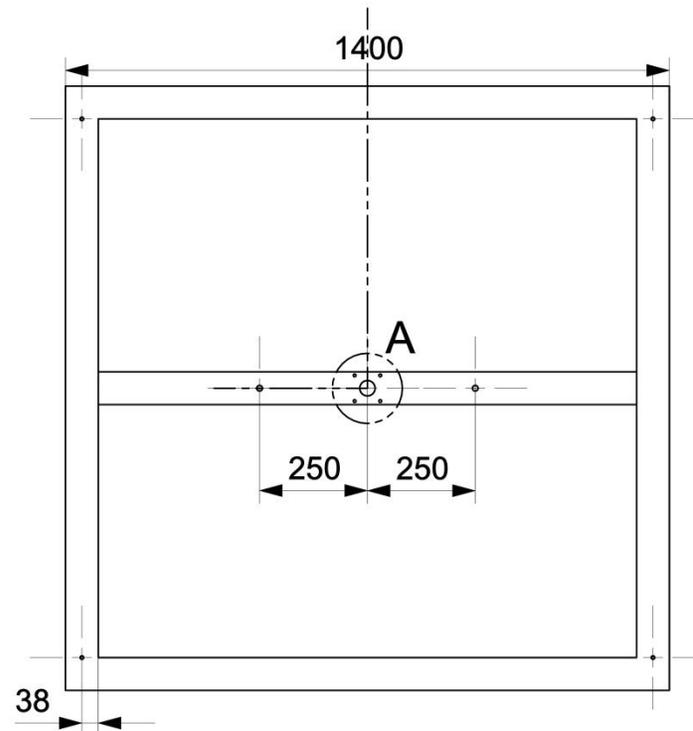
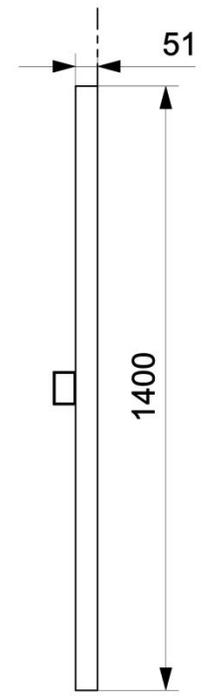


REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Cambio de longitud de la barra rectangular de 1500 [mm] a 1600 [mm]	Reposicionamiento del soporte principal y las guías de la base superior	Base 2	01 - EDBI	20/01/2015	04/02/2015	P011
2	Cambio de material, aumentan las alturas de 30 [mm] a 51[mm] por cada una	Se realiza un cambio de material, reemplazando la barra por P.T.R. considerando sus buenas propiedades mecánicas en la construcción de la estructura	Base 2	01 - EDBI	19/02/2015	20/02/2015	P012
3	Modificación en el dimensionado para quedar en 1400 [mm] por lado	Cambio del diseño, se reduce el área interior de la estructura cuadrada y se emplea un solo perfil central	Base 2	01 - EDBI	24/02/2015	22/02/2015	P013
4	Barrenado central de un diámetro de 35.5 [mm], barrenos para fijar la chumacera del rodamiento central de 6.35 [mm] y reubicación de los barrenos para las patas, quedando en medida M8	Empleo de un eje central junto a rodamiento para giro de la estructura, fijación de chumacera del rodamiento a la barra central por medio de cuatro tornillos de 6.35 [mm]	Base inferior	01 - EDBI	10/03/2015	18/03/2015	P014
5	Anejo cuadrado de barrenos al centro del perfil central de 6.35 [mm] de diámetro, en una periferia de 64 [mm]	Fijación del eje central por medio de tornillos de 6.35 [mm]	Base inferior PTR	01 - EDBI	29/03/2015	3/04/2015	P013

NOTAS	
MATERIAL	De acuerdo a su aplicación, se requiere un acero con buena dureza, fácil de maquinarse y que soporte la intemperie, en primera instancia se empleara P.T.R. H.S.S. A-500 grado B ($\sigma = 400$ [MPa]).
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado pulido
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Ninguno
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.05 y para radios +/- 0.005
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Cuidar las tolerancias internas y el posicionamiento de los barrenos.

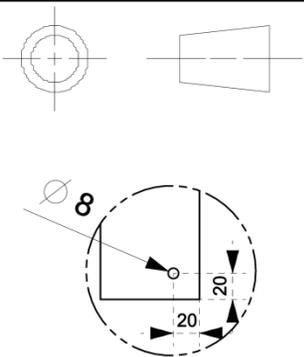


DETALLE A
ESCALA 3:10



ALL DIMENSIONS IN mm

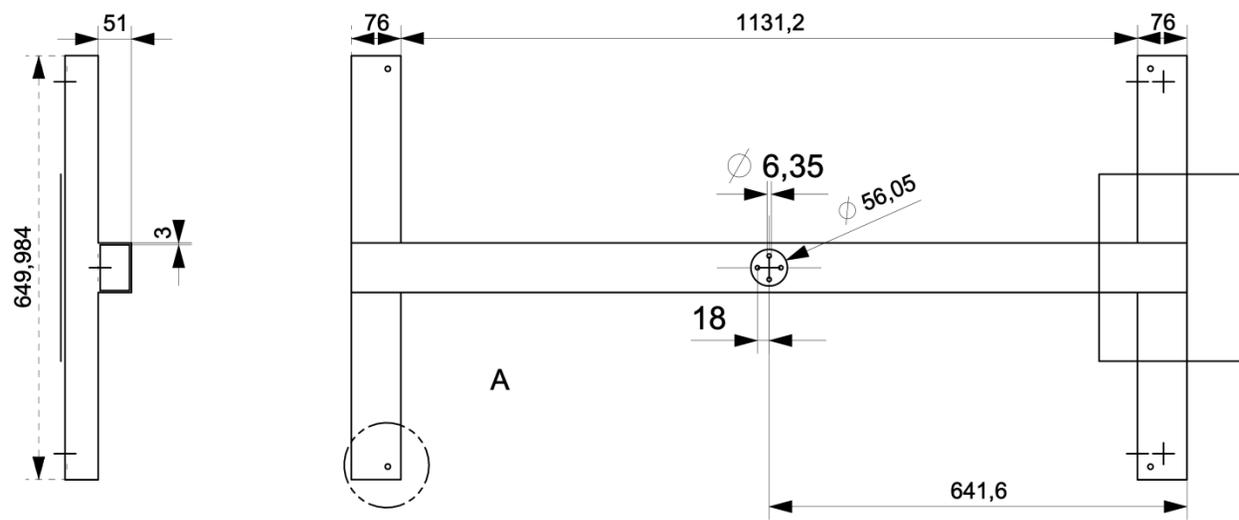
Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Título	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	10/02/2015	"Base Fija"	01 - EDBI	1:15	A4
Comprobado			Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado			1.Ensamble base fija	5	[g]	1 de 11



DETALLE A
(ESCALA 1:5)

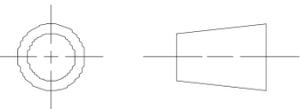
REVISIONES								
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden	
1	Cambio del diámetro original de 1200 [mm] a 1150 [mm]	Cambio en el diseño inferior de la estructura principal, en cuanto a dimensiones y posicionamiento de soportes.	Base 1	02 - EDBI	20/01/2015	03/02/2015	D021	
2	Cambio en el diámetro de 1150 a 1080 [mm] y el espesor de la barra cuadrada de 3 a 5 [mm].	Uso de una barra más gruesa para mejorar el contacto con los rodamientos de la base inferior, disminución en las dimensiones totales de acuerdo al posicionamiento del perfil central.	Base 1	02 - EDBI	18/02/2015	20/02/2015	D022	
3	Utilización de PTR de calibre 3 [mm], 600 [mm] de lado corto y 1080 [mm] lado largo.	Cambio en el diseño, se opta por PTR sustituyendo así a la barra, y se decide utilizar un rodamiento central, por lo que se deja de lado el uso circular por uno recto.	Base superior	02 - EDBI	24/02/2015	03/03/2015	D023	
4	Ampliación del lado corto de 600 a 649.984 [mm] y se añaden barrenos a 20x20 [mm] tomando las esquinas interiores como referencia.	Se utilizara un diseño de tres entrecruzadas y se hará uso de dos barras laterales, lo que modifica el tamaño del lado corto de este acomodo, añadiendo además barrenos para sujetar los acoplamientos necesarios.	Base superior	02 - EDBI	11/04/2015	11/04/2015	D024	
5	Modificación del lado largo de 1080 a 1131.2 [mm]	Debido al cambio de chumaceras a utilizar en la parte superior de la estructura, la separación aumenta y la distancia por el mismo motivo es mayor.	Base de giro superior	02 - EDBI	21/05/2015	23/05/2015	D025	

NOTAS	
MATERIAL	De acuerdo a su aplicación, se requiere un acero con buena dureza, fácil de maquinarse y que soporte la intemperie, en primera instancia se empleara P.T.R. H.S.S. A-500 grado B ($\sigma = 400$ [MPa]).
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado pulido
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Ninguno
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.05 y para radios +/- 0.005
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Cuidar las tolerancias internas y el posicionamiento de los barrenos.



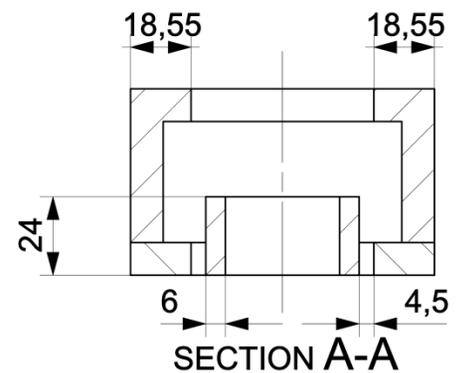
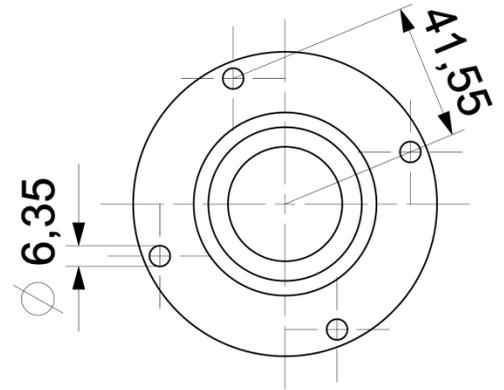
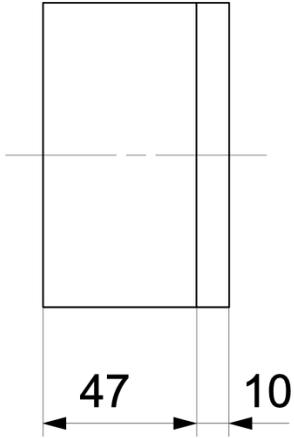
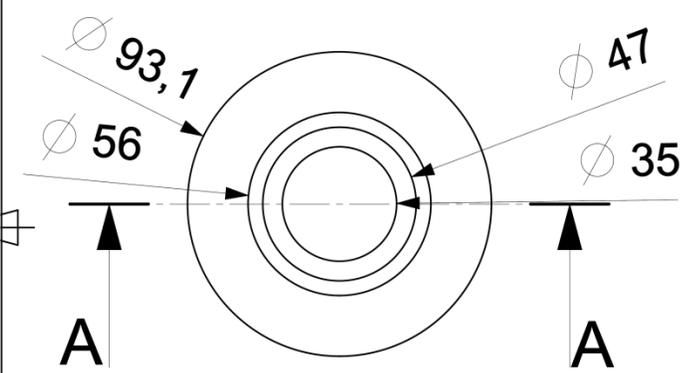
ALL DIMENSIONS IN mm

Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Título	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	28/07/2014	"Base superior"	02 - EDBI	1:10	A4
Comprobado		23/05/2012		Rev	Peso	Plano
Elaborado		24/05/2012	1.Ensamble base superior	5	- [g]	2 de 11



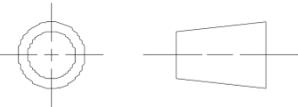
REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Integración de anillo central de d:35 [mm] y D:47 [mm]	La carga central que presenta el eje sobre el rodamiento causaría la deformación de la jaula central del mismo	Chumacera	03 - CPRE	03/05/2015	08/05/2015	PO31
2	Cambio de las dimensiones de 120.1 a 93.1 [mm] y la proporción correspondiente a los demás elementos	Se cambió el rodamiento a utilizar por uno de menores dimensiones pero mismas características	Chumacera	03 - CPRE	18/05/2015	01/06/2015	PO32

NOTAS	
MATERIAL	De acuerdo a su aplicación, se requiere un acero con buena dureza, fácil de maquinar y que soporte la intemperie, en primera instancia se elaborara de un acero comercial 1040 ($\sigma = 600$ [MPa])
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado pulido en la parte interna, acabado estándar en la parte externa.
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Ninguno aplicado salvo lo que el material posee.
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.05 y para radios +/- 0.005
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Cuidar las tolerancias internas y el acabado superficial del mismo, además del posicionamiento de los barrenos



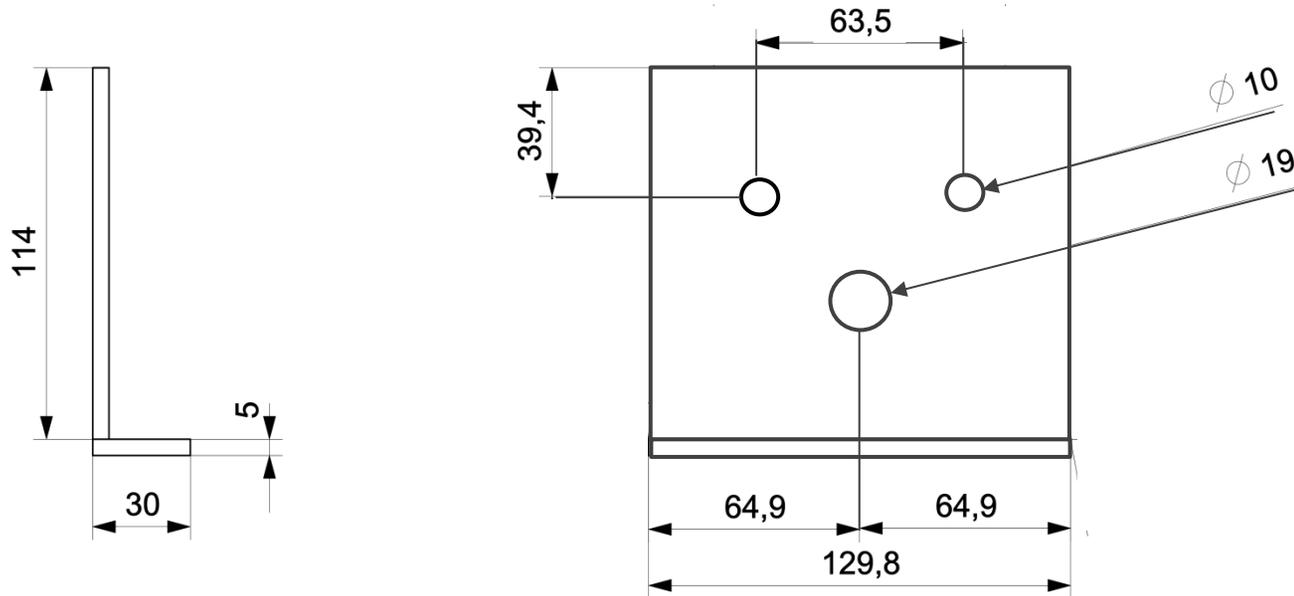
ALL DIMENSIONS IN mm

Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Titulo	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	28/07/2014	"Chumacera para rodamiento"	03 - CPRE	1:1	A4
Comprobado		23/05/2012	Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado		24/05/2012	1.Chumacera	2	- [g]	3 de 11



REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Arreglo de tres barrenos de 12.7 [mm], a una distancia de 25 [mm] entre cada uno, barreno central de 6 [mm].	Uso de rodamiento con tres barrenos y de alto grado de uso.	Base superior	04 - BPRS	03/05 /2015	12/05 /2015	PO41
2	Arreglo de dos barrenos de 8 [mm], a una distancia de 32 [mm], barreno central de 8 [mm], base de 4 [mm] y ancho de 130 [mm]	Cambio de rodamiento por uno de alta resistencia y de dos sujeciones. Más económico y pequeño.	Base para rodamientos	04 - BPRS	23/05 /2015	30/05 /2015	PO42
3	Arreglo de cuatro barrenos de 10 [mm] separados 63.5 [mm] entre ellos, un barreno central de 19 [mm], cambio de longitud a 89.6x129.8x114 [mm], ángulo de 100° respecto a la horizontal.	Uso de chumacera de cuatro barrenos de grado medio, para cumplir las especificaciones necesarias y se mantuvieran el bajo costo y la fácil accesibilidad al componente.	Base superior para rodamiento	04 - BPRS	23/06 /2015	24/06 /2015	PO43

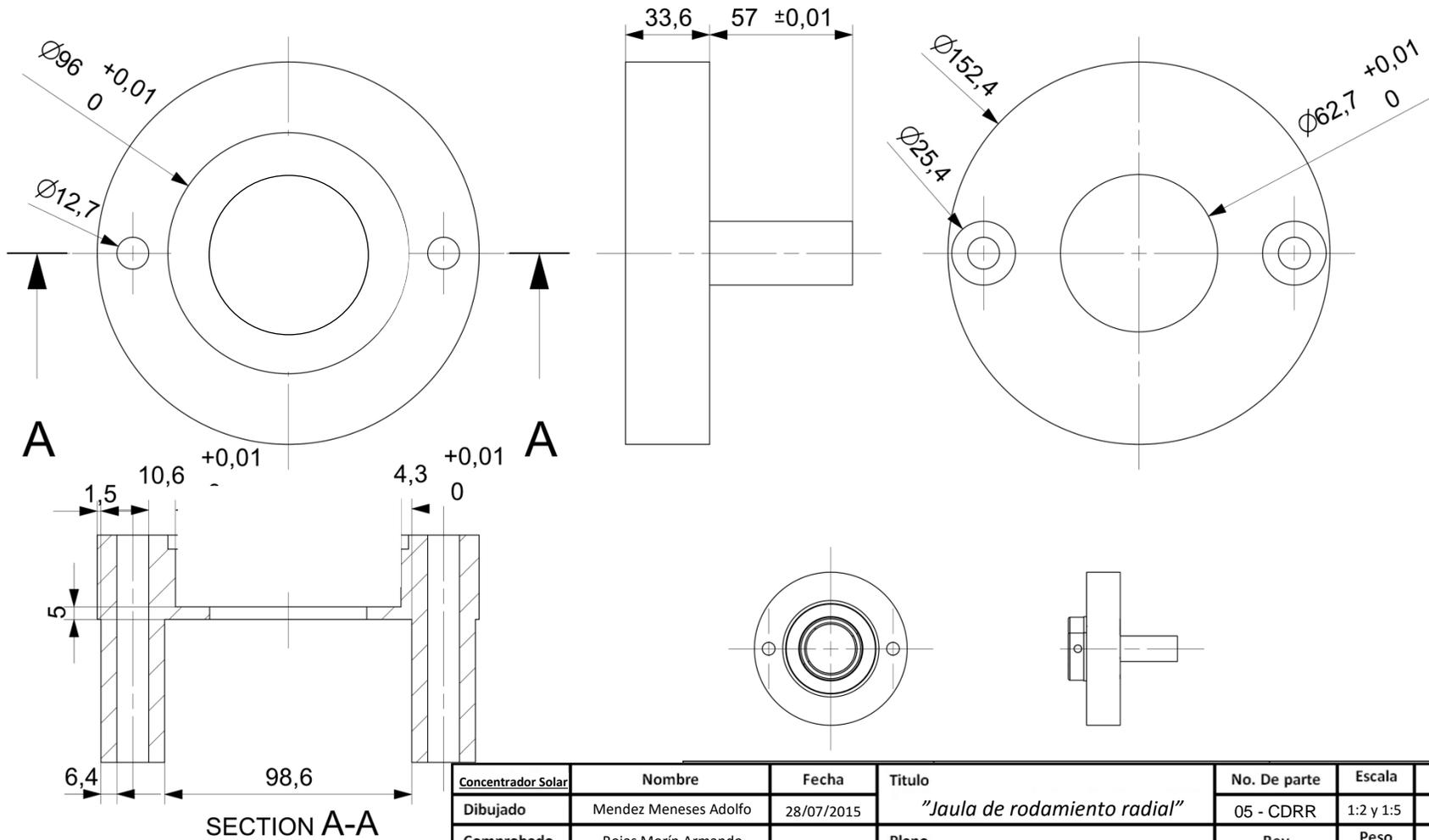
NOTAS	
MATERIAL	De acuerdo a su aplicación, se requiere un acero con buena dureza, fácil de maquinarse, que soporte la intemperie, buena resistencia a cargas axiales y que permita un fácil proceso de soldadura, en primera instancia se empleará placa de acero al carbono ($\sigma = 440$ [MPa]).
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado pulido para recubrimiento con pintura
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Ninguno
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de ± 0.05 [mm] en distancias rectilíneas y ± 0.02 [mm] para diámetros.
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Los barrenos deben posicionarse correctamente, cuidado con los ángulos de las horizontales y la soldadura de las dos placas.



Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Título	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	12/07/2014	"Base superior de rodamientos"	04 - BPRS	1:2	A4
Comprobado		23/05/2012	Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado		24/05/2012	1. Planos de base superior para rodamientos.	3	[g]	4 de 11

REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Ajuste del terminado interno de la jaula, retro de la tapa superior debido a que el ajuste provocaba rozamiento	Rozamiento con el rodamiento provocando resistencia adicional	Jaula de radial	05 - CDRR	28/07/2015	29/07/2015	Pos1
2							
3							

NOTAS	
MATERIAL	Debido a su propósito, el contenedor requiere una resistencia suficiente por lo que se emplea acero Cold Rolled para su manufactura
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado pulido
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Mecanizado
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.5 [mm]
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Los barrenos deben posicionarse correctamente, la distancia interna entre las barras es fundamental



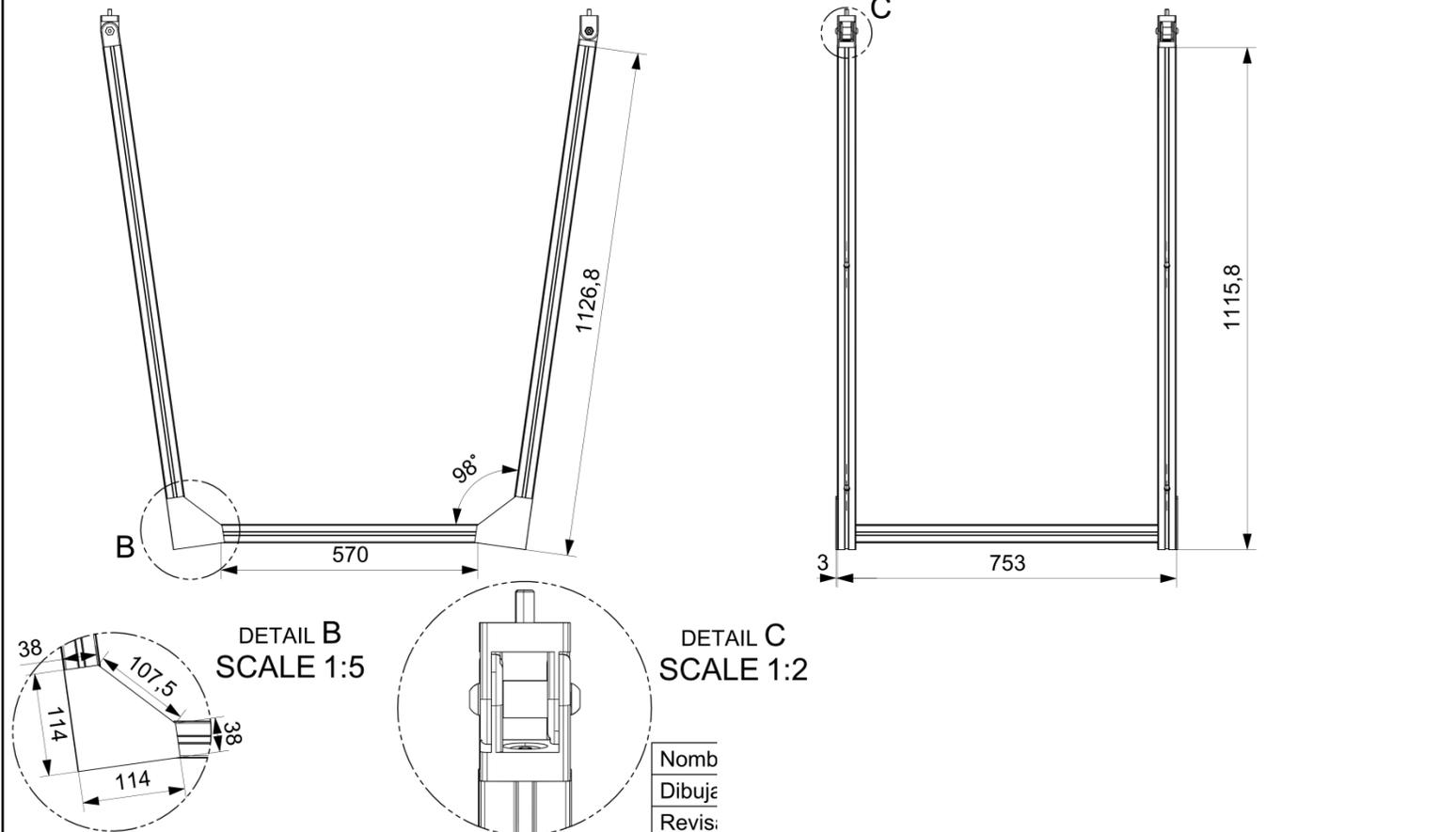
Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Titulo	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	28/07/2015	"Jaula de rodamiento radial"	05 - CDRR	1:2 y 1:5	A4
Comprobado	Rojas Morín Armando		Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado	Mendez Meneses Adolfo		"Jaula de rodamiento radial"	1	- [g]	5 de 11

REVISIONES

Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Cambio de los accesorios por los que tienen el freno, ajuste de los perfiles deslazables, medida final de 1120 a 1127 mm!	Requería un ajuste más rápido y sin hacer uso de herramienta adicional, resulta más simple el ajuste central de esta manera, ajuste de la distancia focal.	Estructura central	06-EDCC	18/05/2015	3/06/2015	PO61
2							
3							

NOTAS

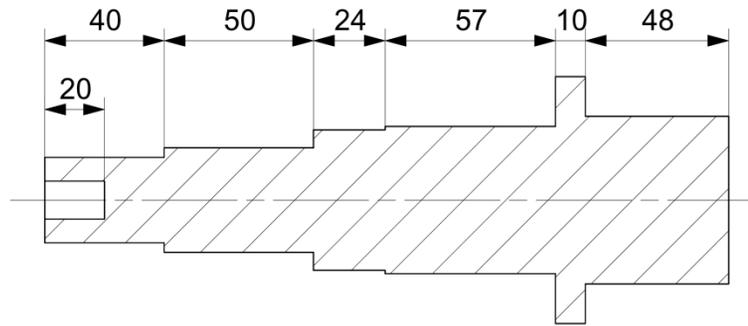
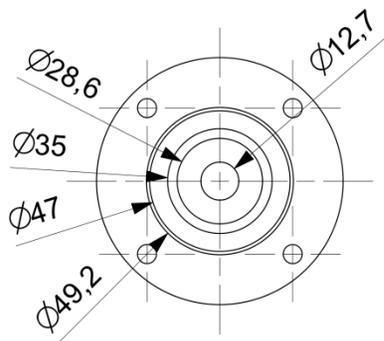
MATERIAL	De acuerdo a su aplicación, se requiere un perfil de aluminio para tener asegurada su resistencia a la REDOX, con buenas propiedades mecánicas y térmicas, se utilizara un aluminio anodizado
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado pulido
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Mecanizado
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.5 (mm)
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Los barrenos deben posicionarse correctamente, la distancia interna entre las barras es fundamental



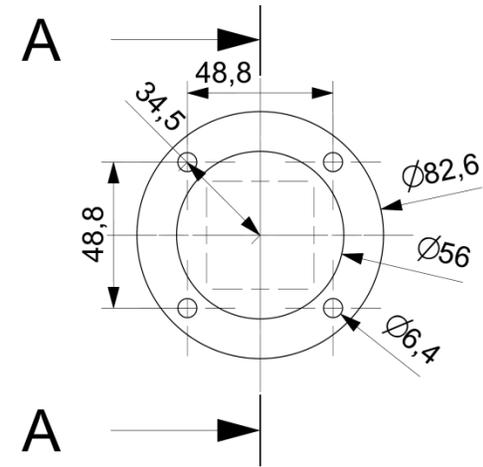
Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Titulo	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	28/07/2015	"Estructura central"	06 - EDCC	1:10	A4
Comprobado	Rojas Morín Armando		Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado	Mendez Meneses Adolfo		"Postes v canasta centrales"	1	- [g]	6 de 11

REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Cambio del diseño, eje más largo, con más diámetros y sujeción en la cara inferior del PTR	Se añadió un rodamiento radial, requiera el diámetro del rodamiento radial, el de la sujeción con el PTR y se ajusto el del barreno de entrada del PTR de la base superior.	Eje central	07-ERRA	15/07/2015	10/08/2015	P071
2	Se añadió el barreno con cuerda en la cara inferior	Requería una forma de fijar la polea impulsada					
3							

NOTAS	
MATERIAL	Debido a su propósito, el eje requiere una resistencia suficiente por lo que se emplea acero Cold Rolled para su manufactura
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado fino, alta velocidad
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Mecanizado
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.5 [mm]
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Los barrenos deben posicionarse correctamente, la distancia interna entre las barras es fundamental.



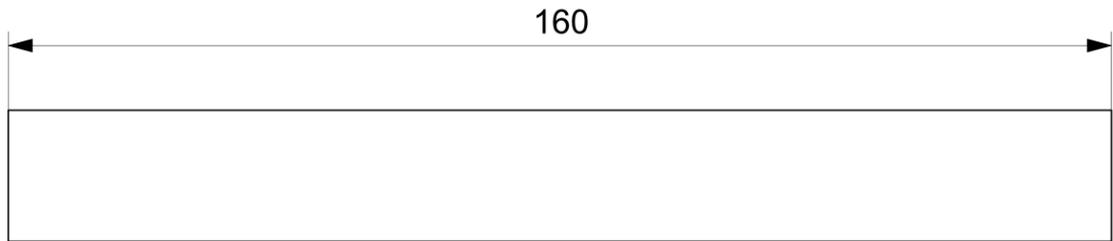
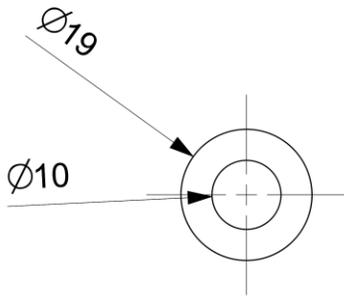
SECTION A-A



Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Título	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	15/07/2015	"Eje central"	07 - ERRA	1:2	A4
Comprobado	Rojas Morín Armando		Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado	Mendez Meneses Adolfo		"Eje principal"	1	- [g]	7 de 11

REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Cambio en la longitud del eje	Requería ajustar la distancia entre el marco y los postes laterales	Eje superior	08-ESSM	12/02/2015	3/03/2015	P081
2							
3							

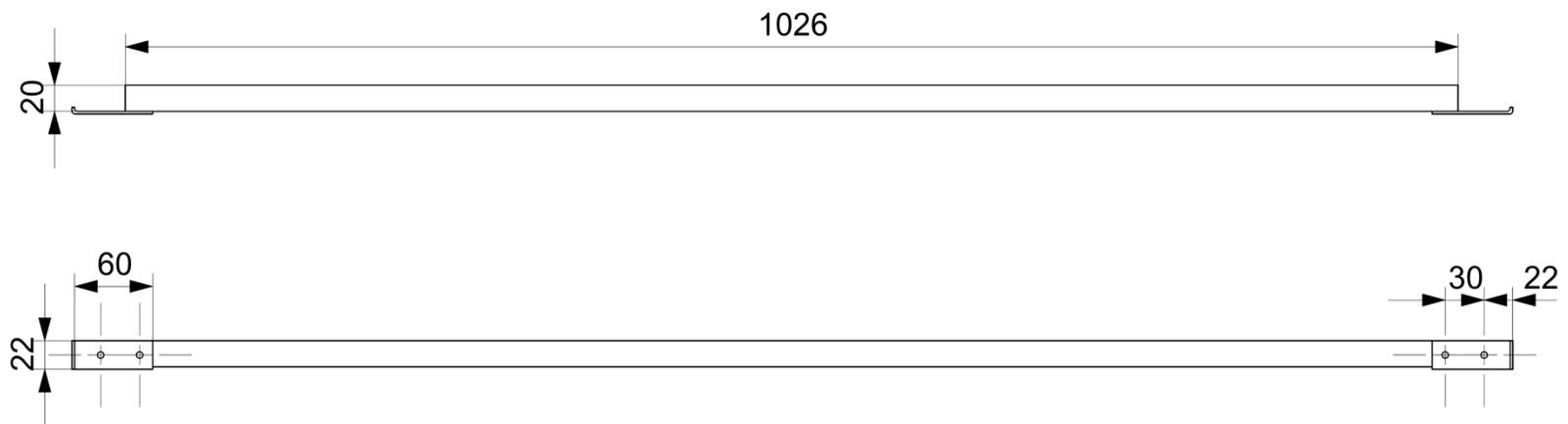
NOTAS	
MATERIAL	Debido a su propósito, el eje requiere una resistencia suficiente por lo que se emplea acero Cold Rolled para su manufactura
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado fino, alta velocidad
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Mecanizado
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.5 [mm]
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Los barrenos deben posicionarse correctamente, la distancia interna entre las barras es fundamental



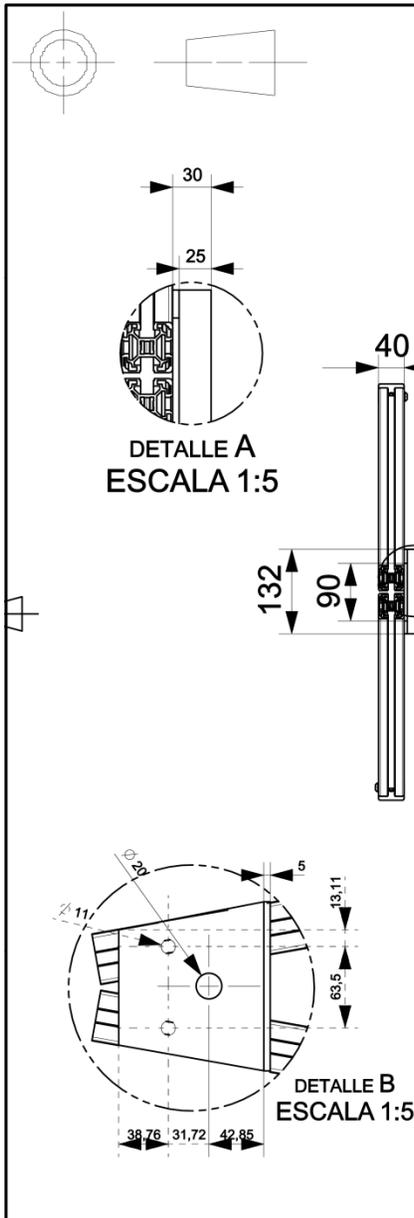
Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Titulo	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	12/02/2015	"Eje superior"	08-ESSM	1:1	A4
Comprobado	Rojas Morín Armando		Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado	Mendez Meneses Adolfo		"Eje fijado al marco"	1	- [g]	8 de 11

REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Ajuste en la distancia de los barrenos del perfil y los medios sujetadores	No ajustaba lo suficientemente bien	Base Lente de Fresnel	09-BDLF	17/05/2015	8/08/2015	P091
2							
3							

NOTAS	
MATERIAL	De acuerdo a su aplicación, se requiere un perfil de aluminio para tener asegurada su resistencia a la REDOX, con buenas propiedades mecánicas y térmicas, se utilizara un aluminio anodizado
ACABADO SUPERFICIAL	Recubrimiento
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Extrusión en frío
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.5 [mm]
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Los barrenos deben posicionarse correctamente, la distancia interna entre las barras es fundamental .



Concentrador Solar	Nombre	Fecha	Título	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	17/05/2015	"Sostén central de la lente"	09 - BLDf	1:5	A4
Comprobado	Rojas Morín Armando		Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado	Mendez Meneses Adolfo		"Apoyo de la lente de Fresnel"	1	- [g]	9 de 11



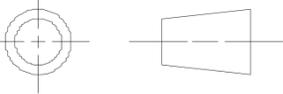
DETALLE A
ESCALA 1:5

DETALLE B
ESCALA 1:5

REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Cambio de altura de 1800 [mm] a 1650 [mm].	Cambio de la ubicación de la base que mantendrá el horno de inducción y el brazo robótico.	Perfiles laterales	09 - EDPL	04/02 /2015	02/03 /2015	P101
2	Cambio de diseño de los perfiles laterales, se inclinan a un ángulo de 110°, serán cuatro en total, dos de cada extremo e irán distanciados 361.4 [mm] entre cada par.	Se cambió el diseño, optando por dos perfiles, que distribuirán mejor el peso del horno y el brazo robótico, en cada lateral	Perfiles inclinados	09 - EDPL	18/05 /2015	01/06 /2015	P102
3	Se añade una base para el rodamiento superior, y se cambia la altura de los perfiles laterales a 1595 [mm] colocados a un ángulo de 80°, y una distancia entre cada par de 558.5 [mm].	Añadida de una base para los rodamientos superiores lo que altero la ubicación del eje del marco que sostiene al lente de Fresnel y de igual manera la base del horno y del brazo robótico.	Perfiles inclinados	09 - EDPL	10/06 /2015	11/06 /2015	P103

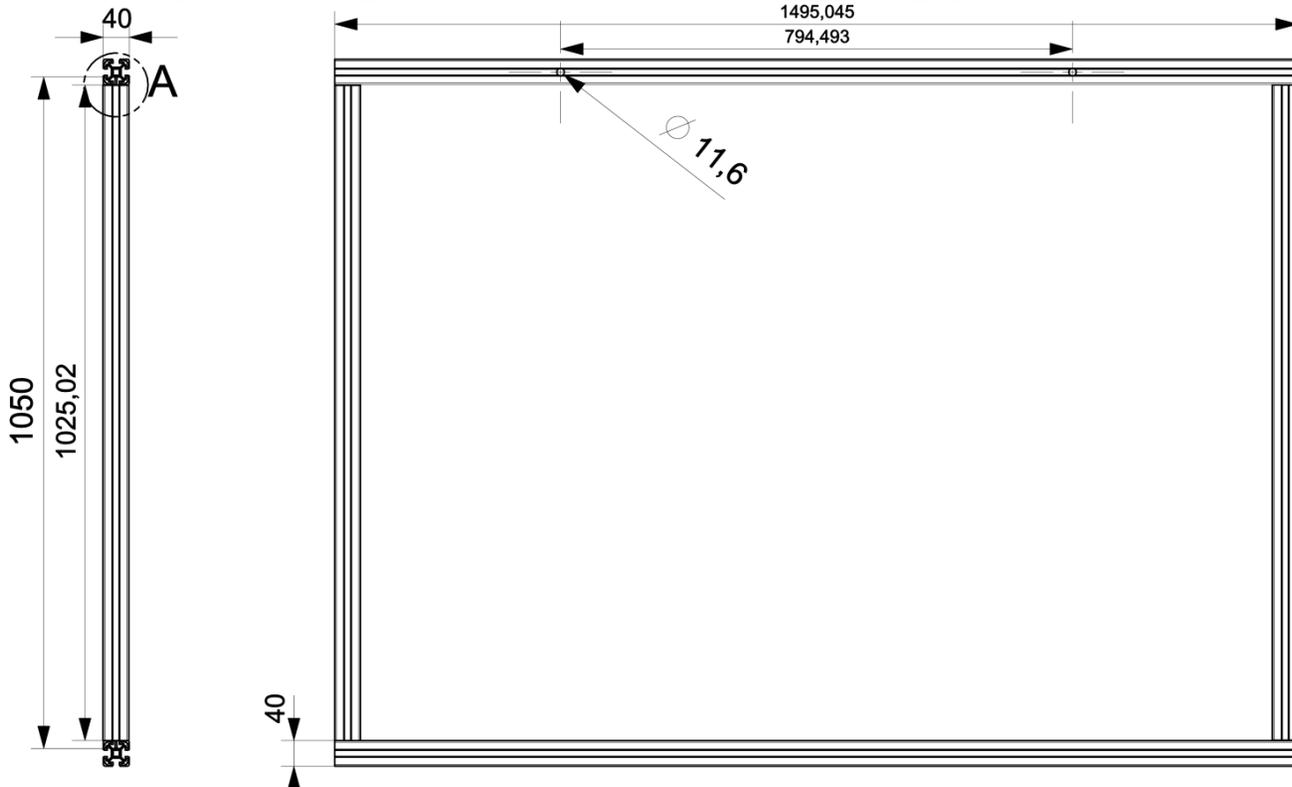
NOTAS	
MATERIAL	De acuerdo a su aplicación, se requiere un perfil de aluminio para tener asegurada su resistencia a la REDOX, con buenas propiedades mecánicas y térmicas, se utilizara un aluminio anodizado, para el soporte de los rodamientos se utilizara un acero convencional 1020.
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado pulido
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Anodizado
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.05 [mm] en distancias rectilíneas y + 0.05 [mm] para diámetros.
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas están dadas en milímetros.
FABRICACION	Los barrenos deben posicionarse correctamente, distancias entre barras debe ser la correcta al igual que su inclinación respecto a la horizontal.

Calentador Solar	Nombre	Fecha	Titulo	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	12/07/2014	"Perfiles inclinados"	09 - EDPL	1:10	A4
Comprobado		23/05/2012		Rev	Peso	Plano
Elaborado		24/05/2012	Plano 1.Laterales inclinados con base de chumacera superior	3	- [g]	10 de 11



REVISIONES							
Rev	Descripción (cambios)	Motivo	Nombre	No. De parte	Fecha de elaboración	Fecha de aprobación	Clave de orden
1	Adición de un par de barrenos de 11.6 [mm], recorriendo los iniciales, dejando un espacio de 794.493 [mm] entre cada par.	Se utilizará un agarre de cuatro sujeciones al marco del lente para garantizar la estabilidad del soporte que mantendrá al horno de inducción y al brazo robótico a la distancia requerida.	Marco de la lente Fresnel	10 - EMLF .F	28/ /2015 4	29/ /2015 4	P121
2	Cambio en las dimensiones de algunas barras, de 1550 [mm] a 1455 [mm] y 1100 [mm] a 1090 [mm].	Cambiando la forma de sujeción de los perfiles de tornillos y tuercas de acero inoxidable comunes, por el empleo de sujetadores específicos para el perfil 40x40.	Marco de la lente	10 - EMLF .F	05/ /2015 4	05/ /2015 4	P122
3	Cambio en las dimensiones de algunas barras, de 1520 [mm] a 1495.045 [mm] y 1090 [mm] a 1025.02 [mm].	Nuevo cambio de los sujetadores de los perfiles por unos externos específicos para el perfil de 40x40.	Marco de la lente	10 - EMLF .F	08/ /2015 4	12/ /2015 4	P123

NOTAS	
MATERIAL	De acuerdo a su aplicación, se requiere un perfil de aluminio para tener asegurada su resistencia a la REDOX, con buenas propiedades mecánicas y térmicas, se utilizará un aluminio anodizado
ACABADO SUPERFICIAL	Acabado pulido
TRATAMIENTO SUPERFICIAL	Anodizado
TOLERANCIAS	Salvo que se especifique, las tolerancias para distancias es de +/- 0.5 [mm]
MEDIDAS	Salvo especificación, las medidas estándar dadas en milímetros.
FABRICACION	Los barrenos deben posicionarse correctamente, la distancia interna entre las barras es fundamental para conseguir un ajuste adecuado al sostener la lente de Fresnell



DETALLE A
ESCALA 1:5

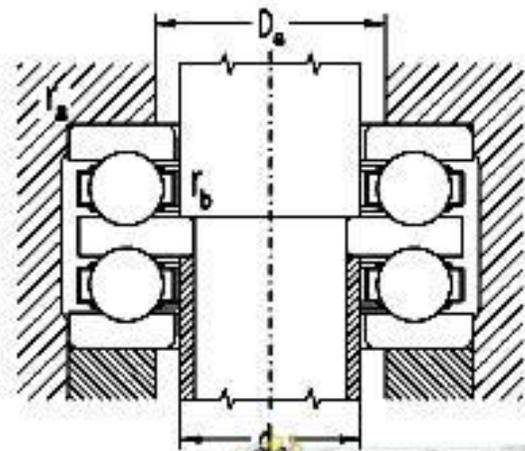
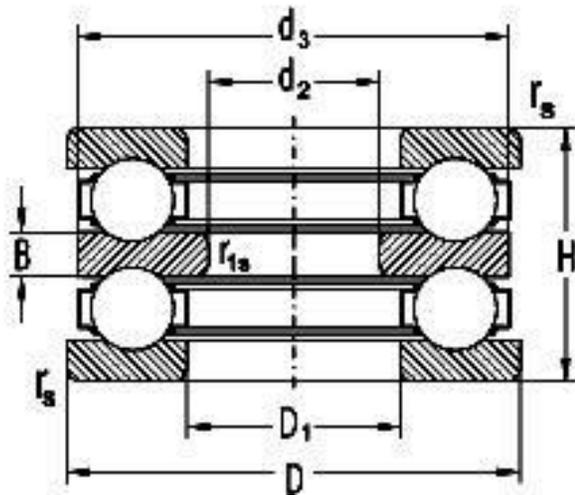
Calentador Solar	Nombre	Fecha	Título	No. De parte	Escala	Tamaño
Dibujado	Mendez Meneses Adolfo	28/07/2014	"Marco para lente de Fresnell"	10 - EMLF	1:10	A4
Comprobado			Plano	Rev	Peso	Plano
Elaborado			1.Marco de la lente	3	- [g]	1 de 11 de 11

P111

P112

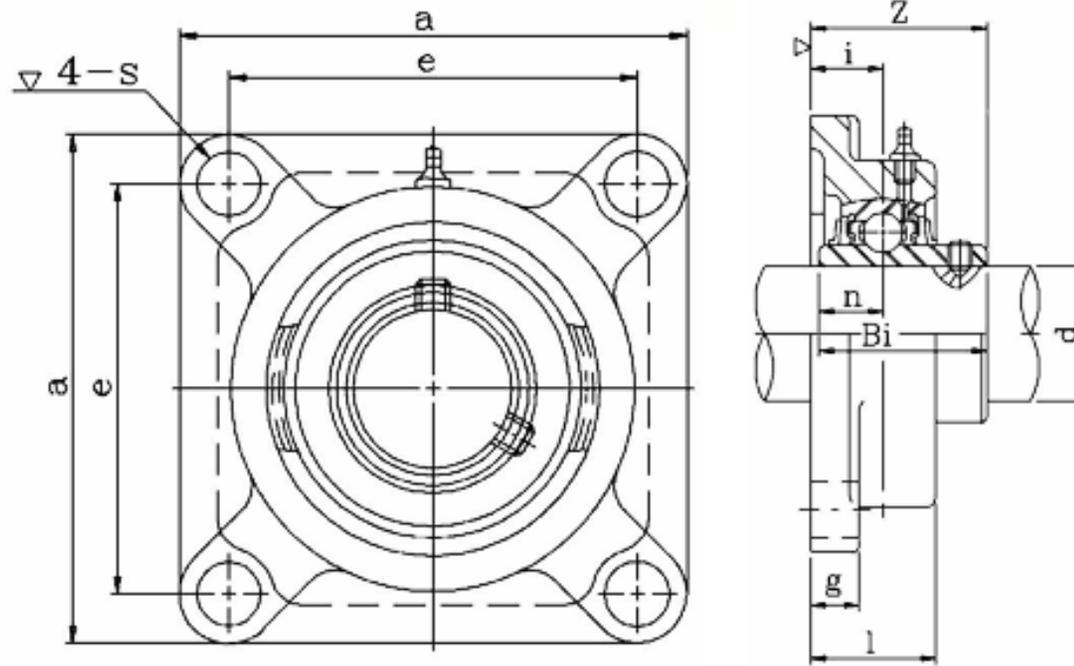
P113

RODAMIENTO DE EMPUJE 52209 ZKL



Dimensiones								Capacidad de carga elemental		Límite de fatiga	Velocidad límite de giro para lubricación	
d_2	D	d_3	D_1	H	B	r_s min	r_{1s} min	dinámica C_a	estática C_{oa}	P_u	Grasa	Aceite
mm								kN		kN	min^{-1}	
35	73	73	47	37	9	1	0.6	46.970	105.000	4.770	3 000	4 000

CHUMACERA UCF204-12 ZKL



	d	a	e	i	g	l	s	z	Bi	n	Tamaño de tornillo
in	3/4	3 3/8	2 1/2	19/32	7/16	1	15/32	1 5/16	1.2205	0.5000	3/8
mm		86	64	15	12	25.5	12	33.3	31	12.7	M10