

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**  
**FACULTAD DE INGENIERIA**



---

---

**DISEÑO MECANICO DE LA UNIDAD DE ENFOQUE DEL  
BARRIL DE LA CAMARA DE OSIRIS PARA EL GRAN  
TELESCOPIO CANARIAS**

**T E S I S**  
**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE**  
**INGENIERO MECANICO**  
**P R E S E N T A**  
**JORGE JOAQUIN CANTO IBAÑEZ**

ASESOR: M. en I. ALEJANDRO FARAH SIMON



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

ESTA TESIS NO SALE  
DE LA BIBLIOTECA

## AGRADECIMIENTOS:

A mi Madre, por la vida, por su apoyo.

A la Yaya y la Nena que son toda mi Familia, a los abuelos que ya no están, el Yayo Catita, y Chimo a quien recordaré siempre que prepare un arroz.

A los amigos que a lo largo de la vida tanto me han apoyado, en las buenas y en las malas, siempre con sus buenos consejos en tantas charlas de café.

Adelaida, Alejandra, Farid, Fernando, Héctor, Hernan, Jimena, Juan, Lucia, Marco, Rafa, Rodrigo. Se les quiere mucho.

A Fernanda ¡Hasta el fin del mundo!

A Alex Farah, con quien he aprendido a trabajar con orden y entusiasmo, por sus consejos académicos y personales que tendré siempre presente. Esta es tu primera Tesis.

A los cuates del cubo 230, Alex, Juan, Hernan, Gabriel, Manuel y Paco, seis personas metidas en cubo de 3 X 5. Nunca encontraré mejor ambiente de trabajo.

A Carlos Espejo por su apoyo incondicional, e invaluable ayuda en que esta Tesis se llevara acabo.

A Beatriz Sánchez, Irene Cruz-González y Elfego Ruiz, por su apoyo en la búsqueda de un postgrado.

A Pepe Franco y el Sistema Nacional de Investigadores por su apoyo económico a lo largo de mi trabajo.

Al Instituto de Astronomía, invaluable centro de cultivo académico, donde he recibido todas las facilidades para llevara cabo mi trabajo y plataforma de futuros logros.

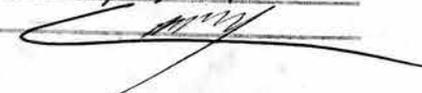
A la Facultad de Ingeniería, valuarte de excelencia a quien debo mi preparación y entereza.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, cuyo espíritu es el amor por México y por quien mi deuda es infinita.

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional.

NOMBRE: Jorge Joaquín  
Cantó Ibáñez.

FECHA: 18/mayo/04

FIRMA: 

A MI PADRE

Ejemplo de responsabilidad, congruencia,  
esfuerzo, dedicación y amor incondicional.

Tu ejemplo guía mi vida.

En realidad, prefiero la ciencia a la religión.  
Si me dan a escoger entre Dios y el aire acondicionado, me quedo con el aire.

Allen, Woody

**B.Sc. Thesis: “Mechanical Design of the Focusing Unit of the OSIRIS Camera Barrel for the Gran Telescopio Canarias (GTC)”**

**Jorge J. Cantó Ibáñez**

**Abstract**

The barrel of the camera of OSIRIS (camera and spectrograph multi-object in the interval of visible light) for the Gran Telescopio Canarias (GTC), requires a focusing system which is described in this thesis. The focusing unit and the barrel of the camera is being developed by the Institute of Astronomy of the UNAM, in collaboration with the Institute of Astrophysics of the Canary Islands (IAC), Spain.

The barrel of the camera consists of several lenses. One of them is a doublet, which makes the task of focusing the camera. The requirements of this system are, an axial transfer of  $\pm 5$  mm from the nominal position, managing to move in a time not greater than 5 seconds. The repeatability of the system must be better than  $\pm 20$   $\mu\text{m}$  with a resolution of  $4\mu\text{m}$ . The requirements are so high due to the specification requirements of a rigid structure to ensure a correct position and pitch.

The system is made up of three fundamental parts. The first barrel will move the second part that consists mainly of the doublet that will focus the unit. In order to connect these two parts there is a third one that consists of a stepper motor fixed to the barrel that impels two helical gears. The first one acts as a speed reducer, transmitting the power to the other gear, whose axis, has a helix thus to move axially and so obtaining the focus. The lenses are mounted on a cell that moves on a linear bearing provided by the Swedish company SKF. After the design was completed a prototype was build and tested to ensure the correct operation of the real model, which will be built in the following months. The final focusing unit will be tested and approved to his use on the GTC.

The thesis describes the composition of elements of the system, as well as the calculations that justify the criteria to arrive at the design, including finite element method calculation. Also includes a description of the manufacture of the prototype and the tests applied to it.

**Tesis: “Diseño Mecánico de la Unidad de Enfoque del Barril de la Cámara de OSIRIS para el Gran Telescopio Canarias (GTC)”**  
**Jorge J. Cantó Ibáñez**

**Resumen**

El barril de la cámara de OSIRIS (cámara y espectrógrafo multi-objeto en el intervalo de luz visible) para el Gran Telescopio Canarias (GTC), requiere un sistema de enfoque descrito en esta Tesis. Tanto el enfoque como el barril de la cámara están siendo desarrollados por el Instituto de Astronomía de la UNAM, en colaboración con el Instituto de Astrofísica de Canarias (IAC), España.

El barril de la cámara cuenta con dos dobletes de lentes y dos singletes, siendo uno de los dobletes el que realizará la tarea de enfocar la cámara. Los requerimientos de este sistema son, un traslado axial de  $\pm 5$  mm a partir de la posición nominal, logrando desplazarse en un tiempo no mayor a 5 segundos. La repetibilidad del sistema debe ser mejor a  $\pm 20$   $\mu\text{m}$  con una resolución de 4  $\mu\text{m}$ .

El sistema se compone de tres partes fundamentales. La primera el barril en torno al cual se desplazará la segunda parte que consta principalmente del doblete que realizará el enfoque. Para acoplar estas dos partes se tiene una tercera, que consta del motor de pasos fijo al barril, que impulsa dos engranes helicoidales. El primero actúa como reductor transmitiendo la potencia al otro engrane, cuyo eje, tiene una hélice para así moverse axialmente y así lograr el enfoque. Las lentes están montadas sobre una celda que se desplaza sobre un rodamiento lineal proporcionado por la empresa Sueca SKF.

La tesis describe la composición de elementos del sistema, así como los cálculos que justifican los criterios para llegar al diseño, incluyendo cálculos por elementos finitos. También se incluye la validación del diseño mediante la fabricación y pruebas de un prototipo funcional. La calidad final de la unidad será probada y aprobada para su uso en el GTC.

<b>ÍNDICE</b>	<b>PÁGINA</b>
<b>I. INTRODUCCIÓN.</b>	<b>1</b>
I.1. La Astronomía en México.	1
I.2. Los Telescopios Ópticos en la Historia.	4
I.3. El Gran Telescopio Canarias.	7
I.4. El Telescopio de Espejo Primario Segmentado.	9
<b>II. EL PROBLEMA.</b>	<b>13</b>
II.1. Contextualización y Delimitación del Problema.	13
II.2. Objetivos de la Tesis.	14
II.3. Justificación de la Tesis.	15
<b>III. MARCO TEÓRICO.</b>	<b>16</b>
III.1. Teoría Elástica.	16
III.1.1. Esfuerzos y Cargas Axiales.	16
III.1.2. Deformación Leyes Constitutivas y Deformación Axial.	19
III.1.3. Leyes Lineales de Esfuerzo y Deformación.	24
III.1.4. Esfuerzos Máximos Principales.	27
III.1.5. Criterio de Von Misses.	28
III.2. Teoría General del Diseño de Engranés Helicoidales.	29
III.2.1. Por que Engranés Helicoidales.	29
III.2.2. Nomenclatura del Engrane Helicoidal.	30
III.2.3. Análisis de Fuerzas en Engranés Helicoidales.	35
III.2.4. Análisis de Fallas.	37
III.2.5. Análisis de Esfuerzos por Flexión.	38
III.2.6. Durabilidad Superficial.	41
III.3. Tornillos de Potencia.	46
III.4. El Método de Elementos Finitos	47

III.4.1. Una Aproximación Integral al Método de Elementos Finitos	48
III.5. Conceptos Estadísticos.	49
<b>IV. DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFOQUE.</b>	<b>51</b>
IV.1. Diseño Conceptual.	51
IV.1.1. Conceptos Generados.	52
IV.1.2. Definición de Parámetros.	54
IV.1.3. Matriz de Decisión.	55
IV.1.4. Interpretación Comentarios y Concepto.	56
IV.2. Diseño de Detalle.	57
IV.2.1. Caracterización Geométrica.	58
IV.2.1.1. Engrane y Piñón.	58
IV.2.1.2. Tornillo y Potencia Requerida.	63
IV.2.2. Movimientos Relativos y Rodamientos.	68
IV.2.2.1. Descripción de Problemas y Posibles Soluciones.	68
IV.2.2.2. Solución de los Problemas.	73
IV.2.3. Carga Máxima y Vida Útil.	78
IV.2.3.1. Cálculo Analítico de Esfuerzo por Flexión.	78
IV.2.3.2. Cálculo de Esfuerzos por Flexión por Elementos Finitos.	81
IV.2.3.3. Interpretación y Selección de Resultados.	85
IV.2.4. Durabilidad Superficial.	87
<b>V. EL PROTOTIPO</b>	<b>91</b>
V.1. Consideraciones Especiales.	91
V.2. Planos de Fabricación.	92
V.3. Diseño de Arandela de Deslizamiento de Teflón.	93
V.4. Diagrama de Cuerpo Libre.	94
V.5. Verificación de Funcionamiento.	97
V.5.1. Descripción de los Instrumentos Utilizados.	97
V.5.2. Parámetros de Verificación.	100

<b>VI. RESULTADOS.</b>	<b>103</b>
VI.1. Diferencias Entre Resultados Analíticos y por MEF.	104
VI.2. Descripción del Funcionamiento Final del Instrumento.	105
VI.3. Recomendaciones de Diseño	116

<b>VII. CONCLUSIONES</b>	<b>120</b>
--------------------------	------------

## **REFERENCIAS**

## **ANEXOS**

- Anexo A: Envolvente del Barril de la Cámara
- Anexo B: Hoja de Cálculo para el Diseño del Sistema de Enfoque
- Anexo C: Planos de Fabricación del Prototipo
- Anexo D: Solicitud Para el Taller Mecánico

# I. INTRODUCCIÓN

Al querer diseñar un componente para un telescopio de última generación debemos primero pensar en que estamos colocando un peldaño más en una de las historias más interesantes y antiguas de México y el mundo. Es la Astronomía la ciencia que surgió a partir de una de las curiosidades y fascinaciones más antiguas y duraderas de la humanidad, ¿quién no ha volteado al cielo con profunda curiosidad buscando alguna respuesta, y se ha quedado maravillado de su enormidad? Hoy nos toca dedicar una parte de nuestras vidas ayudando a los astrónomos a buscar esas respuestas. Se presenta el diseño de un sistema que espero haga su parte en esta labor científica. Pero antes un poco de historia.

## I.1. LA ASTRONOMÍA EN MÉXICO [8]

La astronomía en México tiene una historia tan larga e interesante que podría abarcar un trabajo entero de investigación. Recordemos, para dar inicio, que el interés por la astronomía en México lleva ya más de 600 años, y que los antepasados indígenas dedicaron especial atención a la observación astronómica. El recorrido ha sido largo y difícil, desde los indígenas observando únicamente con sus ojos, hasta los modernos telescopios a los que se tiene acceso, o desde los cálculos de los ciclos de cosechas a los avanzados cálculos y entendimiento en formación estelar, los astrónomos mexicanos van a la punta en muchas de las ramas que la astronomía abarca.

Los mayas desarrollaron la Astronomía dejando como testimonio las ruinas de Chichén Itzá, en especial el edificio llamado El Caracol cuyas ventanas están orientadas a la observación de los equinoccios. Consideraban al Sol como deidad, y le tributaban culto con el nombre de Tonatiuh, "el señor que sustenta nuestra carne." La Luna, Meztli, y el

planeta Venus, Quetzalcoatl, fueron también objetos de adoración. Pero la astronomía moderna mexicana creó sus inicios cuando por iniciativa de los Ministros Blas Alcárcel y Vicente Riva Palacios, este último al frente del Ministerio del Fomento, el Presidente Porfirio Díaz comisionó a Riva Palacios que presentase un proyecto en cuestión y su presupuesto de la construcción de un observatorio en el Castillo de Chapultepec. El Ing. Ángel Anguiano fue el encargado, como Director, del proyecto y de su presupuesto. El 5 de Mayo de 1878 se inauguraron las labores de la construcción del observatorio, cuyo instrumental consistía en un telescopio refractor de 38 cm de diámetro en el objetivo, otro un poco más pequeño y el círculo meridiano con distancia focal de 250 cm. [8]

El proyecto duró poco tiempo y fue en 1883 cuando se trasladó el Observatorio al Edificio del Ex-Arzobispado en Tacubaya quedando instalado un año después. En este nuevo lugar se logran hacer fotografías de la Luna que son presentadas en un congreso internacional, colocando a nuestro país en la escena internacional; así se hace una invitación a nuestro gobierno, para colaborar en un proyecto, tomando una serie de placas fotográficas. Estos trabajos que duraron cerca de 40 años, pusieron al observatorio de Tacubaya al lado de los principales del mundo, como Greenwich, París, Helsingfors, San Fernando, Specola, Vaticano, y Potsdam.

En 1915 se cerró el Observatorio por causa de la Revolución, pero solo por unos meses, ya que su labor continuó hasta que el crecimiento de la Capital, donde el aumento de la luminosidad por todos rumbos y la trepidación del suelo debida al tráfico, dificultan las investigaciones modernas de la astrofísica. Se sugirió entonces la idea de trasladar el observatorio a Taxco, pero el Presidente Manuel Avila Camacho había ya decretado la fundación de un observatorio en Tonantzintla, Puebla. El señor Luis Enrique Erro y el Dr. Carlos Graef fueron los pilares del observatorio, con los cargos respectivos de Director y Subdirector. El Director juzgó conveniente enviar el personal a Harvard para una buena preparación. Formaba parte del grupo el Señor Guillermo Haro, cuya afición hacía esperar de él un excelente investigador en espectroscopía y en estrellas variables. Haro descubriría una estrella Supernova en la Galaxia M83 de la constelación de la Hidra el 15 de Marzo de 1950. Además investigó el origen de las nebulosas y de las estrellas, su

composición, la causa de su radiación y la relación entre masa y la luminosidad. El primer objetivo del observatorio fue la construcción de una cámara Schmidt. Con este instrumento Guillermo Haro realizó sus estudios sobre los objetos Herbig-Haro.

En 1960 la UNAM instala un telescopio Cassegrain de un metro de diámetro en el Observatorio de Tonantzintla. En 1963 se hace la demolición del antiguo Observatorio de Tacubaya, construyéndose una escuela Preparatoria. Para el año de 1967 se le reconoce su categoría de instituto de investigación al Observatorio Astronómico Nacional (OAN), por lo que se crea el Instituto de Astronomía de la UNAM (IAUNAM), actual pilar de la astronomía mexicana, tanto observacional como teórica. Así el nombre OAN se reserva para las estaciones de observación que dependen del nuevo Instituto de Astronomía de la UNAM.

El OAN se construye en la sierra de San Pedro Mártir B. C. en Baja California Norte, por la Universidad Nacional Autónoma de México, durante el rectorado de Guillermo Soberón (1972-1980). Es el observatorio ubicado a mayor altura (2,830 m sobre el nivel del mar) y más importante de México. En 1971 se construyeron las cúpulas para dos telescopios, con espejos de 84 y 150 cm. En 1976 se habilitó el telescopio reflector principal de 2.13 m, de 3 toneladas, con una precisión de una millonésima de centímetro, diseñado por José de la Herrán. Con él se fotografió el asteroide Quetzalcóatl, descubierto en el Observatorio Monte Palomar. La Universidad de Wyoming y otras instituciones solicitaron el permiso del Observatorio de San Pedro para construir telescopios similares, a los que denominaron 'Mextel', actualmente en uso.

En 1987, el IAUNAM inicia las gestiones para establecer un enlace de telecomunicaciones de la UNAM con la NSFnet, red que años después se convertiría en la INTERNET. Este enlace se logra utilizando el Sistema Nacional de Satélites Morelos en 1989, siendo la UNAM, junto con el Instituto Tecnológico de Estudios Superiores de Monterrey, las primeras instituciones mexicanas en conectarse a esta red internacional. Simultáneamente, el IAUNAM gestiona, con el apoyo de Dirección General de Servicios de Cómputo Académico (DGSCA), enlaces satelitales para interconectar los polos

científicos de desarrollo de la UNAM en Ensenada y en Cuernavaca con Ciudad Universitaria y entre sí.

Los logros científicos de la comunidad académica del IA son numerosos, y dependen de ella el desarrollo futuro de la astronomía mexicana.

## **I.2. LOS TELESCOPIOS ÓPTICOS EN LA HISTORIA [9]**

El telescopio se inventó en Holanda, pero se discute el verdadero inventor. Normalmente, se le atribuye a Hans Lippershey, un fabricante de lentes holandés, sobre 1608. En 1609, el astrónomo italiano Galileo mostró el primer telescopio registrado. El astrónomo alemán Johannes Kepler descubrió el principio del telescopio astronómico construido con dos lentes convexas. Esta idea se utilizó en un telescopio construido por el astrónomo Christoph Scheiner, un jesuita alemán, en 1630. Debido a las dificultades producidas por la aberración esférica, los telescopios astronómicos deben tener una distancia focal considerable: algunos de hasta 61 metros.

La invención del objetivo acromático en 1757 por el óptico británico John Dollond y el perfeccionamiento del cristal de roca óptico en 1754, permitieron pronto la construcción de telescopios refractores perfeccionados. Las lentes de Dollond tenían un diámetro de sólo 7.5 - 10 cm; en cualquier caso todos estos telescopios tenían dimensiones modestas. A finales del siglo XVIII Pierre Louis Guinand, un óptico suizo, descubrió los métodos para fabricar grandes discos de vidrio flint; después se asoció con el físico alemán Joseph von Fraunhofer. El descubrimiento de Guinand permitió la fabricación de telescopios de hasta 25 cm. de diámetro. El siguiente gran fabricante de lentes telescópicas fue el astrónomo y fabricante de lentes estadounidense Alvan Clark junto con su hijo, Alvan Graham Clark, construyó lentes no sólo para los principales observatorios de su país, sino

también para el Observatorio Imperial Ruso en Pulkovo y para otras instituciones europeas.

En el telescopio reflector se utiliza un espejo cóncavo para formar una imagen. Se han inventado numerosas variaciones de este telescopio y con él se han realizado muchos de los más importantes descubrimientos astronómicos. A principios del siglo XVII un jesuita italiano, Niccolo Zucchi, fue el primero en utilizar un ocular para ver la imagen producida por un espejo cóncavo, pero fue el matemático escocés James Gregory quien describió por primera vez un telescopio con un espejo reflector en 1663. El físico y matemático inglés Isaac Newton construyó el primer telescopio reflector en 1668. En este tipo de telescopio la luz reflejada por el espejo cóncavo tiene que llevarse a un punto de visión conveniente al lado del instrumento o debajo de él, de lo contrario el ocular y la cabeza del observador interceptan gran parte de los rayos incidentes. Gregory solucionó esta dificultad en su diseño interponiendo un segundo espejo cóncavo, que reflejaba los rayos al ocular. Henry Draper, uno de los primeros astrónomos estadounidenses que construyó un telescopio reflector, utilizó con éxito un prisma de reflexión total en lugar de un espejo plano. [9]

El físico y astrónomo francés Giovanni D. Cassegrain inventó un telescopio que tenía un espejo convexo en lugar de uno cóncavo hacia 1672. El astrónomo inglés sir William Herschel inclinó el espejo de su telescopio y colocó el ocular de forma que no bloqueara los rayos incidentes. Los espejos de Herschel tenían un diámetro de 122 cm y un tubo de unos 12.2 m de longitud. Los espejos de los telescopios reflectores solían hacerse de metal brillante, una mezcla de cobre y estaño, hasta que el químico alemán Justus von Liebig descubrió un método para colocar una película de plata sobre una superficie de cristal. Los espejos con baño de plata fueron muy aceptados no sólo por la facilidad de construcción del espejo sino también porque se podía repetir el baño de plata en cualquier momento sin dañar su forma. El baño de plata ha sido sustituido por el revestimiento de aluminio, de mayor duración. [9]

En 1931, el óptico alemán, de origen ruso, Bernard Schmidt inventó un telescopio combinado reflector-refractor que puede fotografiar con nitidez amplias áreas del cielo. Este telescopio contiene una lente delgada en un extremo y un espejo cóncavo con una placa correctora en el otro. El mayor telescopio Schmidt, con una lente de 134 cm y un espejo de 200 cm, está en el Observatorio Karl Schwarzschild en Tautenberg, Alemania. En la actualidad, el mayor telescopio reflector del mundo es el telescopio Keck, de 982 cm en el Observatorio Mauna Kea en Hawai. Entre la lista de reflectores de más de 254 cm de diámetro están el telescopio de 600 cm de diámetro en el Observatorio Astrofísico de Rusia, cerca de Zelenchukskaya; el telescopio de 508 cm en el Observatorio Monte Palomar, California, Estados Unidos, el instrumento de 401 cm en el Observatorio Interamericano de Cerro Tololo cerca de La Serena, Chile; el telescopio de 389 cm en el Observatorio Anglo-australiano cerca de Coonabarabran, en Australia; el de 381 cm en el Observatorio Nacional de Kitt Peak en Arizona, Estados Unidos y el telescopio de 381 cm en Mauna Kea. Un telescopio estadounidense famoso, el Hooker de 254 cm en el Observatorio Monte Wilson en Pasadena, California, fue cerrado desde 1985 a 1992, por causa de las presiones financieras, por los nuevos desarrollos tecnológicos y por el deseo de simplificar su funcionamiento.

El telescopio Keck incorpora una importante innovación en su diseño. La superficie del espejo del telescopio consta de 36 segmentos hexagonales individuales, cada uno de los cuales puede moverse mediante tres pistones actuantes. Las técnicas electrónicas mantienen los segmentos alineados entre sí. La segmentación no sólo reduce el peso del aparato, sino que también hace que en teoría sea mucho más sencillo pulir el espejo gigante (Ver sección I.4.). Otra importante innovación en el diseño de telescopios es el telescopio de espejos múltiples (MMT), el primero de los cuales se terminó en 1979 en Mount Hopkins, Arizona, Estados Unidos. El MMT emplea un conjunto de seis espejos cóncavos de 183 cm (que deben reemplazarse por un solo espejo de 650 cm) para lograr la efectividad del acopio de luz de un único reflector de 450 cm de diámetro.

El telescopio espacial Hubble tiene la ventaja de estar por encima de la atmósfera distorsionante de la Tierra. Fue lanzado en 1990 con múltiples problemas mecánicos y

electrónicos y reparado en diciembre de 1993. Incluso antes de la reparación, proporcionó algunas imágenes mejores que las obtenidas con instrumentos situados en la Tierra. [9]

### I.3. EL GRAN TELESCOPIO CANARIAS [11]

El Gran Telescopio CANARIAS (GTC), es un telescopio de espejo primario segmentado de 10.4 metros de diámetro y de altas prestaciones que será instalado en uno de los mejores lugares del hemisferio norte: el Observatorio del Roque de los Muchachos (ORM), La Palma, Islas Canarias. Se espera que reciba "primera luz" en el año 2005.

El Proyecto GTC es una iniciativa española, liderada por el IAC (Instituto de Astrofísica de Canarias) con el decidido apoyo de la Administración del Estado y la Comunidad Autónoma Canaria, y la participación de México, a través del IA-UNAM (Instituto de Astronomía de la Universidad Nacional Autónoma de México) e INAOE (Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica), y Estados Unidos, a través de la Universidad de Florida.

En el diseño del GTC se pretende explotar la excelente calidad de imagen existente en el ORM. Este hecho supone que la degradación producida sobre la imagen por el efecto combinado de la cúpula, el calentamiento del espejo primario y la óptica en general no sea superior a 0.18 segundos de arco de anchura a media altura. El telescopio producirá imágenes con una



Figura I-1

Interior GTC 16 Oct. 2003

relación de Strehl<sup>1</sup> de 0.33 (asumiendo una calidad de imagen en el ORM de 0.5 segundos de arco y operando con el sistema de corrección de movimiento de imagen) a longitudes de onda superiores a 4.8 micrómetros (o 3.5 micrómetros en casos de muy buena calidad de imagen) [11].



**Figura I-2**

Zona de construcción del GTC 12 Nov.  
1999

Los sistemas de óptica adaptativa (OA)<sup>2</sup> formarán parte integral del GTC por lo que los requerimientos que estos sistemas imponen están siendo considerados desde las fases más iniciales del diseño. Con estos sistemas se obtendrán imágenes limitadas por difracción, con una relación de Strehl de 0.8, en 2.2 micras cuando la calidad de imagen en el visible sea de 0.5 segundos de arco. En longitudes de onda tan cortas como 1 micra también se tendrán imágenes limitadas por difracción pero con relaciones de Strehl más bajas. Con un sistema de estrella guía láser se tendrá una mayor cobertura en el cielo. [11]

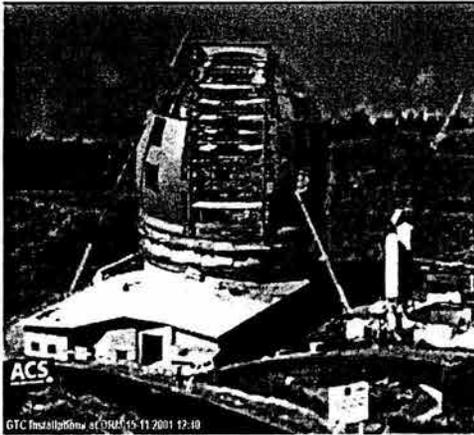
La mayor eficiencia operacional posible del telescopio es uno de los principales objetivos del proyecto. Se pretende que el modo principal de operación del telescopio sea el de observaciones de servicio flexible, también denominado de observación por colas. Para minimizar la necesidad de cambios instrumentales se ha decidido tener un solo espejo secundario y varias estaciones focales (Cassegrain, Cassegrain doblados y Nasmyth). Para lograr una operación eficiente y obtener la mejor rentabilidad científica del GTC, el sistema de control utilizará las tecnologías más avanzadas.

<sup>1</sup> Un sistema óptico al tener más aberraciones aumenta su PSF (patrón de dispersión de un punto), la relación entre el PSF de un sistema con aberraciones y uno sin aberraciones da la relación de Strehl para ese sistema en particular, su valor va de 0 a 1.

<sup>2</sup> La *óptica adaptativa* es una técnica que permite, mediante el uso de óptica deformable, corregir gran parte de los defectos introducidos por la atmósfera terrestre en las imágenes observadas con un telescopio

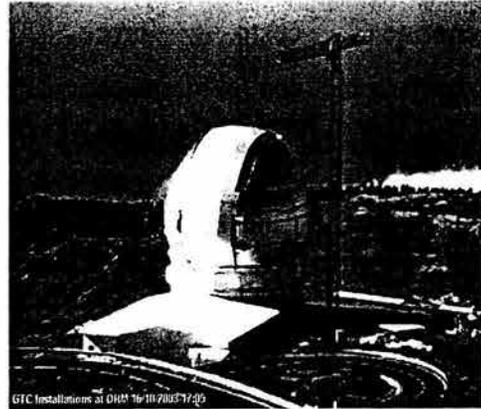
El GTC está siendo diseñado para alcanzar la máxima fiabilidad. El objetivo es el de alcanzar no más del 2% de tiempo de parada por fallos del sistema. Para ello, las estrategias adecuadas de operación y mantenimiento son consideradas desde las fases de diseño.

En el año 2004 está previsto que el GTC vea su "primera luz" y que, pocos meses después comience a producir ciencia. El presupuesto estimado del proyecto es de 100 millones de Euros de 1997, en cuya cifra se encuentran incluidos la instrumentación inicial y la gestión del proyecto, más un 10% de imprevistos.



**Figura I-3**

Zona de construcción del GTC 16 Oct.  
2000



**Figura I-4**

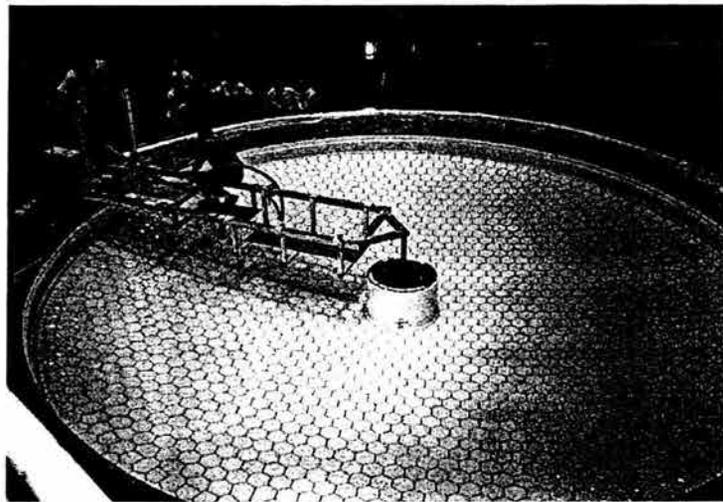
Zona de construcción del GTC 15  
Nov. 2001

## **I.4. EL TELESCOPIO DE ESPEJO PRIMARIO SEGMENTADO [11]**

Al proyectar la siguiente generación de grandes telescopios, algunos de los cuales son ya operativos como Gemini y Subaru, de 8 metros, o los Keck de 10 metros, los objetivos

claves eran, y siguen siendo, mejorar el rendimiento y reducir costos. Era necesario disminuir el tamaño y peso de los telescopios y limitar las dimensiones de la obra civil y la cúpula. El resultado es que los telescopios actuales son más cortos, ligeros y rígidos, y además las imágenes tienen mayor calidad. Y todo ello a un coste inferior que resultaría de escalar los precios de los telescopios de la clase de 4 m. Uno y el de mayor importancia de los elementos en todos los telescopios es el espejo primario, que es el colector de luz. Hasta el momento, los espejos de una sola pieza más grandes tienen 8.4 m de diámetro y han sido fabricados para el proyecto Large Binocular Telescope (LBT).

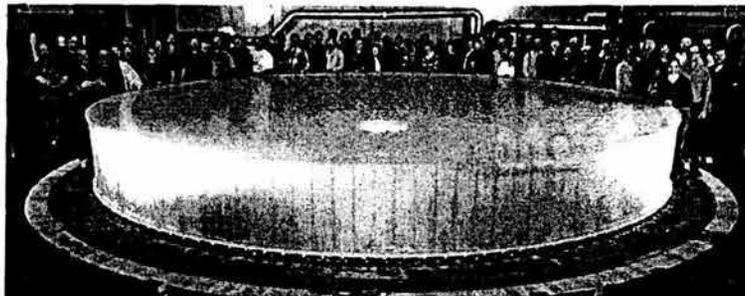
Aún cuando se pueden construir de mayor tamaño su enorme costo, crece rápidamente con el diámetro, lo que los hace inviables en la práctica. La alternativa es utilizar un conjunto de espejos más pequeños tallados y dispuestos de tal forma, que el efecto resultante sea equivalente al de un gran espejo. Existen ya tres grandes



**Figura I-5**

El espejo de 8.4 m. del LBT

telescopios con espejos segmentados de este tipo: Keck I, Keck II, y Hobby-Eberly y otros están en la fase de proyecto como: Gran Telescopio Canarias (GTC), Large



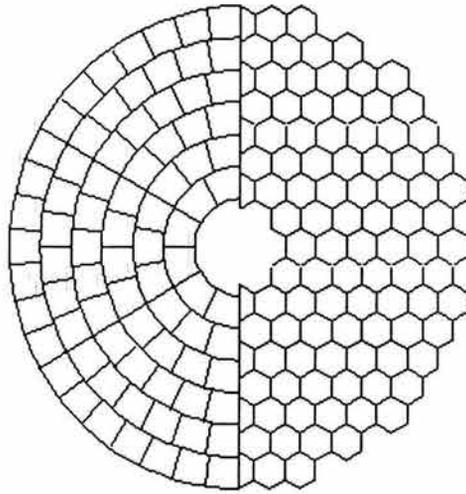
**Figura I-6**

Primer espejo del telescopio binocular de 8 m. Es uno de los espejos más grandes construidos.

Aperture Multi-Object Spectroscopic Telescope (LAMOST), Southern African Large Telescope (SALT).

Un telescopio realiza el seguimiento del objetivo celeste durante horas, contrarrestando el movimiento de la Tierra y manteniendo su imagen enfocada. Este movimiento produce ligeras deformaciones en la estructura del telescopio a despecho de las precauciones adoptadas en el diseño. Es imprescindible regular la posición de cada segmento, asegurando la correcta alineación durante la observación, de manera que el conjunto actúe de la misma forma que un único espejo gigante. Esta función la cumple un sistema de control por computadora, denominado óptica activa, que gobierna un conjunto de sensores y pistones de precisión, "actuadores", dispuestos en cada espejo segmentado, que ajustan la posición de cada uno de ellos respecto a sus vecinos con una precisión del nanómetro, esto es, superior a la milésima de un cabello humano. También es capaz de corregir perturbaciones diversas, por ejemplo vibraciones producidas por el viento, evitando que afecten la calidad de la imagen durante el periodo de observación.

Los segmentos que constituyen el primario tienen usualmente formas hexagonales que ayudan a obtener la mayor área colectora. El inconveniente es que los bordes interno (que rodea el orificio Cassegrain central) y externo no son circulares (véase Figura I-7). La elección del tamaño del segmento es crucial. El más grande económicamente asequible, podría alcanzar los 8 m de tamaño. Con este valor serían necesarios 19 segmentos para conseguir un espejo útil de 30 m. En el otro extremo, los segmentos pueden ser tan pequeños como se quiera, pero en este caso el número de segmentos y por tanto de sensores y actuadores podría ser prohibitivo. El tamaño óptimo podría estar comprendido entre 1 y 2 m.



**Figura I-7**

Los segmentos que forman el espejo primario de un gran telescopio, pueden ser hexagonales (derecha) o en forma de sector o pétalos (izquierda).

En relación con el espejo secundario hay varios motivos para minimizar su tamaño. La zona de sombra que produce sobre el primario tiene que ser lo más pequeña posible ya que reduce la superficie útil del mismo. También a causa de su posición en la parte superior del telescopio está más expuesto a la acción del viento y puede producir perturbaciones mecánicas. Sin embargo la disminución del tamaño influye en aspectos ópticos que pueden ser relevantes.

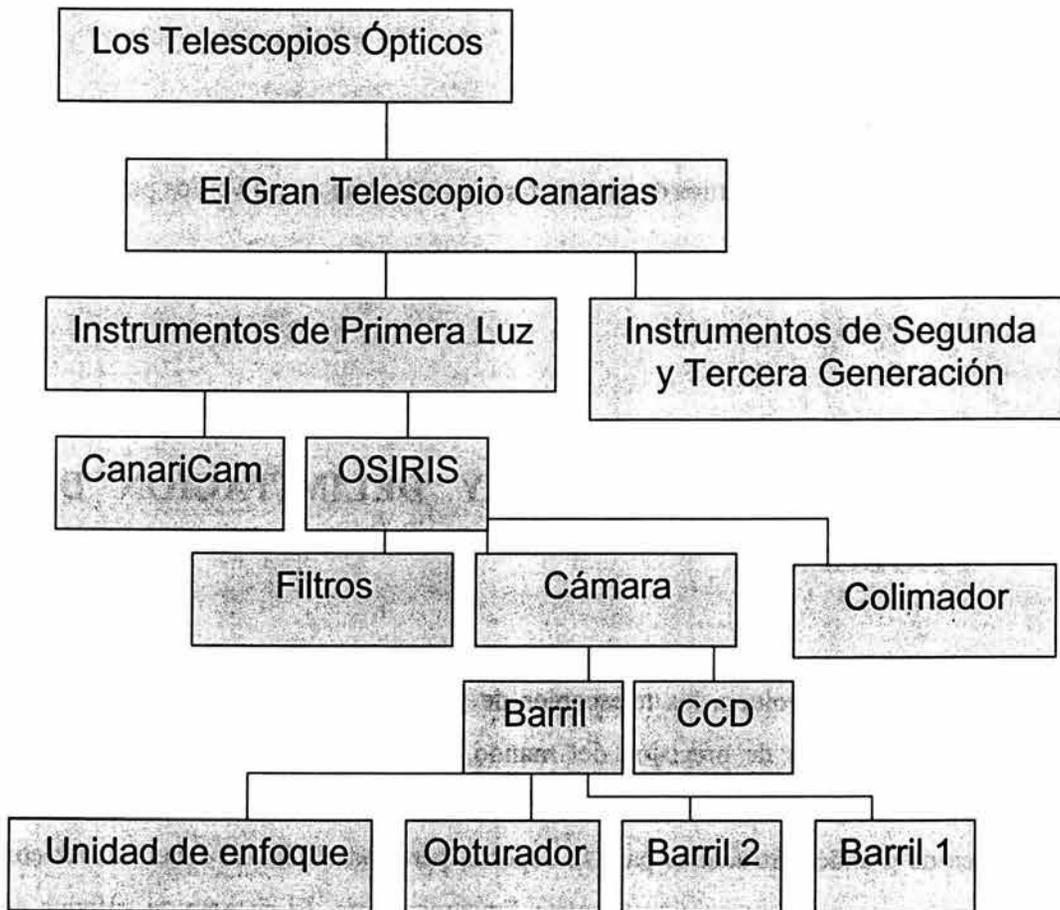
## **II. EL PROBLEMA**

Delimitaremos y explicaremos la tarea que nos hemos propuesto, para no perder de vista nuestro objetivo y encaminarnos de manera rápida y eficiente a resolver los puntos que a continuación se explicaran.

### **II.1. CONTEXTUALIZACIÓN Y DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA.**

La tecnología que involucra los telescopios de gran tamaño, es una de las de mayor exigencia en términos de precisión del mundo. En un mega telescopio, se tiene un problema en donde las dimensiones del aparato y su peso de alrededor de 100 toneladas, requieren de grandes estructuras para su soporte, pero todas ellas se deben mover con precisiones micrométricas para su correcto funcionamiento. El sistema de enfoque en particular, debe mover lentes cuyas dimensiones son escalas de magnitud mucho mayores que las micras de precisión que deben alcanzar, estando ahí una de las dificultades en su diseño.

El sistema de enfoque es parte de una cámara que incluye varios componentes de la óptica, desde el obturador y las lentes apropiadas, hasta un CCD para digitalizar la imagen. Todos los componentes de la Cámara deben estar incluidos a su vez en el espectrógrafo y sistema de imagen del Gran Telescopio Canarias llamado OSIRIS, (véase Figura II-1) y es por esta razón que el espacio para poder colocar todos sus componentes tanto ópticos como mecánicos así como la electrónica de control, es bastante reducido dificultando aún más el trabajo de diseño.



**Figura II-1**  
Subsistemas

Este trabajo de tesis abarca el diseño conceptual y de detalle de todas sus partes mecánicas. Este diseño mecánico está referido tanto a la teoría general del diseño de sus componentes como a los esfuerzos a los que estará sometidos el enfoque, para asegurar su supervivencia y tiempo de operación, estos cálculos serán hechos en forma numérica y comprobados con aproximaciones analíticas. Una vez terminado el diseño se fabricará un prototipo al cual se le pretende realizar una serie de pruebas para garantizar el correcto funcionamiento, estas pruebas deberán ser planeadas, llevadas a cabo y documentadas dentro de los alcances de esta tesis.

## II.2. OBJETIVOS DE LA TESIS.

El objetivo del trabajo de esta tesis es diseñar un sistema de enfoque que cumpla con ciertas especificaciones y requerimientos, principalmente:

- Repetibilidad en la translación de enfoque  $<20\mu\text{m}$ .
- Resolución en la translación de la unidad de enfoque  $<4\mu\text{m}$

Se busca poder lograr un enfoque mediante el movimiento de un doblote de lentes a lo largo de un eje. Se van a proponer diferentes configuraciones para la solución, así después se trabajará sobre la que resulte más apropiada.

Después de realizar todo el proceso de diseño tanto conceptual como de detalle, se fabricará un prototipo para poder probar que la configuración elegida funciona adecuadamente. El prototipo mencionado será sujeto de diversas pruebas para posteriormente proponer mejoras que puedan ser incluidas en el modelo final.

## II.3. JUSTIFICACIÓN DE LA TESIS.

El Gran Telescopio de Canarias representa una nueva generación de instrumentos de observación y es por eso que el tener la oportunidad de colaborar en su diseño representa una verdadera satisfacción.

El Gran Telescopio Canarias es un telescopio de espejo primario segmentado, que aproxima a una circunferencia de 10.4 metros de diámetro, será instalado en uno de los mejores lugares del hemisferio norte: el Observatorio del Roque de los Muchachos (La Palma, Islas Canarias) [11], que se aprecia en la Figura II-2.



**Figura II-2** El Observatorio del Roque de los Muchachos (La Palma, Islas Canarias).

La colaboración del IA-UNAM (Instituto de Astronomía de la Universidad Nacional Autónoma de México), en este proyecto le dará un gran renombre a México en la comunidad internacional ya que su colaboración no es exclusiva en construcción sino que va a llevar su proyecto desde el diseño hasta la manufactura, todo en México, lo que motiva mi participación. En términos personales este trabajo encierra varias disciplinas dentro de la Ingeniería Mecánica, ayudando a refinar mis conocimientos con lo invaluable que solo la experiencia puede llegar a ser en la formación de un profesionalista. Además poder participar en un proyecto internacional y que maneja precisiones y estándares de calidad tan elevados como los mencionados es para mi justificación suficiente para seguir.

## III. MARCO TEÓRICO

En este capítulo daremos los fundamentos teóricos utilizados a lo largo del desarrollo de la tesis. No se busca desarrollar todas las ecuaciones ni los conceptos utilizados pero si referenciar y explicar su origen para un mejor entendimiento del desarrollo de la tesis.

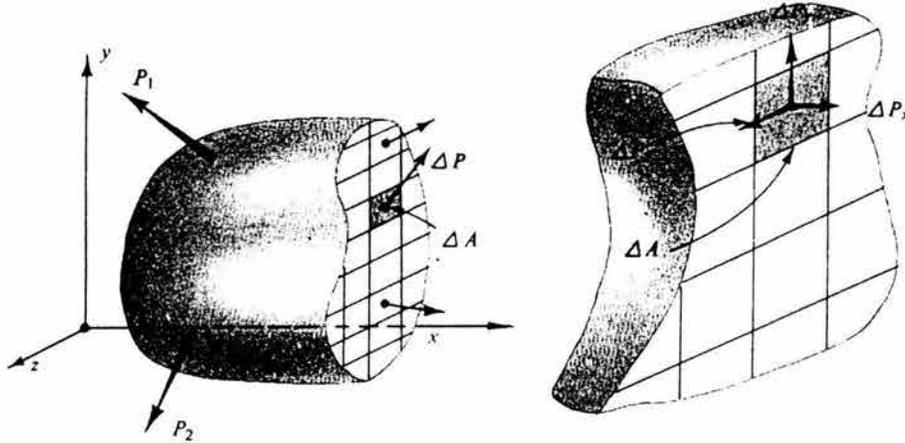
### III.1. TEORÍA ELÁSTICA

El diseño del sistema de enfoque que trata esta Tesis, envuelve no solamente un diseño geométrico, si no una selección de materiales y poder garantizar que el sistema va a soportar el trabajo que realizará. Es dentro de este espíritu que se necesita hacer cálculos de esfuerzos y deformaciones en las partes que podrían ser propensas a fallar (véase Capítulo III.2.4) y para eso es necesario conocer las bases de la teoría elástica.

#### III.1.1. ESFUERZOS Y CARGAS AXIALES [12]

La definición de *esfuerzo* nos dice que, las fuerzas internas que actúan sobre áreas infinitesimales en una sección transversal son de magnitud y dirección variables. Estas fuerzas son de naturaleza vectorial y mantienen en equilibrio a las fuerzas exteriormente aplicadas. En la mecánica de sólidos es particularmente significativa la determinación de la intensidad de estas fuerzas sobre diversas porciones de una sección transversal, pues la resistencia a la deformación y a las fuerzas depende de dichas intensidades. En general varían de un punto a otro y están inclinadas con respecto al plano de la sección. Se acostumbra descomponer las intensidades en direcciones perpendicular y paralela a la

sección que se investiga. En el diagrama mostrado en la Figura III-1, la sección a través del cuerpo es perpendicular al eje  $x$  y las direcciones de  $\Delta P_x$  y la normal  $\Delta A$  coinciden.



**Figura III-1**

Cuerpo seccionado libre con algunas fuerzas internas y una vista ampliada donde se muestran los componentes de  $\Delta P$ .

Como las componentes de la intensidad de fuerza por unidad de área, esto es, de esfuerzo, se tienen únicamente en un punto, la definición matemática de esfuerzo es

$$\tau_{xx} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_x}{\Delta A} \quad \tau_{yy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_y}{\Delta A} \quad \tau_{zz} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_z}{\Delta A} \quad (\text{III.1})$$

Donde, en los tres casos el primer subíndice  $x$  indica que se considera el plano perpendicular al eje  $x$ , y el segundo designa la dirección de la componente de esfuerzo. La intensidad de la fuerza perpendicular o normal a la sección se llama esfuerzo normal en un punto. Los esfuerzos normales que producen tensión en la superficie de una sección transversal se denominan esfuerzos de tensión (también conocidos como de tracción). Por otra parte, los que actúan o presionan contra la sección transversal reciben el nombre de esfuerzos de compresión. Las otras componentes de intensidad de fuerza actúan tangenciales o paralelamente al plano del elemento de área y se llaman esfuerzos cortantes.

Para definir el *tensor de esfuerzo* debemos decir que si además del plano de corte que interviene en el diagrama de cuerpo libre, se pasa a través del cuerpo otro plano a una distancia infinitesimal y paralelo al primero, se aislará una porción de elementos plano de dicho cuerpo. Si otros dos pares de planos adicionales se pasan normalmente al primer par, se separa del cuerpo un cubo de dimensiones infinitesimales como se muestra en la Figura III-2.

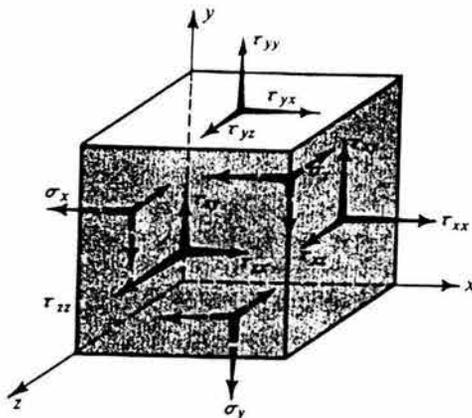


Figura III-2

Estado general de esfuerzo que puede actuar en un elemento. Todos los esfuerzos en sentido positivo

Analizando los símbolos de los esfuerzos, se muestra que existen tres esfuerzos normales  $\tau_{xx} \equiv \sigma_x, \tau_{yy} \equiv \sigma_y, \tau_{zz} \equiv \sigma_z$  y seis esfuerzos cortantes  $\tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}, \tau_{zx}, \tau_{xz}$ . Por el contrario un vector de fuerzas  $P$  tiene únicamente tres componentes  $P_x, P_y, P_z$ . Estas se pueden escribir en forma ordenada como un vector columna.

Análogamente, las componentes de esfuerzo pueden agruparse como sigue

$$\begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (\text{III.2})$$

Esta es una representación matricial del tensor de esfuerzo. Tal tensor es de segundo rango, que requiere dos subíndices para identificar sus elementos o componentes. Un vector es un tensor de primer rango y un escalar es un tensor de rango cero. [12]

### III.1.2. DEFORMACIÓN LEYES CONSTITUTIVAS Y DEFORMACIÓN AXIAL. [12]

#### Significado físico de la deformación.

Un cuerpo sólido sometido a un cambio de temperatura o a una carga externa se deforma. Por ejemplo cuando una probeta se somete a una fuerza creciente  $P$ , ocurre un cambio en la longitud de la misma entre dos puntos de ella. Estos dos puntos se pueden seleccionar inicialmente, a una distancia arbitraria. Dicha distancia inicial entre los dos puntos se llama longitud de medición.

Si  $l_0$  es la longitud de medición original y  $l$  es la longitud observada después de aplicar la carga, el alargamiento total será  $\Delta l = l - l_0$ , el alargamiento por unidad de longitud, es

$$\varepsilon = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (\text{III.3})$$

Este alargamiento por unidad de longitud se denomina deformación lineal. Es una cantidad adimensional pero se acostumbra considerar que tiene unidades de longitud / longitud. Algunas veces se expresa como porcentaje.

Además de la deformación lineal descrita antes, un cuerpo puede tener en general deformaciones lineales en otras dos direcciones. En el estudio analítico, las tres direcciones suelen tomarse perpendiculares entre sí y se identifican por los subíndices  $x$  y  $z$ . Finalmente, en general, un cuerpo se puede deformar también causando cambios en los ángulos rectos iniciales entre las líneas de un cuerpo y este cambio de ángulos define la deformación angular o cortante, como las mostradas en la Figura III-3.

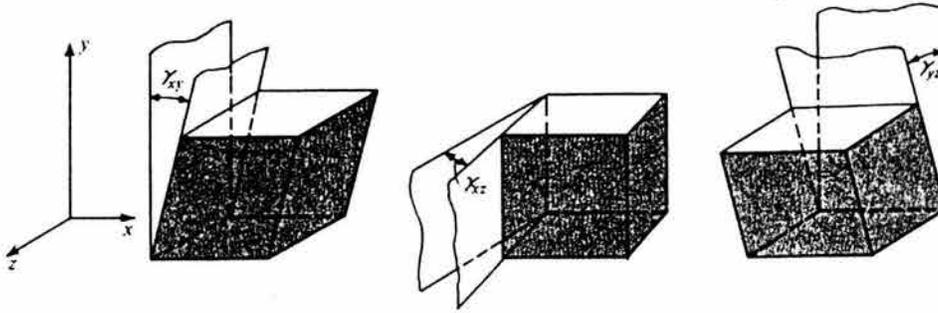


Figura III-3

Posibles deformaciones angulares en un elemento.

Puesto que por lo general las deformaciones varían de un punto a otro, las definiciones de *deformación* deben relacionarse a un elemento infinitesimal. Con esto en mente, considere una deformación lineal que ocurre en cierta dirección. Esto se observa en la Figura III-4.

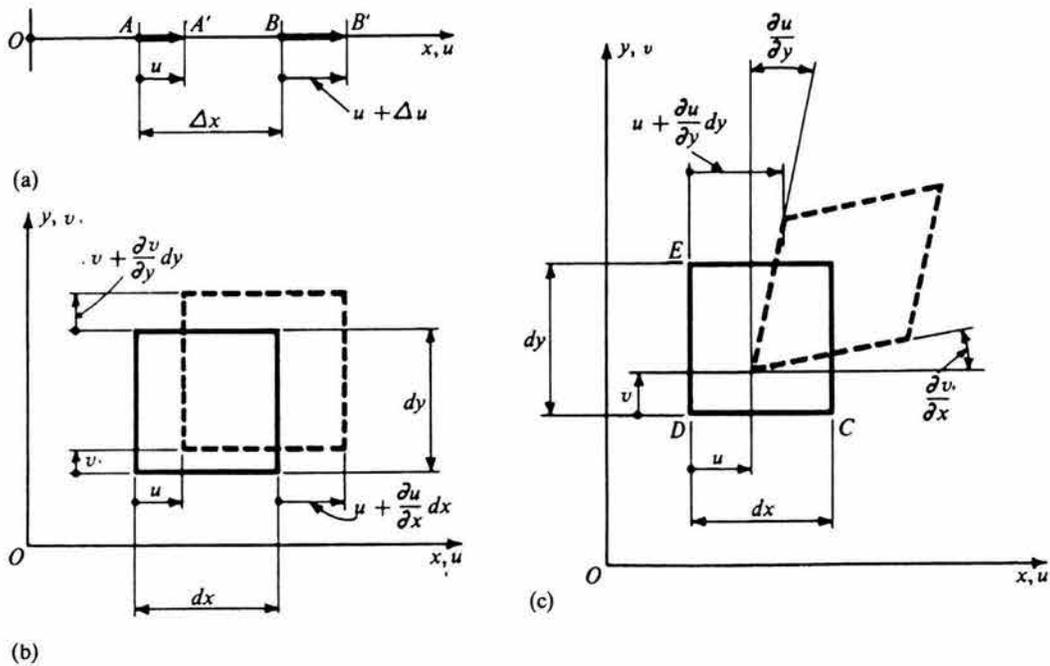


Figura III-4

Elementos deformados en sus posiciones inicial y final.

Algunos puntos como los A y B de la Figura III-4 se mueven a las posiciones A' y B' respectivamente. Durante el proceso de deformación, el punto A experimenta un desplazamiento  $u$ . El desplazamiento del punto B es  $u + \Delta u$  puesto que además del

desplazamiento de un cuerpo rígido,  $u$ , común a todo el elemento  $\Delta x$ , se produce un alargamiento  $\Delta u$  dentro del elemento. Con esta base, la definición de deformación lineal es

$$\varepsilon = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta u}{\Delta x} = \frac{du}{dx} \quad (\text{III.4})$$

Si un cuerpo se deforma en dirección perpendicular, los subíndices indican las direcciones de las deformaciones. Por la misma razón es necesario cambiar también las derivadas ordinarias por las correspondientes parciales. Por consiguiente, si en un punto de un cuerpo  $u$ ,  $v$  y  $w$  son las tres componentes de desplazamiento que ocurren, respectivamente, en las direcciones  $x$  y  $z$  de los ejes coordenados, las definiciones de deformación lineal se convierte en

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (\text{III.5})$$

Además de las deformaciones lineales, un elemento también puede experimentar una deformación angular. Tal deformación inclinará los lados del elemento deformado, en relación de los ejes  $x$  y  $z$ . Puesto que  $v$  es el desplazamiento en la dirección  $y$ , a medida que se avanza en la dirección  $x$ ,  $\frac{\partial v}{\partial x}$  es la pendiente del lado inicialmente horizontal del elemento infinitesimal.

De igual manera, el lado vertical se inclina un ángulo  $\frac{\partial u}{\partial y}$ . Con base en ello el ángulo CDE, inicialmente recto, se reduce en la cantidad  $\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}$ . Por consiguiente, para cambios de ángulo pequeño la definición de la deformación angular, relacionada con las coordenadas  $x$  y  $z$  es

$$\gamma_{xy} = \gamma_{yx} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \quad (\text{III.6})$$

Las definiciones para las deformaciones angulares correspondientes a los planos  $xz$ ,  $yz$  son

$$\gamma_{xz} = \gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \quad (\text{III.7})$$

$$\gamma_{yz} = \gamma_{zy} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \quad (\text{III.8})$$

Las deformaciones lineales y angulares recién definidas expresan conjuntamente el **tensor de deformación**, que guarda completa analogía con el tensor de esfuerzos. Sin embargo es necesario modificar las relaciones para las deformaciones por corte a fin de tener un tensor, entidad matemática que debe obedecer a ciertas leyes de transformación. Por tanto la definición atractiva desde el punto de vista físico, como el cambio del ángulo  $\gamma$ , no es aceptable, cuando la deformación angular es una componente de un tensor. Esto se puede atribuir de manera heurística a lo siguiente. En la Figura III-5 (a), el  $\gamma_{xy}$  positivo se mide a partir de la dirección vertical. El mismo  $\gamma_{xy}$  positivo se mide a partir de la dirección horizontal en (b) de la Figura III-5. En la Figura (c), se ve que la misma cantidad de deformación está formada por dos  $\frac{\gamma_{xy}}{2}$  los elementos deformados en a) y b) de la Figura III-5 se obtienen girando un ángulo  $\frac{\gamma_{xy}}{2}$  el elemento de c) como un cuerpo rígido.

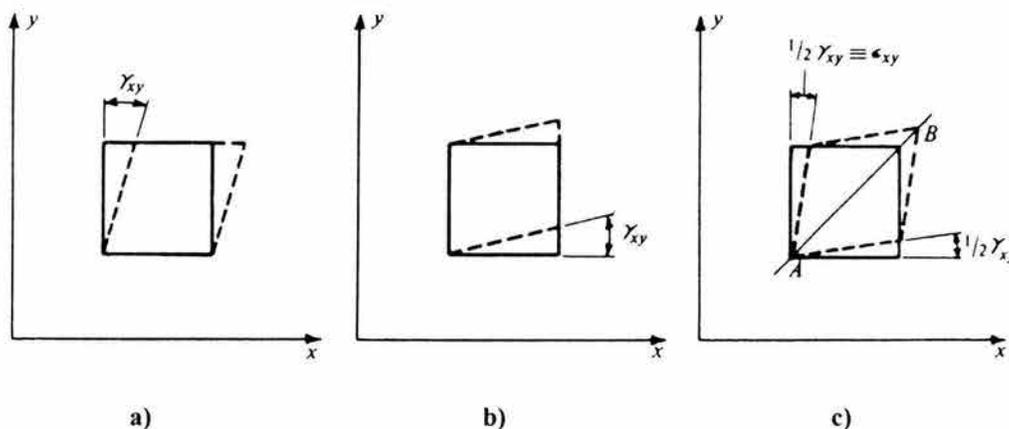


Figura III-5 Deformaciones por cortante

El esquema que se muestra es el indicado para definir la componente de deformación por cortante como elemento de un tensor. Como en esta definición el elemento no es girado

como un cuerpo rígido, se dice que la deformación es pura o irrotacional [12]. Siguiendo este enfoque otra definición de las deformaciones por cortante serán

$$\varepsilon_{xy} = \varepsilon_{yx} = \frac{\gamma_{xy}}{2} = \frac{\gamma_{yx}}{2} \quad (\text{III.9})$$

$$\varepsilon_{yz} = \varepsilon_{zy} = \frac{\gamma_{yz}}{2} = \frac{\gamma_{zy}}{2} \quad (\text{III.10})$$

$$\varepsilon_{zx} = \varepsilon_{xz} = \frac{\gamma_{zx}}{2} = \frac{\gamma_{xz}}{2} \quad (\text{III.11})$$

A partir de estas ecuaciones, el tensor de deformación puede expresarse en la representación matricial como sigue:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{\gamma_{yx}}{2} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{xz}}{2} & \frac{\gamma_{yz}}{2} & \varepsilon_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{pmatrix} \quad (\text{III.12})$$

### III.1.3. LEYES LINEALES DE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN.

Como se señaló anteriormente hay en general seis componentes posibles de esfuerzo y, como se mostró existen también seis componentes de deformación. La relación lineal entre esfuerzo y deformación es la relación más simple entre estas cantidades, esta relación se conoce como *Ley de Hook* la cual trataremos para el caso de *materiales anisotrópicos*. Por ejemplo, se puede expresar que  $\tau = C\varepsilon$  o recíprocamente que  $\varepsilon = A\tau$  donde C y A son constantes elásticas y A es la recíproca de C. La relación lineal entre fuerzas y deformaciones totales o bien entre esfuerzos y deformaciones se conoce como la ley de Hook generalizada. Puesto que hay varias componentes de esfuerzo y deformación, al formular la ley de Hook se utiliza el principio de superposición, el cual expresa que el esfuerzo o la deformación resultante en un sistema sometido a varias fuerzas es la suma algebraica de sus efectos cuando se aplican individual o separadamente. Esto es verdad si cada deformación está directa y linealmente relacionada con el esfuerzo que la origina y si las deformaciones debidas a una componente de esfuerzo no causan efectos anormalmente grandes en otros esfuerzos. Por suerte, en la mayor parte de las estructuras de ingeniería las deformaciones son pequeñas, lo que permite la aplicación del principio de superposición [12]. Con base en ello, relacionando cada una de las seis deformaciones con cada una de las seis componentes de esfuerzo, las relaciones lineales entre esfuerzo y deformación se convierten en la **ley de Hook Generalizada**. Presentada en la Ecuación III.13.

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{xx} = \varepsilon_x &= A_{11}\tau_{xx} + A_{12}\tau_{yy} + A_{13}\tau_{zz} + A_{14}\tau_{xy} + A_{15}\tau_{yz} + A_{16}\tau_{zx} \\
 \varepsilon_{yy} = \varepsilon_y &= A_{21}\tau_{xx} + A_{22}\tau_{yy} + A_{23}\tau_{zz} + A_{24}\tau_{xy} + A_{25}\tau_{yz} + A_{26}\tau_{zx} \\
 \varepsilon_{zz} = \varepsilon_z &= A_{31}\tau_{xx} + A_{32}\tau_{yy} + A_{33}\tau_{zz} + A_{34}\tau_{xy} + A_{35}\tau_{yz} + A_{36}\tau_{zx} \\
 \varepsilon_{xy} = \frac{\gamma_{xy}}{2} &= A_{41}\tau_{xx} + A_{42}\tau_{yy} + A_{43}\tau_{zz} + A_{44}\tau_{xy} + A_{45}\tau_{yz} + A_{46}\tau_{zx} \\
 \varepsilon_{yz} = \frac{\gamma_{yz}}{2} &= A_{51}\tau_{xx} + A_{52}\tau_{yy} + A_{53}\tau_{zz} + A_{54}\tau_{xy} + A_{55}\tau_{yz} + A_{56}\tau_{zx} \\
 \varepsilon_{zx} = \frac{\gamma_{zx}}{2} &= A_{61}\tau_{xx} + A_{62}\tau_{yy} + A_{63}\tau_{zz} + A_{64}\tau_{xy} + A_{65}\tau_{yz} + A_{66}\tau_{zx}
 \end{aligned} \tag{III.13}$$

En las Ecuaciones III.13 aparecen 36 constantes posibles,  $A_{ij}$ . Sin embargo mediante consideraciones de la energía se puede demostrar que el número de constantes independientes es 21. Estas son simétricas con respecto a uno y otro lado de la diagonal principal. Todas ellas se deben determinar experimentalmente. Se supone que el material homogéneo o sea que tiene las mismas características dondequiera.

La ley de Hook en su forma más general como se acaba de presentar es aplicable a materiales anisotrópicos homogéneos. Para materiales como la madera que tiene propiedades diferentes en las direcciones longitudinal, radial y transversal, es decir en las tres direcciones ortogonales. Se dice que tales materiales son ortotrópicos. Para tales materiales la Ley de Hook se simplifica y se puede demostrar que sólo quedan nueve constantes independientes.

Para *materiales isotrópicos homogéneos*, es decir materiales con las mismas propiedades en todas las direcciones, la *ley de Hook* se simplifica notablemente.

Se puede demostrar que

$$A_{11} = A_{22} = A_{33}, A_{12} = A_{13} = A_{23}, A_{44} = A_{55} = A_{66}, A_{12} = A_{21}, A_{13} = A_{31}, A_{23} = A_{32}$$

La Ley de Hook generalizada para un material isotrópico se puede escribir teniendo en mente las observaciones anteriores. Se empleará la notación usual en ingeniería.

$$A_{11} = \frac{1}{E}, A_{12} = \frac{-\nu}{E}, A_{44} = \frac{1}{2G} \quad (\text{III.14})$$

Luego entonces la **Ley de Hook para materiales Isotrópicos** se expresa de la siguiente manera

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\
 \varepsilon_y &= -\nu \frac{\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\
 \varepsilon_z &= -\nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E} \\
 \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} \\
 \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G} \\
 \gamma_{zx} &= \frac{\tau_{zx}}{G}
 \end{aligned}
 \tag{III.15}$$

En estas ecuaciones la constante E se llama módulo de elasticidad (o modulo elástico de Young). Para esfuerzos uniaxiales, cuando todos los esfuerzos salvo uno, el normal son nulos, E es una constante de proporcionalidad que relaciona este esfuerzo normal con su deformación lineal. Por ejemplo  $\sigma_x = E\varepsilon_x$ .

La constante de proporcionalidad G se llama modulo de elasticidad a corte (o módulo de rigidez). Las dimensiones de G son las mismas que las de E. La constante  $\nu$  recibe el nombre de relación de Poisson.

Como se indicó antes la Ley de Hook para materiales isotrópicos, indica que hay tres constantes elásticas E,  $\nu$  y G. Sin embargo para un material isotrópico existe una relación entre las tres constantes. De manera que para materiales isotrópicos hay solamente dos constantes elásticas independientes. La ecuación que las relaciona es.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}
 \tag{III.16}$$

### III.1.4. ESFUERZOS MÁXIMOS PRINCIPALES.

Al obtener resultados ya sean de forma analítica o numérica, es necesario tener la habilidad de saber exactamente que se está obteniendo. Como se mencionó en el Capítulo III.1.3, la deformación es un valor tensorial; los resultados del software de elementos finitos, deben ser asociados a elementos de ese tensor de deformación, para poder entender e interpretar los resultados que más adelante se mostrarán. Para poder lograr lo anterior, se presentan conceptos básicos para entender los esfuerzos máximos principales

El esfuerzo normal  $\sigma_{x'}$  y  $\sigma_{y'}$  y el esfuerzo cortante  $\sigma_{x'y'}$  varían ligeramente con respecto al ángulo de rotación, de acuerdo con ecuaciones de transformación de coordenadas. Existe un par de ángulos en donde los esfuerzos toman valores particulares.

Primero existe un ángulo  $\theta_p$  en donde el esfuerzo cortante se vuelve cero, ese ángulo se encuentra haciendo  $\sigma_{x'y'}$  cero y que  $\theta$  sea igual a  $\theta_p$

$$\tan(2\theta_p) = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (\text{III.17})$$

El ángulo  $\theta_p$  define las direcciones principales donde solo se presentan esfuerzos normales. Estos esfuerzos son llamados esfuerzos principales. Se pueden visualizar fácilmente en la Figura III-6 (b).

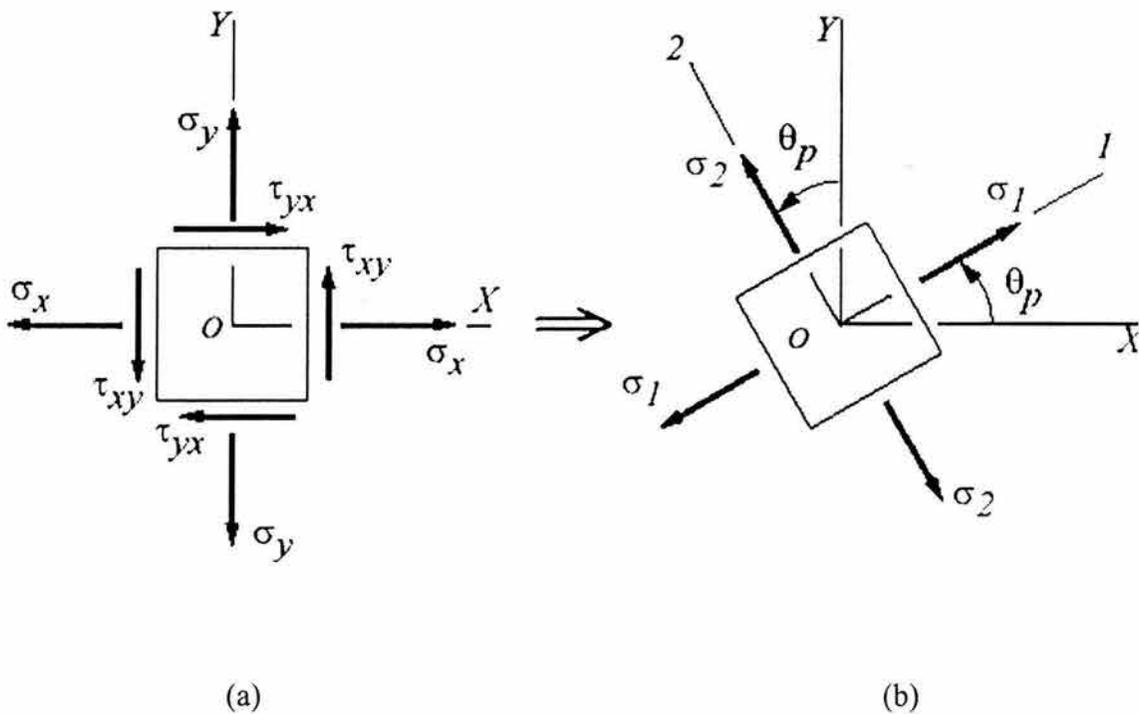


Figura III-6

Transformación a esfuerzos máximos principales.

### III.1.5. CRITERIO DE VON MISSES

El criterio de Von Misses también conocido como el criterio de máxima energía de distorsión, es comúnmente utilizado para conocer el punto de ruptura de materiales dúctiles.

El criterio establece que la falla ocurre cuando la energía de distorsión alcanza la misma energía necesaria para una falla por tensión uni-axial.

Matemáticamente se expresa como 
$$\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \leq \sigma_y^2.$$

Así como existe el criterio de Von Mises, existen otros, que no serán presentados en este trabajo, pero se debe tener presente que son únicamente criterios y como tal deben ser utilizados para fines comparativos, con criterios equivalentes, algunos ejemplos son:

- √ Von Mises
- √ Tresca
- √ Ortogonal
- √ Maximos Principales

[12]

## **III.2. TEORÍA GENERAL DEL DISEÑO DE ENGRANES HELICOIDALES**

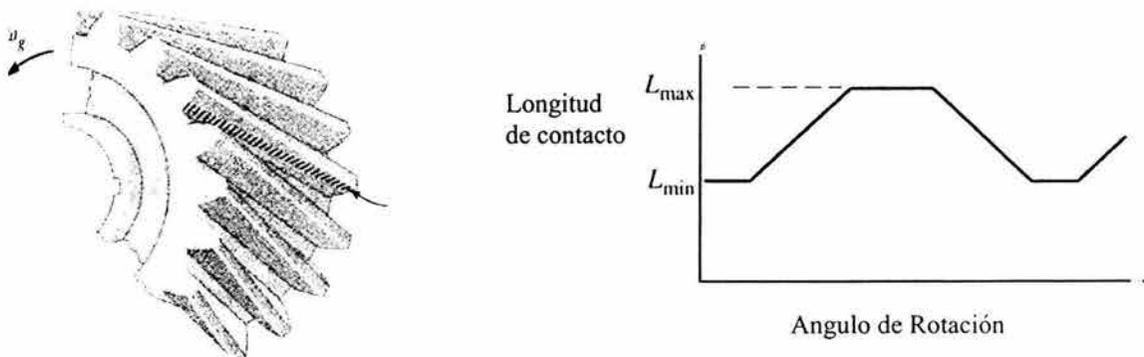
Se presentarán conceptos generales y precisos referentes al diseño de engranes helicoidales, todos ellos serán utilizados posteriormente. Los conceptos serán mencionados y citada su referencia bibliográfica, ningún concepto será deducido pues esta tarea está fuera del alcance de la tesis y del interés del autor.

### **III.2.1. POR QUE ENGRANES HELICOIDALES.**

Los engranes helicoidales son similares a los engranes rectos a excepción de que sus dientes tienen un ángulo respecto al eje de rotación, para formar tantas hélices paralelas como número de dientes tenga el engrane. Un engrane recto es un engrane helicoidal con ángulo de hélice cero. [6]

Para que dos engranes helicoidales se puedan acoplar deben tener el mismo ángulo de hélice pero en sentido opuestos (vistos de perfil), además de cumplir con las características necesarias para los engranes rectos.

A consecuencia del ángulo en la hélice, un par de dientes entra en contacto en forma gradual, primero en un extremo y recorriendo un camino en diagonal a lo largo del diente.



**Figura III-7**

Patrón de contacto en engranes helicoidales

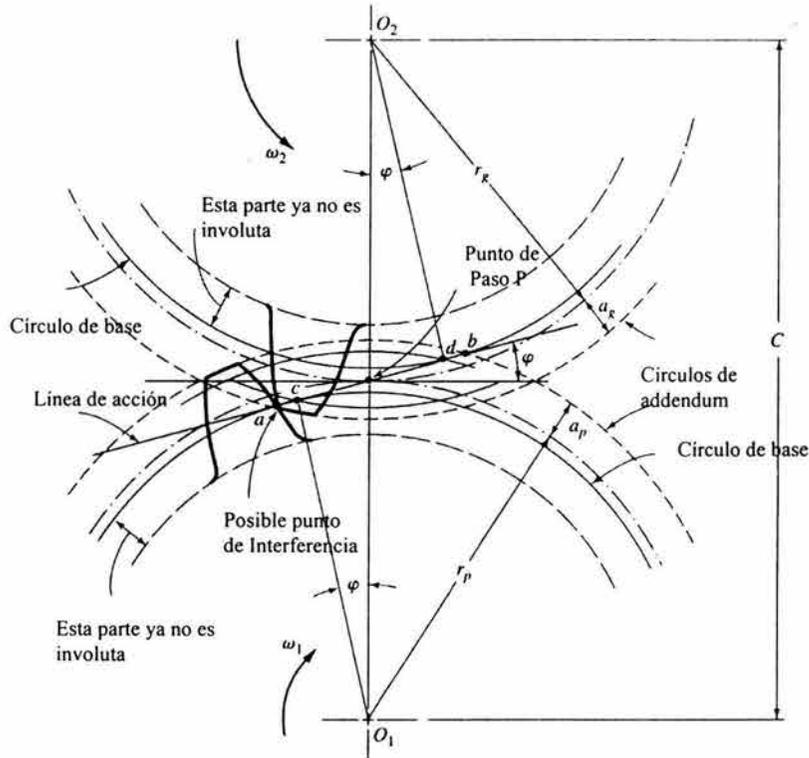
Esta interacción gradual es mucho más suave y silenciosa, permitiendo mayores velocidades de operación con mucha más vida útil y menos vibraciones. Así también la posibilidad de tener dos o más dientes en contacto al mismo tiempo en diferentes fases de acoplamiento, aumenta la precisión en la transmisión de movimiento, así como elimina el efecto de “back lash”<sup>1</sup> [6].

### III.2.2. NOMENCLATURA DEL ENGRANE HELICOIDAL

Los engranes helicoidales que se utilizarán deberán ser caracterizados en su totalidad, por lo que es necesario conocer sus propiedades.

<sup>1</sup> Juego entre dos dientes de engranes que ocurre al momento de cambiar el sentido de giro de los mismos.

Las características básicas que a continuación se mostrarán son iguales tanto en engranes rectos como en helicoidales y representan sus **dimensiones y características** [6].



**Figura III-8**

Interacción entre engranes

**Módulo normal** 
$$m_n = \frac{p_n}{\pi} = m_t \cos \psi \quad (\text{III.18})$$

**Módulo circunferencial** 
$$m_t = \frac{p_t}{\pi} = \frac{m_n}{\cos \beta} = m_n \sec \psi \quad (\text{III.19})$$

**Paso diametral** 
$$P_d = \frac{Z}{d} \quad (\text{III.20})$$

**Número de dientes** 
$$Z \quad (\text{III.21})$$

**Addendum** 
$$h_a = m_n \quad (\text{III.22})$$

**Dedendum** 
$$h_f = m_n * 1.25 \quad (\text{III.23})$$

$$\text{Diámetro primitivo} \quad d = m_z \quad (\text{III.24})$$

$$\text{Diámetro exterior} \quad d_a = d + 2 \cdot h_a \quad (\text{III.25})$$

$$\text{Distancia entre centros} \quad \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} \quad (\text{III.26})$$

$$\text{Paso Transversal} \quad p_t = p_n \cdot \cos \psi = \pi \cdot m_n \quad (\text{III.27})$$

$$\text{Paso Normal} \quad p_n = \frac{p_t}{\cos \psi} = p_t \cdot \sec \psi = \pi \cdot m_t \quad (\text{III.28})$$

$$\text{Paso de hélice} \quad p_n = \frac{d \cdot \pi}{\text{tg} \psi} \quad (\text{III.29})$$

$$\text{Ángulo de hélice} \quad \text{tg} \psi = \frac{d \cdot \pi}{p_n} \quad (\text{III.30})$$

### Sentido de inclinación

Puede ser a derecha o a izquierda. Será inclinación a derecha cuando un punto del diente moviéndose a lo largo del mismo gire como las agujas del reloj, y será a izquierda cuando gire en sentido contrario a las agujas del reloj. Un procedimiento rápido y práctico para ver si se trata de uno u otro sentido de inclinación es el siguiente: se apoya o se considera apoyada la rueda por una de sus caras en un plano horizontal. Si al seguir, de arriba abajo la hélice del diente, se traza una línea inclinada de derecha a izquierda, la inclinación del diente será a derecha, y viceversa [6].

### Ángulos de presión

$\varphi_n$  = ángulo de presión normal

$\varphi_t$  = ángulo de presión tangencial

$\varphi_x$  = ángulo de presión axial.

Se relacionan mediante las siguientes ecuaciones

$$\operatorname{tg} \varphi_t = \frac{\operatorname{tg} \varphi_n}{\cos \psi} = \operatorname{tg} \varphi_n \cdot \sec \psi \quad (\text{III.31})$$

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \operatorname{tg} \varphi_t \cdot \cos \psi \quad (\text{III.32})$$

### Longitud de acción y relación de contacto

La longitud de acción  $Z$  es la longitud del segmento de la línea de acción comprendida entre los puntos inicial y final de contacto y está dada por

$$Z = \left[ (r_p^2 + h_a^2)^2 - (r_p \cos \varphi)^2 \right]^{1/2} + \left[ (r_E^2 + h_a^2)^2 - (r_E \cos \varphi)^2 \right]^{1/2} - C \cdot \operatorname{Sen} \varphi \quad (\text{III.33})$$

Donde  $r_p$  y  $r_E$  son los radios de circunferencias primitivas,  $h_a$  es la altura de addendum y  $C$  es la distancia entre centros. Esta ecuación es aplicable únicamente cuando las intersecciones de las circunferencias de addendum y la línea de acción están entre los puntos de interferencia. Los puntos de interferencia son los de tangencia de la línea de acción y las circunferencias base.

### Relación de contacto

La relación de contacto  $m_c$  se puede definir de varias maneras; es la razón del ángulo de acción al ángulo de paso; se puede considerar como el número promedio de dientes de contacto para ruedas conjugadas. Una relación de contacto menor que la unidad significa

que un par de dientes dejan de hacer contacto antes de que el par siguiente haya alcanzado su punto inicial de contacto, y la transmisión no es continua [6]

$$m_c = \frac{Z * Pt}{\pi \text{Cos} \varphi} \quad (\text{III.34})$$

Para que se conserve una operación suave y velocidad angular constante, es necesario tener al menos un par de dientes siempre en contacto. Esto se garantiza si la relación de contacto es mayor que la unidad. Aunque hay que tener cuidado porque fácilmente se puede caer en un caso de interferencia en donde los dientes tendrán dificultad al inicio y final del contacto.

### Interferencia

Para evitar la interferencia se debe asegurar que el radio de addendum no exceda un valor máximo posible dado por la siguiente ecuación [13]

$$r_{a(\text{max})p} = \sqrt{r_p^2 + C^2 \text{Sin}^2 \varphi}$$

$$r_{a(\text{max})E} = \sqrt{r_E^2 + C^2 \text{Sin}^2 \varphi} \quad (\text{III.35})$$

### Sentido de giro y presión axial

La presión axial originada por el engranaje helicoidal debe ser contrarrestada por medio de cojinetes apropiados. Depende de cuál sea el elemento motor del engranaje, del sentido del giro y de la inclinación del diente [5].

### III.2.3. ANÁLISIS DE FUERZAS EN ENGRANES HELICOIDALES.

En un diagrama de cuerpo libre de un engrane helicoidal (véase Capítulo V.4), podemos observar la fuerza normal resultante que va dirigida en la línea de acción del diente. Para poder llevar a acabo su estudio, se divide en varias componentes, como se ve en la Figura III-9.

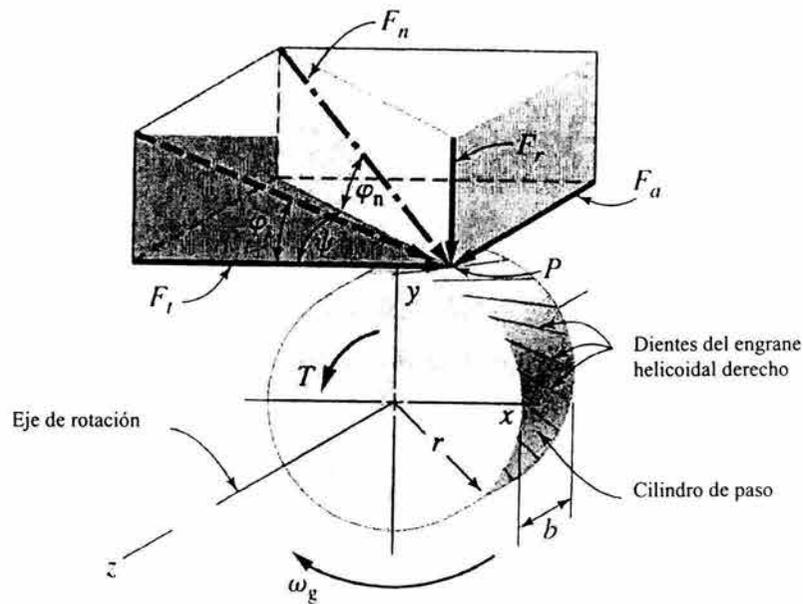


Figura III-9

Resultantes de fuerzas en un diente de engrane helicoidal

**$F_t$ .** La fuerza tangencial es aquella asociada con la transmisión de potencia útil.

**$F_r$ .** La fuerza radial es la componente que puede separar o unir el engrane de transmisión y el piñón, y no tiene ningún propósito de utilidad.

**$F_a$ .** La fuerza axial, es generada por la inclinación helicoidal de los dientes, ésta se transmite sobre los rodamientos de los engranes,

Para el cálculo de la fuerza transmitida, nos basamos en los requerimientos de transmisión de potencia [6]

$$F_t = \frac{33000 * (hp)}{V} \quad (III.36)$$

Donde V es la **velocidad de la línea de paso** en sistema internacional, y se calcula utilizando

$$V = \frac{2 * \pi * r_1 * n_1}{12} = \frac{2 * \pi * r_2 * n_2}{12} \quad (III.37)$$

Para conocer las demás componentes de las fuerzas generadas se deben conocer los ángulos de presión y de hélice y la ya mencionada  $F_t$

$$F_r = F_t * \tan(\varphi_t) \quad (III.38)$$

$$F_a = F_t * \tan(\psi) \quad (III.39)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos(\varphi_n) * \cos(\psi)} \quad (III.40)$$

Para encontrar la potencia transmitida se despeja de la fórmula de torque como se muestra a continuación.

**Torque.**

$$T = \frac{H.P.}{V} * 63000 [lb * in] \quad (III.41)$$

**Potencia transmitida.**

$$H.P. = \frac{TV}{63,000} \quad (III.42)$$

### Ángulo de contacto tangencial

$$\phi = \text{Tan}^{-1} \left[ \frac{\text{Tan} \phi_n}{\text{Cos} \psi} \right] \quad (\text{III.43})$$

### III.2.4. ANÁLISIS DE FALLAS.

Los engranes como toda parte móvil, eventualmente van a fallar a causa del desgaste, lo importante es saber cuando y como va a fallar para que se pueda planear un mantenimiento o cambio de las piezas, así como modificar su diseño.

Dependiendo de caras específicas, velocidades y el tipo de engrane seleccionado, así como materiales, procesos de manufactura, precisión en la misma, detallado en la montura, características en rodamientos y ejes, lubricación e incluso factores ambientales, los engranes son vulnerables a **posibles fallas** por uno o mas factores. El diseño básico del engrane entonces no solo se da por sus características geométricas, si no también para garantizar que no falle. Por tanto hay factores para tener en cuenta.

Algunos engranes solo funcionan en un solo sentido, pero cuando esto no ocurre tenemos posibilidad de falla por fatiga. El filete en la base del diente es un concentrador de esfuerzos, que puede acarrear la dislocación de un diente y perdida total del engrane.

Así mismo se genera un contacto cíclico de Hertz<sup>2</sup>, entre las superficies curvas de los dientes cada vez que repetidamente entran en contacto, haciendo que la fatiga superficial sea una posible causa de falla. Usualmente el piñón menor falla primero, pues sus dientes entran más veces en contacto. La complejidad de las posibles fallas en engranes ha llevado la American Gear Manufacturers Association (AGMA), a categorizar las fallas y crear una nomenclatura estándar para describirlos y prevenirlas.

---

<sup>2</sup> Gustav Ludwig Hertz 1887-1975

### III.2.5. ANÁLISIS DE ESFUERZO POR FLEXIÓN.

La aproximación para designar la resistencia de un diente de engrane helicoidal y uno recto es muy parecida, por lo que presentaremos el desarrollo para engrane recto y luego haremos las modificaciones necesarias.

#### Flexión de diente. Ecuación de Lewis [5]

Un diente de engrane puede ser tratado como una viga en cantiliber sujeto a una carga en el extremo. La primera aproximación fue introducida por Lewis [7] en 1893 y continúa en uso su expresión para el esfuerzo nominal por flexión, en tensión en el filete de la base. Lewis aproxima una parábola inscrita al perfil de involuta del diente, dibujada en forma tangente al filete de la base y con vértice localizado en la intersección del vector de fuerza normal y la línea de centro del diente como se muestra en la Figura III-10

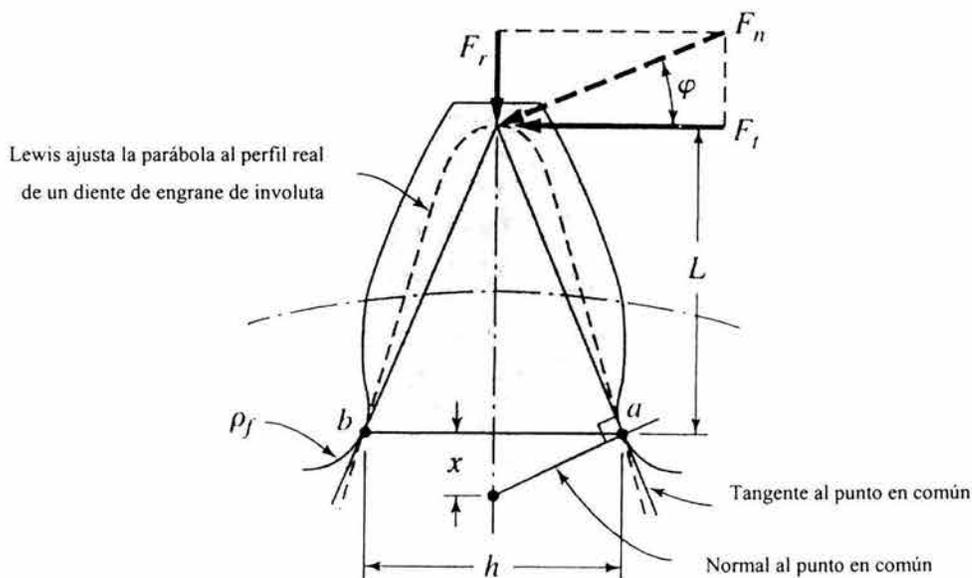


Figura III-10

Ajuste de una parábola al perfil de un diente de engrane.

Asumir una forma parabólica tal, provee una descripción geométrica conservadora para describir el esfuerzo por flexión en un diente de engrane.

Para un diente de espesor  $b$ , el esfuerzo nominal a tracción en el **punto crítico  $a$**  (véase Figura III-10), debido a la fuerza transmitida  $F_t$  es

$$(\sigma_b)_a = \frac{6F_t L}{bh^2} \quad (\text{III.44})$$

Un pequeño y favorable esfuerzo de compresión existe en  $a$ , producido por la fuerza radial  $F_r$ , el pequeño incremento en esfuerzo de compresión en  $b$ , es usualmente ignorado pues es mucho menos serio un esfuerzo de compresión que el de tensión en  $a$ .

Para refinar el cálculo de esfuerzo de estrés a un diente de engrane de involuta, se introduce al desarrollo de Lewis una proporción triangular dada por

$$\frac{h/2}{x} = \frac{L}{h/2} \quad (\text{III.45})$$

donde

$$x = \frac{h^2}{4L} \quad (\text{III.46})$$

Ahora (III.44) queda de la forma

$$(\sigma_b)_{cp-a} = \frac{F_t}{b} \left( \frac{1}{h^2/4L} \right) \left( \frac{1}{4/6} \right) \quad (\text{III.47})$$

Combinando (III.46) y (III.47) y multiplicando por  $\frac{P_c}{P_c}$

$$(\sigma_b)_{cp-a} = \frac{F_t}{b} \left( \frac{1}{x} \right) \left( \frac{3}{2} \right) \left( \frac{P_c}{P_c} \right) = \frac{F_t}{bP_c y} \quad (\text{III.48})$$

donde

$$y \equiv \frac{2x}{3p_c} \quad (\text{III.49})$$

Así queda definida  $y$  como el *factor de forma de Lewis*. Versiones alternas de la ecuación de Lewis escritas en término del paso diametral o modulo se muestran a continuación, que aunque no se utilizarán quedan como apoyo

$$\begin{aligned} (\sigma_b)_{cp-a} &= \frac{F_t P_d}{bY} \\ (\sigma_b)_{cp-a} &= \frac{F_t}{mbY} \end{aligned} \quad (\text{III.50})$$

donde  $Y = \pi y$  es el *factor de forma de Lewis* basado en el paso diametral o modulo. Tanto  $Y$  como  $y$  son funciones de la forma del diente, mas no de su tamaño, por tanto varían con el número de dientes en el engrane.

### **Flexión de diente: Sinopsis de la aproximación refinada de AGMA. [1]**

El método AGMA para diseñar engranes para que no fallen por fatiga de flexión, está basado en la ecuación de Lewis, pero involucra una serie de factores de ajuste empíricos, para tratar de tomar en cuenta los factores de manufactura, ensamble, geometría, carga y variaciones de material. Muchas páginas de tablas y gráficas utilizan esta ecuación, para buscar el factor de corrección adecuado.

La ecuación para esfuerzo por flexión de AGMA se escribe

$$\sigma_b = \frac{F_t P_b}{bJ} K_a K_v K_m K_t \quad (\text{III.51})$$

$K_a$  = Factor de aplicación.

$K_m$  = Factor de montaje.

$K_v$  = Factor dinámico.

$K_I$  = Factor de sentido de presión.

$J$  = Factor geométrico.

$P_d$  = Paso diametral.

$b$  = Ancho del diente.

$F_t$  = Carga tangencial.

La ecuación AGMA descrita (III-51) se debe comparar con la resistencia a la fatiga por flexión, la cual es presentada también por la AGMA y es descrita a continuación

$$S_{ibf} = Y_N R_g S'_{ibf} \quad (\text{III.52})$$

donde:

$S'_{ibf}$  = resistencia a la fatiga de dientes de engranes de acero

[6] tabla 15.10

$Y_N$  = Factor de ajuste de tiempo de vida

[6] Figura 15.28

$R_g$  = Ajuste de confiabilidad de AGMA

[6] Tabla 15.13

### III.2.6. DURABILIDAD SUPERFICIAL

El *esfuerzo de contacto de Hertz* proviene de una aproximación del cálculo de esfuerzo causado por superficies curvas en contacto, como se observa en la Figura III-11.

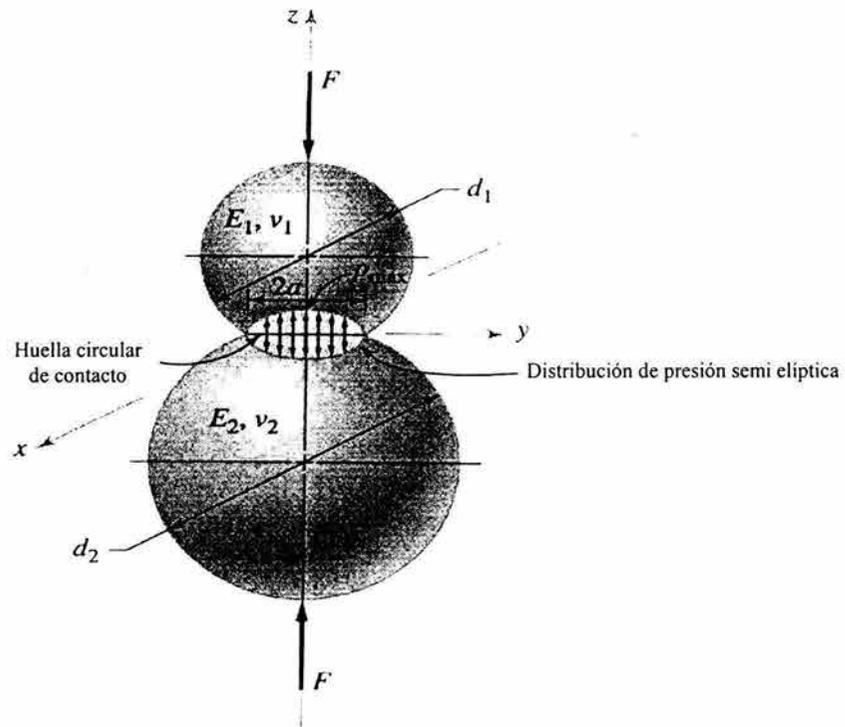


Figura III-11

Dos esferas en contacto con una carga de fuerza F

Para el caso de esferas sólidas con diámetros \$d\_1\$ y \$d\_2\$ presionadas una contra la otra por una fuerza \$F\$, la “huella” de la pequeña área de contacto es circular de radio \$a\$.

$$a = \sqrt{\frac{3F \left[ \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} \right) + \left( \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]}{8 \left( \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}} \quad (\text{III.53})$$

donde

**Módulo de elasticidad para las respectivas esferas** = \$E\_1, E\_2\$

**Módulo de Poisson para las esferas** = \$\nu\_1, \nu\_2\$.

La máxima presión de contacto \$P\_{\text{max}}\$ al centro del área circular de contacto es descrita en la Ecuación III.54

$$P_{\max} = \frac{3F}{2\pi a^2} \quad (\text{III.54})$$

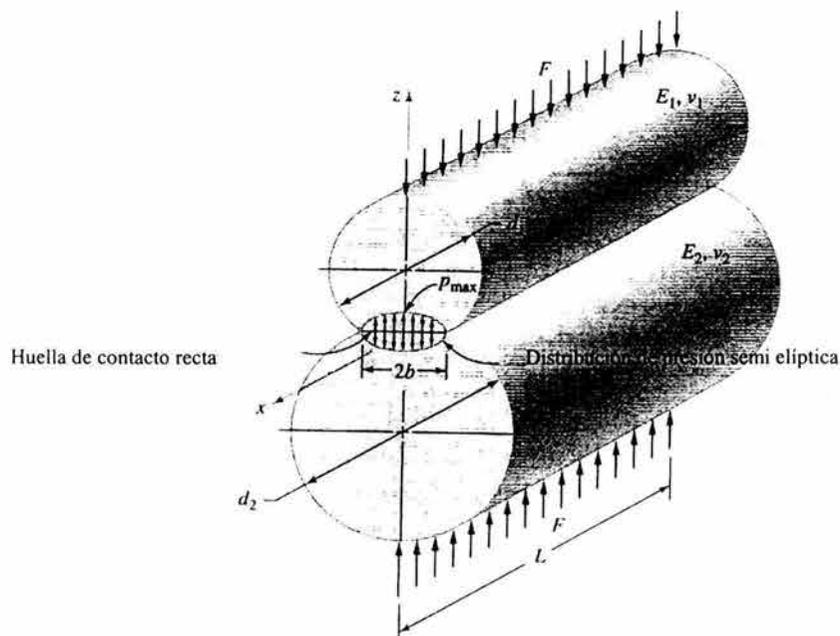
Así los esfuerzos máximos generados en el eje de aplicación de la fuerza, donde son los esfuerzos principales quedan

$$\sigma_1 = \sigma_x = \sigma_2 = \sigma_y = -P_{\max} \left[ (1 + \nu) \left( 1 - \frac{z}{a} \tan^{-1} \frac{a}{z} \right) - \frac{1}{2 \left( \frac{z^2}{a^2} + 1 \right)} \right] \quad (\text{III.55})$$

y el esfuerzo en la dirección de la aplicación de la fuerza se escribe

$$\sigma_3 = \sigma_z = -P_{\max} \left[ \frac{1}{\frac{z^2}{a^2} + 1} \right] \quad (\text{III.56})$$

Con el mismo procedimiento que para las esferas, se trata para dos cilindros, la cual es una mejor aproximación a dos dientes de engranes.



**Figura III-12**

Cilindros en contacto con una carga F

La presión máxima y los esfuerzos principales se describen a continuación

$$P_{\max} = \frac{2E}{\pi bL} \quad (\text{III.57})$$

$$\sigma_1 = \sigma_x = -2\nu p_{\max} \left[ \sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1} - \frac{z}{b} \right] \quad (\text{III.58})$$

$$\sigma_2 = \sigma_y = -p_{\max} \left[ \left( 2 - \frac{1}{\left( \frac{z^2}{b^2} + 1 \right)} \right) \sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1} - 2 \frac{z}{b} \right] \quad (\text{III.59})$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = -p_{\max} \left[ \frac{1}{\sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1}} \right] \quad [6] \quad (\text{III.60})$$

Cuando superficies curvas entran en contacto, como en el caso de dientes de engranes, aparece un esfuerzo triaxial desde la superficie y hacia debajo de ella. Al igual que las ecuaciones en donde se analizan dos cilindros en contacto, y haciendo los ajustes pertinentes, se expresa la ecuación, usando nomenclatura de dientes de engranes que describe la fatiga superficial. [2]

$$\sigma_{sf} = \frac{F_t \left( \frac{2}{d_p \text{Sen}\varphi} + \frac{2}{d_g \text{Sen}\varphi} \right)}{\sqrt{\pi b \text{Cos}\varphi \left( \frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right)}} \quad [6] \quad (\text{III.61})$$

### Aproximación AGMA para durabilidad superficial.

La aproximación AGMA para el diseño de los dientes de engranes para poder soportar la fatiga superficial está basada en la ecuación de esfuerzo de contacto de Hertz, modificada por factores de ajuste.

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_t}{bd_p I} \left( \frac{\cos \psi}{0.95CR} \right) K_v K_o (0.93K_m)} \quad (\text{III.62})$$

$C_p$  = Coeficiente elástico

$F_t$  = Fuerza tangencial

$$I = \frac{\sin \phi \cos \phi}{2} * \frac{R}{R+1} = \text{Factor Geométrico}$$

$R$  = Relación de engranaje

$K_o$  = Factor de aplicación

$K_m$  = Factor de montaje

$K_v$  = Factor dinámico

La resistencia a la fatiga superficial ajustada que corresponde a la durabilidad deseada se describe en la Ecuación III.63

$$S_{sf} = Z_N R_g S_{sf}^* \quad [6] \quad (\text{III.63})$$

$S_{sf}^*$  = Resistencia a la fatiga superficial

$Z_N$  = Factor de ajuste de vida

$R_g$  = Factor de confianza

### III.3. TORNILLOS DE POTENCIA

Los tornillos de potencia son una excelente manera de transformar potencia de un movimiento giratorio a uno longitudinal, el cual es nuestro caso. A continuación se muestra la teoría básica de su funcionamiento y características generales.

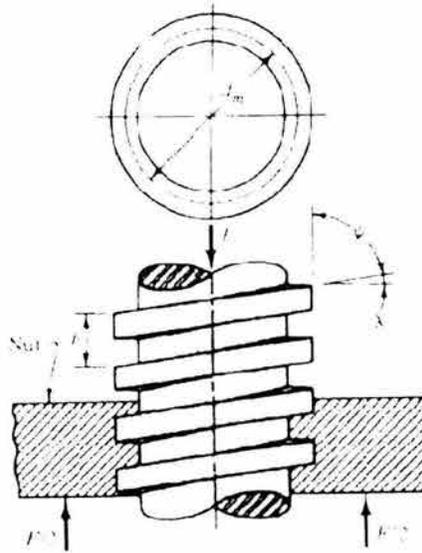


Figura III-13

Un tornillo de potencia y sus características

Donde.

$d$  = Diámetro mayor

$d_p$  = Diámetro de paso

$d_r$  = Diámetro menor

$l$  = Longitud roscada

$$\frac{l}{\text{No.de.hilos}} = \text{Paso}$$

(III.64)

**Torque para elevar el tornillo de potencia**

$$T_R = \frac{Fd_m}{2} \left( \frac{l + \pi\mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) \quad (III.65)$$

**Torque para bajar el tornillo de potencia**

$$T_L = \frac{Fd_m}{2} \left( \frac{\pi\mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \right) \quad (III.66)$$

**La eficiencia general del tornillo**

$$\eta = \frac{Fl}{2\pi T_R} \quad (III.67)$$

**Relación entre torque y potencia**

$$Pot[H.P.] = T[Nm] \frac{rpm}{9.55} \quad (III.68)$$

**III.4. EL METODO DE ELEMENTOS FINITOS**

El método de los elementos finitos es una herramienta muy poderosa, su uso requiere de mucho estudio, quedando fuera del alcance de esta Tesis, aunque existen algunos puntos que debemos mencionar.

### III.4.1. UNA APROXIMACIÓN INTEGRAL AL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS [10]

El Método de Elemento Finito (*MEF*) es una técnica de interpolación para construir espacios de funciones de dimensión finita que "aproximan" a espacios vectoriales de dimensión infinita.

Las limitaciones del razonamiento científico son tales que no pueden captar el comportamiento del complejo mundo que la rodea en una sola operación global. Por ello, una forma natural de proceder de ingenieros, científicos e incluso economistas, consiste en separar los sistemas en sus componentes individuales, o "elementos", cuyo comportamiento pueda conocerse sin dificultad y a continuación reconstruir el sistema original para estudiarlo a partir de dichos componentes.

En muchos casos se obtiene un modelo adecuado utilizando un número finito de componentes bien definidos. A tales problemas los denominaremos discretos. En otros, la subdivisión prosigue indefinidamente y el problema sólo puede definirse haciendo uso de la ficción matemática del infinitésimo. Ello nos conduce a ecuaciones diferenciales o expresiones equivalentes con un número infinito de elementos implicados. A tales sistemas los llamaremos continuos.

Con la llegada de las computadoras digitales, los problemas discretos pueden resolverse generalmente sin dificultad, aún cuando el número de elementos sea muy elevado. Como la capacidad de las computadoras es finita, los problemas continuos sólo se pueden resolver de forma exacta mediante manipulaciones matemáticas, a excepción de casos particulares por ejemplo la viga en cantiliver [10]. En este aspecto, las técnicas matemáticas disponibles suelen limitar las posibilidades a casos extremadamente simplificados.

Los ingenieros suelen enfrentarse al problema en forma intuitiva creando una analogía entre elementos discretos reales y porciones finitas de un dominio continuo. Por ejemplo en

el campo de la mecánica de sólidos se demuestra que se puede obtener soluciones buenas en un problema continuo sustituyendo pequeñas porciones del continuo por una distribución de barras elásticas simples. Así también se pudo demostrar que se pueden sustituir las propiedades del continuo de un modo más directo y no menos intuitivo, suponiendo que las pequeñas porciones del mismo o “elementos” se comportan de una cierta forma simplificada [10].

La existencia de una manera única para abordar los problemas discretos, nos lleva a la primera definición del método de los elementos finitos como procedimiento de aproximación de problemas continuos, de tal forma que:

“El continuo se divide en un número finito de partes (elementos), cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros. La solución del sistema completo como ensamble de los elementos sigue precisamente las mismas reglas que se aplican a los problemas” [10].

El *Principio de Energía Potencial Mínima*, nos dice que “Para sistemas conservativos, de todos los campos de desplazamiento cinemáticamente admisibles, aquellos que corresponden a condiciones de equilibrio extremizan la energía potencial total. Si la condición extrema es un mínimo, el estado de equilibrio es estable” [10]. Recordando que la energía potencial total de un cuerpo elástico se define como la suma de la energía de deformación unitaria total y el potencial de trabajo.

### **III.5. CONCEPTOS ESTADÍSTICOS [14]**

La unidad de enfoque diseñada, incorpora muchos factores, que pueden hacer que su funcionamiento sea diferente al esperado. Para poder controlar todos estos factores, es que se decidió fabricar un prototipo funcional de la unidad de enfoque. Esta unidad prototipo, está sujeta a una fabricación de menor calidad que la del modelo final, y es por eso que los

resultados que este prototipo arroja serán tratados con mucho cuidado. Las mediciones que se tomarán del funcionamiento de la unidad prototipo, deberán dar una idea de cómo funcionará el modelo real, y discretizar las fallas atribuibles a la fabricación y al control. Se necesita hacer un control estadístico de una serie de valores, que son el desplazamiento en el eje óptico de la unida de enfoque, y por otro lado el número de vueltas que de él piñón. No se cuenta con el motor de pasos ni con herramientas de medición capaces de medir más allá de 10 micrómetros.

A continuación se muestran los conceptos estadísticos que se utilizaran en donde  $z$  es el avance en micrómetros y  $n$  es el número de pasos que se avanzó.

### Media.

Mide el avance promedio por paso, al sacar un promedio de los valores obtenidos para cada evento.

$$\bar{\Delta z} = \sum \Delta z \frac{1}{n} \quad (\text{III.69})$$

### Rango

Cada prueba se repetirá varias veces, por lo que no nada más importa el valor promedio de avance por paso si no también el rango de este avance.

### Desviación estándar

La desviación estándar de una variable aleatoria es la raíz cuadrada de la varianza. La desviación estándar describe la diferencia entre el valor esperado y el valor obtenido.

$$\sigma = \sqrt{\sum (\Delta z - \bar{\Delta z})^2 \left(\frac{1}{n}\right)} \quad (\text{III.70})$$

Lo cual nos sirve para poder aproximar el valor de la resolución de la unidad de enfoque de la forma  $\bar{\Delta Z} \pm \sigma$ . La media más o menos la desviación estándar.

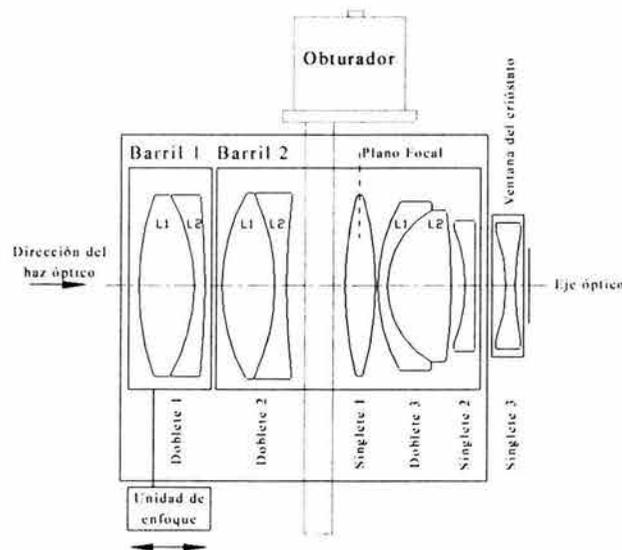
## **IV. DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFOQUE**

El Capítulo IV engloba todo el trabajo creativo de diseño que se realizó para esta tesis, se toman todos los conceptos descritos en el marco teórico y se aplican al proceso de diseño. Se presentarán varias ideas conceptuales y una vez elegida la configuración más adecuada, se presenta el diseño de detalle realizado para terminar con un sistema adecuado para nuestros requerimientos.

### **IV.1. DISEÑO CONCEPTUAL**

El diseño conceptual es la parte del diseño en la que se invierte la mayor cantidad de tiempo, ya que un error cometido aquí no representa mayor costo económico ni de tiempo en los procesos de manufactura, se busca estar completamente seguro de que la configuración propuesta es la adecuada antes de diseñar a detalle.

El objetivo del diseño conceptual es obtener una serie de posibles soluciones para nuestro problema, siempre tomando en cuenta a que se quiere llegar y nunca frenando el proceso creativo por ideas que resulten a primera impresión difíciles de lograr, ya que es de estas ideas surgen los diseños novedosos. Es muy importante tener una idea clara de los elementos que están involucrados para no dejar nada fuera al momento de plantear las posibles soluciones. Se presenta un diagrama de los elementos ópticos montados en la cámara (véase Figura IV-1), el obturador (Shutter) será soportado por la estructura de soporte de OSIRIS, uniéndolo al resto del instrumento.



**Figura IV-1** Elementos ópticos montados en la Cámara  
Documento de especificaciones [3]

Es en base al diseño general del barril antes mostrado, con el que se comienza a trabajar, con el objeto de lograr que el primer doblete se mueva sobre el eje óptico mostrado.

### IV.1.1. CONCEPTOS GENERADOS

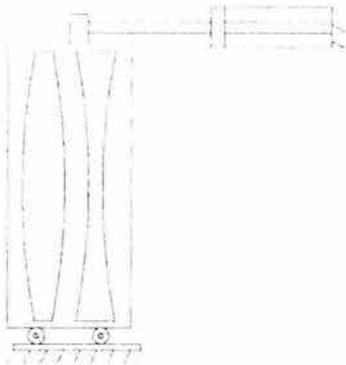
A continuación se presentan propuestas de diseños para la unidad de enfoque.



#### 1. Engrane Cremallera.

El engrane es impulsado por un motor eléctrico que a su vez moverá en forma lineal la cremallera que al estar acoplada al soporte de las lentes conseguirá realizar el enfoque.

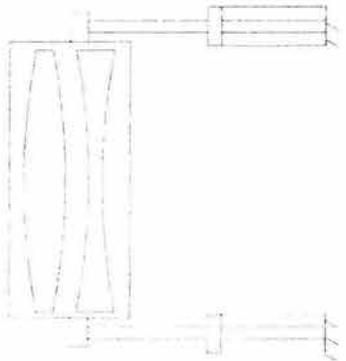
**Figura IV-2** Propuesta Engrane Cremallera



**Figura IV-3** Propuesta Actuador y rodamientos

## 2. Actuador y rodamientos.

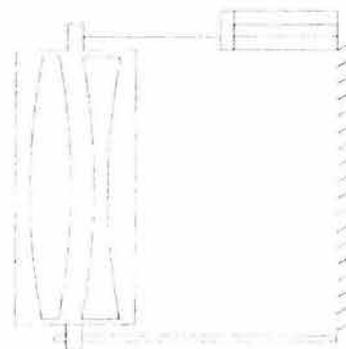
Un actuador neumático, retrae y extiende su brazo que está acoplado al soporte de las lentes, consiguiendo así el movimiento axial. A su vez el soporte rodará sobre una superficie de referencia siendo esta última la que soporta el peso, no el brazo del actuador.



**Figura IV-4** Actuadores.

## 3. Actuadores.

Como la solución anterior pero en este caso el peso del soporte y las lentes, cae sobre los brazos de los actuadores, que en este caso son dos o incluso tres.



**Figura IV-5** Actuador y deslizamiento.

## 4. Actuador y deslizamiento.

Igual que el concepto actuador y rodamiento pero en este caso el peso es cargado por un eje que además guía en forma lineal las lentes para asegurar que su traslado sea efectivamente sobre el eje óptico.

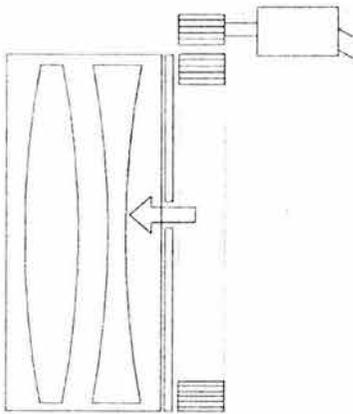


Figura IV-6 Piñón y engrane roscado.

#### 5. Piñón y engrane roscado.

El piñón, impulsado por un motor eléctrico, mueve un engrane que está roscado en su parte interna, esta rosca se acopla a una pieza también roscada que se moverá en forma axial cuando el engrane gire en torno a él. Esta pieza que se moverá en forma axial se acopla a la montura de las lentes, para de esta manera lograr el enfoque.

### IV.1.2. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS

A continuación se mencionan los indicadores que nos pueden llevar a escoger un concepto u otro.

**Ensamble.** La facilidad de ensamble debe ser tal que se pueda garantizar la posición de las lentes de acuerdo a las especificaciones [3]. Las lentes deben ser manipuladas lo menos posible por lo que el ensamble debe considerar la instalación de las lentes. Las lentes no deben girar cuando se muevan a lo largo del eje óptico.

**Resolución.** Las especificaciones [3] definen la resolución del enfoque a 2 micrómetros, lo cual es bastante crítico, por lo que se considera este parámetro como el de mayor atención.

**Momentos.** El soporte de las lentes debe ser tal, que los momentos generados no desalineen las lentes las cuales deben mantener su posición dentro de especificaciones [3].

Deslizamiento. Dependiendo el tipo de sistema que se elija, se deberá pensar en algún tipo de deslizamiento, sobre el cual correrán las lentes, y ayudará a soportar las cargas y evitar los momentos.

Espacio. El espacio para envolver todo el enfoque es limitado y dado por las especificaciones [3], este espacio debe incluir, los elementos motrices y de electrónica.

### IV.1.3. MATRIZ DE DECISIÓN

Se utilizó una matriz de decisión como una herramienta para ayudarnos a decidir cual de los conceptos es el mejor. Se dan calificaciones a cada uno de los indicadores según el criterio del equipo de ingenieros del proyecto, en donde las calificaciones se otorgaron en una escala del 1 al 3 en donde el 3 se da al mejor sistema y el 1 al peor en cada categoría.

<b>OPCIONES</b>	<b>Ensamble</b>	<b>Resolución</b>	<b>Momentos</b>	<b>Deslizamiento</b>	<b>Espacio</b>	<b>TOTAL</b>
1. Engrane Cremallera.	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>10</b>
2. Actuador y rodamientos.	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>10</b>
3. Actuadores	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>1</b>	<b>8</b>
4. Actuador y deslizamiento.	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>1</b>	<b>10</b>
5. Piñón y engrane roscado.	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>12</b>

#### IV.1.4. INTERPRETACIÓN, COMENTARIOS Y CONCEPTO

La matriz arrojó resultados en donde se pueden comparar los diferentes sistemas.

Dada la naturaleza del problema, las diferentes categorías no pueden tener el mismo peso porque las especificaciones que tratan cada una de las categorías son en diferente medida más o menos importantes para el correcto funcionamiento del instrumento.

En general los dos factores que nos llevan a decidir por uno u otro sistema son:

- Precisión
- Espacio

El espacio disponible (véase Figura IV-7)<sup>1</sup>, es muy reducido para optar por un sistema de actuadores neumáticos, además el control de un pistón neumático no permite la precisión en su moviendo como el requerido. Por otro lado el colocar un sistema de engrane cremallera ocupa demasiado espacio, teniendo en cuenta que el engrane propulsor debe ser bastante grande para tener una relación alta y poder alcanzar la precisión requerida.

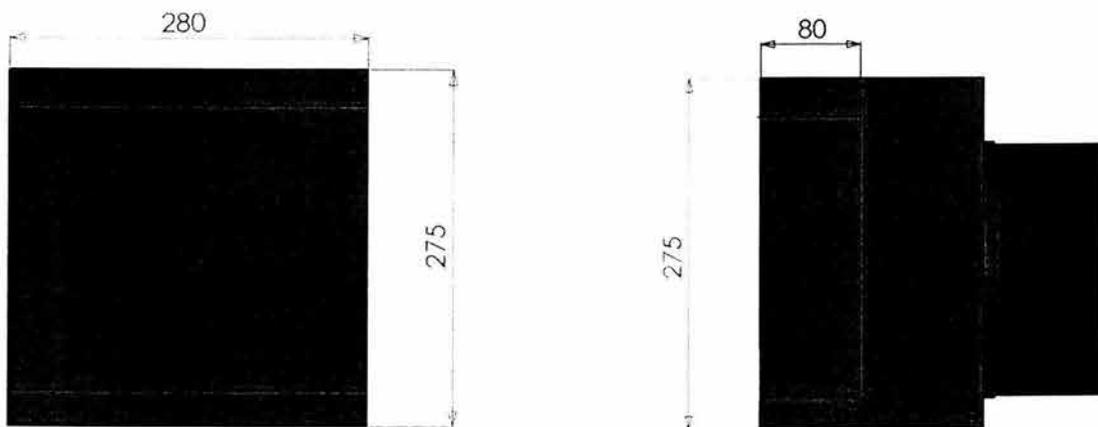


Figura IV-7

Vistas lateral y frontal del espacio disponible para el sistema de enfoque en milímetros

<sup>1</sup> Véase Anexo A

El concepto ha desarrollado queda de la siguiente manera (véase Figura IV-8). Un piñón impulsado por un motor, se acopla a un engrane de mayor diámetro para lograr una reducción en la velocidad, y un aumento en la precisión de movimiento. El segundo engrane es roscado en su interior, estando ésta rosca acoplada a un sistema de empuje que actuará sobre el soporte del doblete de enfoque.

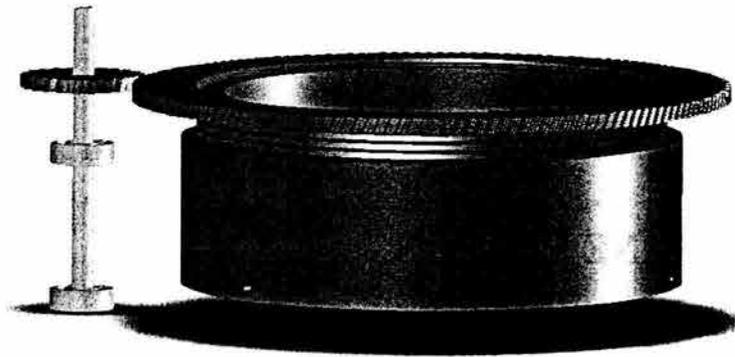


Figura IV-8 Diseño conceptual final

## IV.2. DISEÑO DE DETALLE

Ahora se presenta el diseño de detalle que involucrará la caracterización geométrica del sistema asegurando que durará el tiempo estipulado [3] haciendo su trabajo de forma correcta.

## IV.2.1. CARACTERIZACIÓN GEOMÉTRICA

El proceso de caracterización geométrica del piñón, engrane y tornillo, fue un proceso iterativo, que requirió la generación de una hoja de cálculo<sup>2</sup>. A continuación se muestra el proceso mediante el cual se define la geometría final de las piezas, alcanzando una combinación óptima.

### IV.2.1.1 ENGRANE Y PIÑÓN

La geometría del Engrane y Piñón de la unidad de enfoque debe mantener las siguientes características para lograr un desempeño adecuado. Recordemos que los valores que a continuación se definen, fueron parte de un proceso iterativo realizado en una hoja de cálculo, aunque aquí se presentan sus valores finales. Para mayor información acerca de la nomenclatura y su referencia bibliográfica véase III.2.2.

**Número de dientes.**<sup>3</sup> El número de dientes debe ser tal que se mantenga una relación de engranaje adecuada para lograr la resolución y potencia requerida

$$Z_p = 33$$

$$Z_E = 165$$

**Relación.**

$$\frac{Z_E}{Z_p} = \frac{165}{33} = 5 \quad (\text{IV.1})$$

**Ángulo de hélice = 30°**

---

<sup>2</sup> véase Anexo B

<sup>3</sup> Subíndices P para piñón  
E para engrane

Los valores de ángulo estándar van desde 15 hasta 30 grados siendo los mayores, mejores para una operación suave.

### Sentido de inclinación

Realmente no importa el sentido de inclinación, ya que el sistema de enfoque funcionará girando para ambos lados. Se define que el piñón será de hélice derecha y el engrane viceversa.

### Ángulo de presión normal

$$\varphi_n = 14.5^\circ$$

Fue elegido en base a valores estándar ya que no encontramos razón para buscar otro diferente.

### Ángulo de presión tangencial (véase Capítulo III.2.2)

$$\operatorname{tg} \varphi_t = \frac{\tan \varphi_n}{\cos \psi} = \frac{\tan 14.5}{\cos 30} = 16.62^\circ \quad (\text{IV.2})$$

$$\text{Paso normal} = 24 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{pulgada}} \right].$$

Los pasos mayores a 20 dan mucho mejores resultados para trabajo de alta precisión, aunque reducen la capacidad de transmisión de potencia que para este caso no es factor determinante [13] pp. 627.

### Paso transversal

$$P_t = P_n * \cos \psi = 24 * \cos 30 = 20.78 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{pulgada}} \right] \quad (\text{IV.3})$$

**Addendum y Dedendum**

$$h_a = \frac{1}{P_t} = \frac{1}{20.78} = 0.048 [\text{Pu lg adas}] \quad (\text{IV.4})$$

$$h_f = \frac{1.157}{20.78} = .0556 [\text{pu lg adas}] \quad (\text{IV.5})$$

**Diámetro primitivo**

Los diámetros son una característica muy delicada debido al espacio restringido con que se cuenta (véase Figura IV-15).

$$d_p = \frac{Z_p}{P_t} = \frac{33}{20.78} = 1.588 [\text{pu lg adas}] \quad (\text{IV.6})$$

$$d_E = \frac{Z_E}{P_t} = \frac{165}{20.78} = 7.94 [\text{pu lg adas}]$$

**Diámetro exterior (addendum)**

$$d_{ep} = d_p + 2 * h_a = 1.588 + 2 * 0.048 = 1.684 [\text{pu lg adas}] \quad (\text{IV.7})$$

$$d_{eE} = d_E + 2 * h_a = 7.94 + 2 * 0.048 = 8.036 [\text{pu lg adas}]$$

**Diámetro de base**

$$d_{bp} = d_p - 2 * h_f = 1.588 - 2 * 0.0556 = 1.476 [\text{pu lg adas}] \quad (\text{IV.8})$$

$$d_{bE} = d_E - 2 * h_f = 7.94 - 2 * 0.0556 = 7.828 [\text{pu lg adas}]$$

### Interferencia

La interferencia es un problema que puede surgir cuando uno está buscando reducir los juegos entre dientes. Para evitar la interferencia se debe asegurar que el radio de addendum no exceda un valor máximo posible dado por la Ecuación IV.9 [13].

$$r_{a(\max)P} = \sqrt{r_p^2 + C^2 \sin^2 \phi} = \sqrt{0.794^2 + 4.764^2 * \sin^2 14.5} = 1.433 [\text{Pulgadas}] \quad (\text{IV.9})$$

$$r_{a(\max)E} = \sqrt{r_E^2 + C^2 \sin^2 \phi} = \sqrt{3.97^2 + 4.764^2 * \sin^2 14.5} = 4.145 [\text{Pulgadas}]$$

Comparando con los valores obtenidos de radios exteriores o de addendum (Véase Ecuación IV.7) vemos que no existirá problema de interferencia.

### Distancia entre centros

Este valor ajusta la distancia entre centros (véase Figura IV-9) de los engranes en el diseño conceptual.

$$C = \frac{d_p + d_E}{2} = \frac{1.588 + 7.94}{2} = 4.72 [\text{pulgadas}] \quad (\text{IV.10})$$

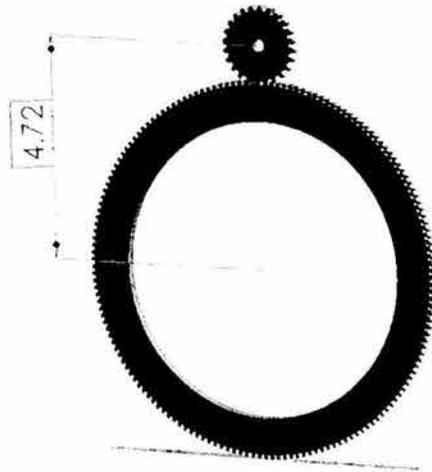


Figura IV-9 Distancia entre centros ajustada en el diseño conceptual

### Longitud de acción y relación de contacto

La longitud de acción  $Z$  es la longitud del segmento de la línea de acción comprendida entre los puntos iniciales y finales de contacto [6] y está dada por.

$$Z = \left( (r_p^2 + h_a^2)^2 - (r_p \cos \varphi)^2 \right)^{1/2} + \left( (r_E^2 + h_a^2)^2 - (r_E \cos \varphi)^2 \right)^{1/2} - C * \text{Sen} \varphi \quad (\text{IV.11})$$

$$Z = \left( (0.794 + 0.048)^2 - (0.794 * \text{Cos}14.5)^2 \right)^{1/2} + \left( (3.97 + 0.048)^2 - (3.97 * \text{Cos}14.5)^2 \right)^{1/2} - 4.764 * \text{Sen}(14.5) = 0.3218 [\text{pulgadas}] \quad (\text{IV.12})$$

### Relación de contacto

Se define como

$$m_c = \frac{Z * Pt}{\pi \text{Cos} \varphi} = \frac{0.3218 * 20.78}{\pi * \text{Cos}14.5} = 2.1985 \quad (\text{IV.13})$$

Para que se conserve una operación suave y velocidad angular constante, es necesario tener al menos un par de dientes siempre en contacto. Esto se garantiza si la relación de contacto es mayor que la unidad. Su significado físico, es que dos pares de dientes están en contacto en todo momento, y el 20% del tiempo un tercer par de dientes entra en contacto. Este número es bastante elevado, esto se debe a que los dientes son bastante pequeños en comparación con la distancia entre centros.

Otros valores que aunque redundantes son definidos individualmente a continuación para facilidad posterior.

### Profundidad de trabajo

$$h_w = \frac{2}{P_t} = \frac{2}{20.78} = 0.0962 [\text{Pulgadas}] \quad (\text{IV.14})$$

**Profundidad total**

$$h_t = \frac{2.157}{P_t} = \frac{2.157}{20.78} = 0.1038[\text{Pulgadas}] \quad (\text{IV.15})$$

donde 2.157 es un factor experimental para un contacto suave [13].

**Sentido de giro y presión axial**

La fuerza axial originada por los dientes del engranaje helicoidal, no deberá generar desplazamiento entre ellos, para evitar este desplazamiento se utilizará algún tipo de cojinete de deslizamiento. El diseño de este elemento depende de cuál sea el motor del engranaje, del sentido del giro y de la inclinación del diente [5].

Para contrarrestar, esta presión se propone y encuentra una solución posteriormente (Véase Capítulo IV-3).

**IV.2.1.2 TORNILLO Y POTENCIA REQUERIDA**

La rosca entre el engrane y la celda del Doblete 1 (véase Figura IV-1) es un elemento de vital importancia en el diseño del sistema de enfoque, principalmente por ser la interfase entre el sistema de engranes y motor con la celda que contiene las lentes de enfoque (Doblete 1). Los factores que determinarán su diseño ya se han discutido (véase Capítulo II.2.), y es la resolución el principal de los factores. Consultando con la persona del IA-UNAM encargada del la electrónica<sup>4</sup> acerca del enfoque en especial del motor de pasos y su control, se llegó a la conclusión de utilizar un motor de 200 pasos para mover el sistema. Se proponen 5 hilos por cm para la rosca, y con esto se calcula la resolución.

---

<sup>4</sup> Rubén Flores  
flores@astroscu.unam.mx

$$Resolución = \frac{\frac{1}{pasosMotor}}{\frac{Relación}{hilosporcm.*100}} = \frac{1}{\frac{200}{5*100}} = 2\mu m. \quad (IV.16)$$

$$Resolución = 2\mu m$$

Los dos micrómetros obtenidos corresponden al doble de la resolución requerida (véase Capítulo V.5.2), lo que deja un factor de seguridad de dos, siendo adecuado al ser la resolución un factor crítico de diseño. Por especificación sabemos que la velocidad axial de enfoque debe ser de 5 segundos por cm así que con la configuración propuesta se calcula la velocidad de giro del motor.

$$5 \frac{seg}{cm} = 12 \frac{cm}{min}$$

$$rpm = \frac{vel.axial * \frac{1}{pasosMotor}}{Resolución * 100} = \frac{12 * \frac{1}{200}}{2 * 10^{-6} * 100} = 300rpm \quad (IV.17)$$

Al verificar con las tablas de funcionamiento del motor propuesto encontramos que 300 rpm (5 rps) son factibles. De las tres líneas de la Figura IV-10 se toma la inferior que corresponde a 24 VCD (Voltios en corriente directa).

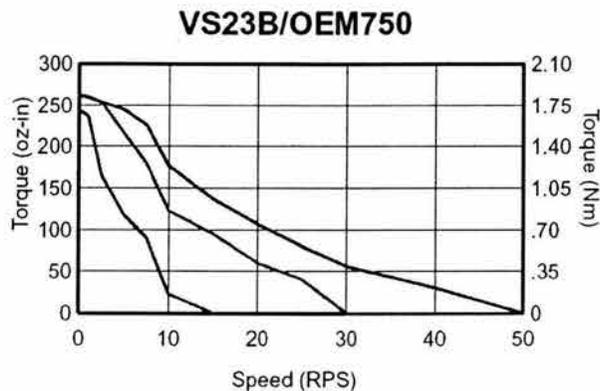


Figura IV-10 Tabla de relación rpm con potencia

para motor de pasos VS23B / OEM 750

Una vez determinado que las revoluciones por minuto necesarias, son posibles de alcanzar, se debe determinar la potencia requerida por el motor, para eso se lleva acabo el siguiente análisis.

Se plantean las dimensiones y características básicas del tornillo, tomando en cuenta que su geometría deberá permitir acoplar y contener las lentes del enfoque. Para comprender mejor los valores mostrados (véase la Figura III-13).

Para obtener la potencia requerida por el motor, se observa el siguiente procedimiento.

#### **Diámetro mayor**

$$d = 156 \text{ [mm]} = 0.156 \text{ [m]}$$

#### **Diámetro de paso**

$$d_p = d - \frac{p}{2} = 15.6 - \frac{0.2}{2} = 15.5 \text{ [cm]} = 15.5 \text{ [mm]} = 0.155 \text{ [m]} \quad (\text{IV.18})$$

#### **Diámetro menor**

$$d_r = d - P = 15.6 - 0.2 = 15.4 \text{ [cm]} = 15.4 \text{ [mm]} = 0.154 \text{ [m]} \quad (\text{IV.19})$$

**Hilos por cm. = 5**

#### **Paso**

$$\frac{1}{\text{No.dehilos}} = \frac{1}{5} = 0.2 \text{ [cm.]} \quad (\text{IV.20})$$

#### **Coefficiente de fricción**

$$\mu = 0.09 \quad [15]$$

### Fuerza aplicada

Carga generada por los resortes.

Constante  $K = 2.711 \left[ \frac{kg}{cm} \right]$  que se multiplica por tres por ser tres resortes funcionando en paralelo.

$$K_r = 2.711 * 3 = 8.133$$

Para el caso de mayor fuerza que es cuando los resortes están totalmente extendidos y se trata de subir la celda se obtiene.

Carga generada por los resortes extendidos 3.23 cm de su posición original.

$$F_R = K * \Delta X = 8.133 * 3.23 = 26.27 [kg]$$

Carga generada por el peso de la celda

$$F_c = 2.6 [kg]$$

Carga y fuerza total que tendrá que mover el motor.

$$F = F_r - F_c = 26.27 - 2.6 = 23.67 [kg] = 232.2 [N]$$

### Torque

Se obtiene el torque necesario para mover la carga aplicada en contra de la gravedad simulando el caso crítico.

$$T_R = \frac{Fd_m}{2} \left( \frac{l + \pi\mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) \quad (\text{IV.21})$$

Substituyendo en la Ecuación IV.21

$$T_R = \frac{232.7 * 0.154}{2} \left( \frac{0.002 + \pi * 0.09 * 0.154}{\pi * 0.154 - 0.09 * 0.002} \right) = 1.68 [Nm]$$

$$T_R = 1.68 * 8.825 = 14.89 [lb * pu \lg]$$

### Eficiencia

La eficiencia general del tornillo se calcula a continuación.

$$\eta = \frac{Fl}{2\pi T_R} = \frac{232.27 * 0.002}{2 * \pi * 14.89} = 0.0049 \quad (\text{IV.22})$$

$$\eta = 0.49\%$$

La eficiencia es bastante baja esto se debe al diámetro tan grande del tornillo, característica que en este caso es necesaria por la aplicación, y debido a que el elemento no está diseñado para transmitir fuerzas.

El torque requerido por el tornillo en conclusión es de

$$T_R = 14.89 [lb * pu \lg]$$

Debido a la relación de engranaje propuesta previamente, el torque requerido por el motor es la quinta parte del valor mencionado.

$$T_m = \frac{T_R}{\text{Relación}} = \frac{14.89}{5} = 2.97 [lb * pu \lg] \quad (\text{IV.23})$$

Calculando la potencia

$$Pot = T \frac{rpm}{9.55} = 0.3365[Nm] * \frac{300}{9.55} = 10.57[W] = 0.014177[HP] \quad (IV.24)$$

Potencia requerida por el motor = 0.014177 [HP]

En base a la potencia requerida (Véase Ecuación IV.24) y el espacio disponible [3] se concluye utilizar el motor de pasos siguiente. OEM750 / OEM750X Size 23 Frame Micro stepping drive de Industrias PARKER <sup>5</sup> Cuyo funcionamiento se muestra en la Figura IV-10.

## IV.2.2. MOVIMIENTOS RELATIVOS Y RODAMIENTOS

El diseño del sistema de enfoque, presenta una serie de movimientos relativos entre piezas en contacto, generando fuerzas que deben ser consideradas dentro del diseño de detalle. Se presentan a continuación los problemas generados y algunas soluciones propuestas.

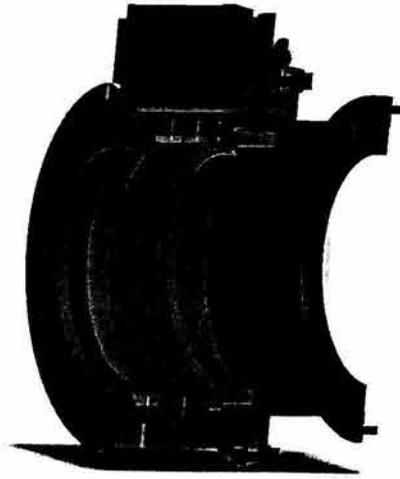
### IV.2.2.1 DESCRIPCIÓN DE PROBLEMAS Y POSIBLES SOLUCIONES

El barril de la cámara de OSIRIS, consta de tres partes fundamentales que se desplazan entre ellas y que son de nuestro interés. La unidad de enfoque tiene tres partes (véase Figura IV-11) con movimientos relativos entre ellos, por lo que hacen falta rodamientos

---

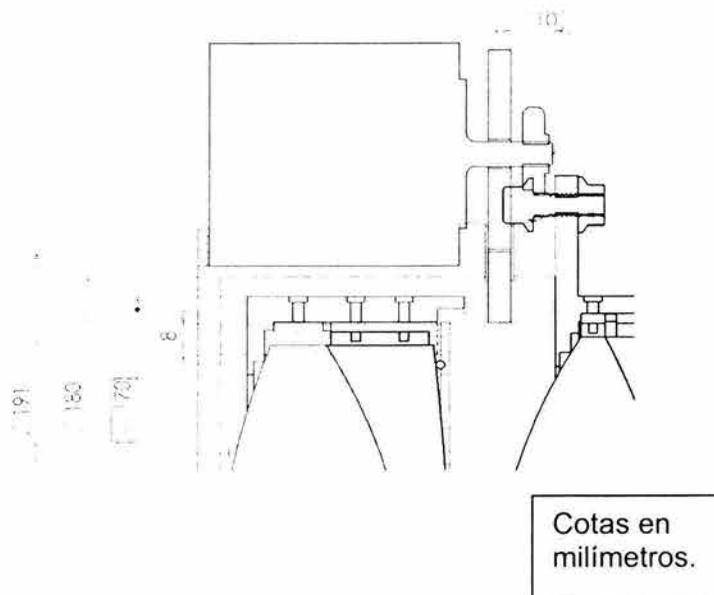
<sup>5</sup> www.Parker.com

para que el contacto y movimiento sea eficiente. Por la naturaleza del instrumento el espacio para colocar dichos rodamientos es limitado (véase Figura IV-12).



**Figura IV-11** Partes de la unidad de enfoque

Se observa en color rojo las partes fijas (Motor, Celda, etc.) En color azul, las partes giratorias que desplazarán las partes verdes en un movimiento axial respecto las partes fijas y sobre su eje mecánico.



**Figura IV-12**

Espacio disponible para rodamientos o deslizamientos

### Descripción del problema (a)

El sistema de engranes tiene fuerzas axiales, por lo que se requiere de un rodamiento que permita al engrane girar libremente pero sin desplazarse sobre su eje. (véase Capítulo IV.2.1 Sentido de Giro y presión axial)

### Solución propuesta

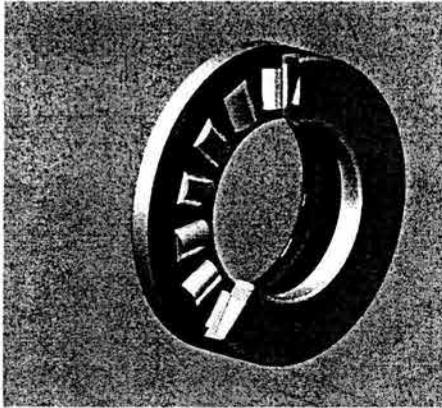
Se propone utilizar un rodamiento que irá acoplado a la cara del engrane helicoidal, (véase la Figura IV-14). Como se menciona el espacio es limitado por lo que el rodamiento deberá estar dentro de un intervalo de tamaños (véase Tabla IV-1).

<b>Tabla IV-1</b>	
Espacios disponibles para soluciones	
$\varnothing_{\text{ext.}}$	$185 \pm 5$ [mm]
$\varnothing_{\text{int}}$	$157 \pm 2$ [mm]
Espesor 10 [mm], o menor	

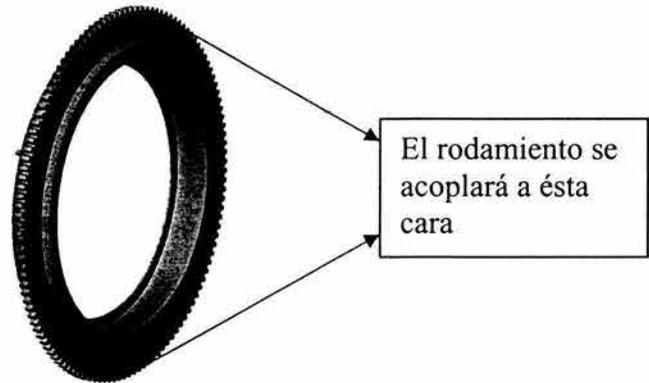
Buscando en catálogos de rodamientos [16] el que mejor se adapta a nuestras necesidades es el

- Cylindrical roller thrust bearing – single direction  
Referencia: 81130 de SKF (véase Figura IV-13)

El cual se puede ver en la Figura IV-13, junto con el lugar donde se piensa acoplar al engrane en la Figura IV-14.



**Figura IV-13** Rodamiento SKF



**Figura IV-14** Engrane

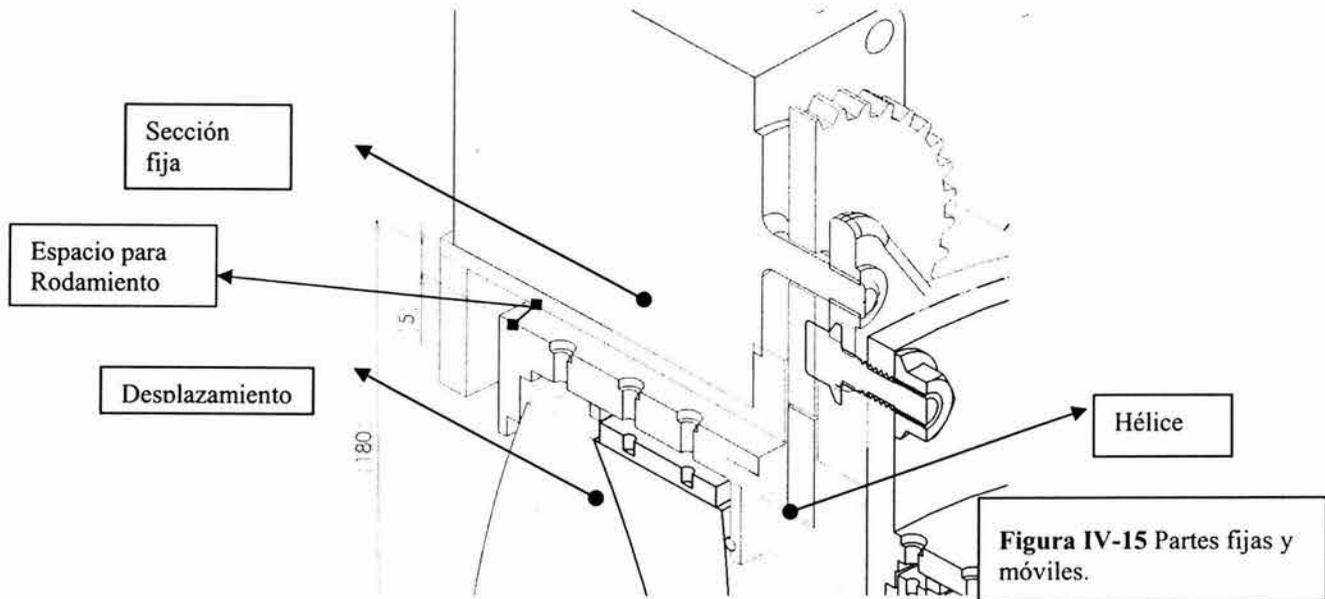
El principal problema de este rodamiento es el espesor, que para los diámetros requeridos es mayor, de lo especificado (véase Tabla IV-1). La potencia transmitida es baja, con respecto a los intervalos que el rodamiento especifica.

<b>Tabla IV-2</b>	
Requerimientos de transmisión para el enfoque	
Fuerza axial:	
	306.2 N
Torque transmitido:	
	2.1 Nm.

### **Descripción del problema (b)**

El sistema de enfoque se desplazará en forma concéntrica respecto al barril como se muestra en la Figura IV-15. Se necesita de un sistema que permita el deslizamiento del enfoque, sin que éste genere momentos o fricciones innecesarias.

El barril tiene un radio interno de 180 mm y entre ellos hay 5 mm para colocar algún elemento que nos pueda ayudar.



### Soluciones propuestas.

- b.1 Rodamientos para movimientos de traslación.
- b.2 Cojinetes de deslizamiento.

#### b.1

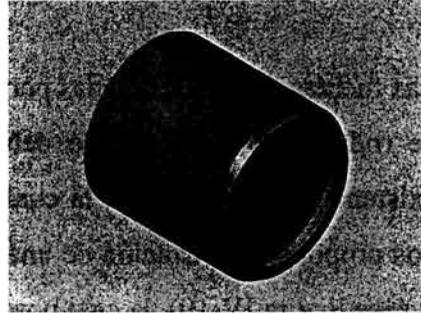
Hemos contemplado la idea de colocar un rodamiento. Los Rodamientos de casquillo de bolas (Slide Bush), podrían ser una opción, aunque estos solo se encuentran para diámetros internos pequeños (menores a 5 cm [16]).



Figura IV-16 Slide Bush SKF

**b. 2**

Nuestra segunda opción podría ser un cojinete de deslizamiento, ya que la carga del enfoque no es muy grande (Véase Tabla IV-3), y la velocidad de desplazamiento tampoco es alta (Véase Tabla IV-3).



**Figura IV-17** Cojinete de deslizamiento

En esta solución hay que tomar en cuenta el factor de fricción, que aumenta los requerimientos del motor.

<b>Tabla IV-3</b>
Carga que moverá el motor
Carga 30 K <sub>f</sub>
A 6 cm por minuto

### IV.2.2.2 SOLUCIÓN DE LOS PROBLEMAS

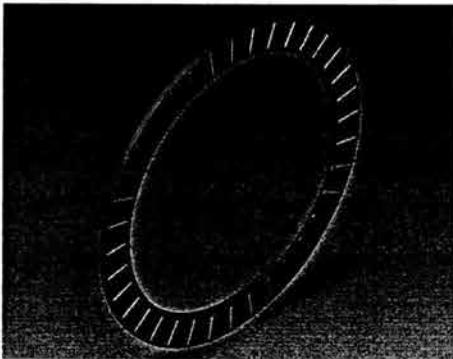
Para plantear los problemas mencionados y sus posibles soluciones, se interactuó con el equipo de ingeniería de SKF México<sup>6</sup> esperando encontrar algún producto dentro de su línea que nos pudiera ayudar.

<sup>6</sup> SKF de México S.A. de C.V.  
 Aut. México-Puebla No. 1103, Km. 125. Col. Zona Industrial Nte.  
 C.P. 72270, Puebla, Pue. México.  
 Tel: +52-222-229 49 00, Fax: +52-222-229 49 53  
 Lada sin Costo (01 800 849 8911)      www.skf.com.mx

**Solución del problema (a)**

Las fuerzas axiales generadas por el engrane helicoidal, deben ser soportadas por algún tipo de rodamiento, el cual solo debe ser colocado en una de las caras del engrane por la existencia de la precarga, la cual mantendrá pegado el engrane a dicho rodamiento, SKF nos propone la utilización de una corona axial de agujas (No. catalogo AXK 160200) [16] (véase Figura IV-19), la cual posee las características tanto geométricas como de capacidad de carga necesarias.

En las Figuras IV-19 y IV-20 se presenta una representación en CAD de la corona axial y su posición de montaje respecto al engrane.



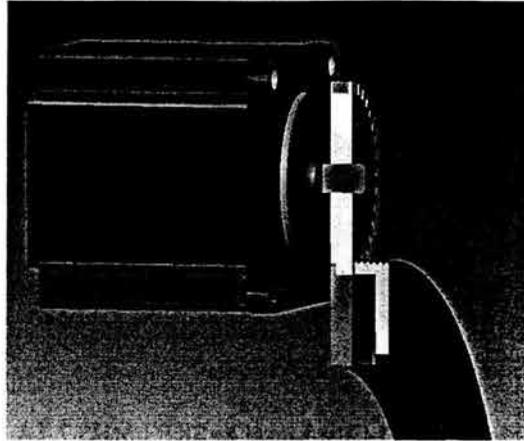
**Figura IV-18** Corona axial de agujas



**Figura IV-20** Posición de montaje de la corona de agujas

La corona axial necesita de una arandela axial, y una arandela de alojamiento para su correcto funcionamiento, la arandela axial se elige a través del catálogo de SKF [16] (AS 150190). Y la arandela de alojamiento se fabricará especialmente para integrarse al diseño general del enfoque<sup>7</sup>.

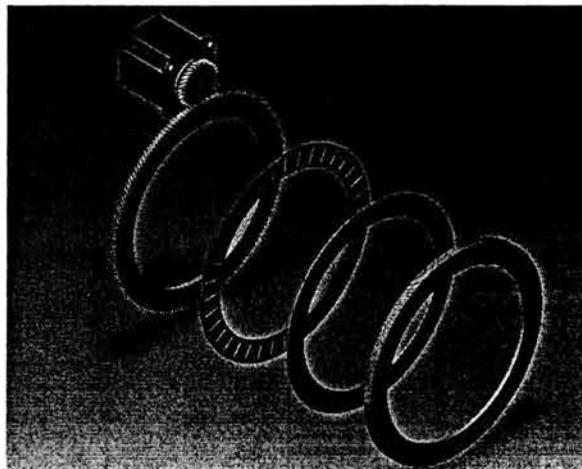
<sup>7</sup> véase Anexo C Plano de fabricación del prototipo.



**Figura IV-19**

Ensamble final de engrane rodamiento arandela y alojamiento

Así obtuvimos una composición final de los engranes con el rodamiento, arandela y alojamiento (véase Figura IV-20 y IV-21), quedando solucionados nuestros problemas de movimientos relativos.

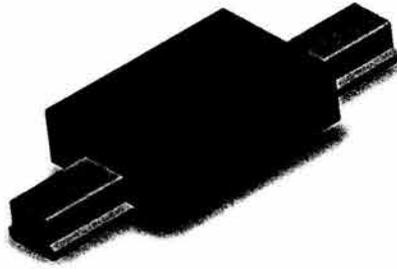


**Figura IV-20**

Despiece de los elementos que soportan las fuerzas axiales.

### **Solución del problema b.**

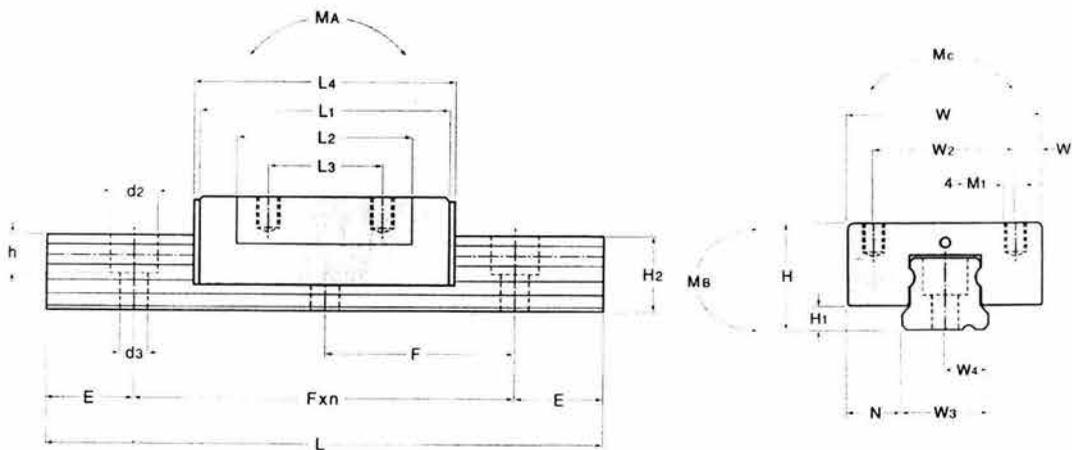
El personal de ingeniería de SKF, nos recomendó su línea de guías lineales para resolver nuestro segundo problema de desplazamiento. En la Figura IV-22 se muestra una representación CAD de la guía lineal.



**Figura IV-21** Guía Lineal de SKF LMHS 7 TA

De toda la gama de guías lineales, se seleccionó la designada (LMHS 7 TA) [17], que por sus dimensiones puede ser alojada en el espacio disponible referido anteriormente. (véase Figura IV-15).

Aplicando el diseño por ensamble, se evita colocar tres guías como fue recomendado por SKF, ya que la alineación de los tres ejes de las guías sería una tarea muy cara, y una sola guía es capaz de soportar el peso de la unidad de enfoque, como se demuestra a continuación. Los momentos serán designados de acuerdo a la Figura IV-23



**Figura IV-22** Momentos soportados por Guía Lineal SKF LMHS 7 TA [17]

Teniendo en cuenta que el peso del componente de enfoque que soportará la guía es de aproximadamente 3 Kg calculamos los momentos que tendrá que soportar.

$$M_A = 0.085[m] * 29.4[N] = 2.5[Nm] \quad (IV.25)$$

$$M_B = 0.085[m] * 29.4[N] = 2.5[Nm] \quad (IV.26)$$

$$M_c = 0 \quad (IV.27)$$

Comparando con los valores máximos obtenidos de la tabla de propiedades (véase Figura IV-26)

$$M_A = 5.2[Nm]$$

$$M_B = 4.9[Nm]$$

$$M_c = 5.2[Nm]$$

Por consiguiente la guía lineal SKF LMHS 7 TA, es la adecuada para resolver nuestro problema de desplazamiento.

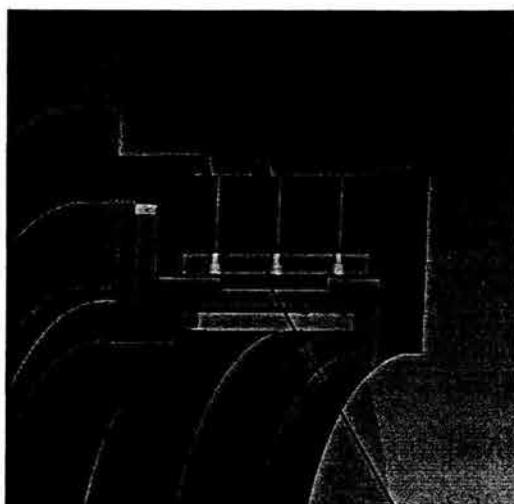
El ensamble final con la guía lineal queda ilustrado en la Figura IV-24, con sus tres componentes principales, la celda exterior, la celda del doblete de lentes de enfoque y la guía lineal recién descrita.



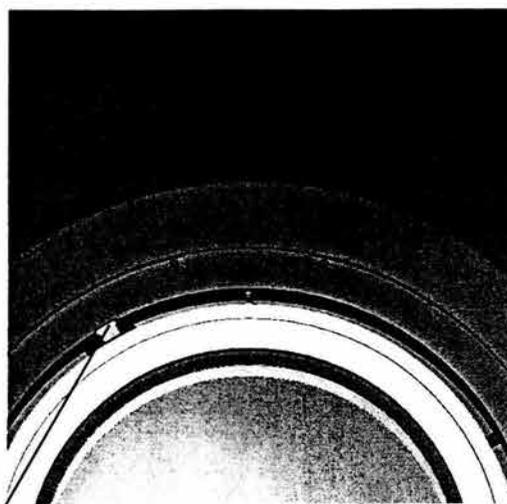
**Figura IV-23**

El ensamble del barril 1 con la celda del barril 1 unidos por la guía lineal

También ya ensambladas los tres componentes, son mostradas en las Figuras IV-25 y IV-26 siguientes, ilustrando su posición final y dando una idea de su funcionamiento.

**Figura IV-24**

Corte que muestra la guía lineal en su lugar

**Figura IV-25**

Posición final de la guía lineal

Guía Lineal

### IV.2.3. CARGA MÁXIMA Y VIDA ÚTIL

Como hemos podido ver en las Figuras IV-25 y IV-26 el ensamble del barril será una tarea bastante complicada, no nada más por la dificultad de acceder a las diferentes partes que lo conforman, si no además por la delicadeza de su óptica y la precisión requerida en su montaje. Es por esta razón que las partes móviles sujetas a desgaste deberán estar calculadas para soportar una determinada carga útil y hacer durante suficiente tiempo que su remplazo entre dentro de los paros programados para mantenimiento.

#### IV.2.3.1 CÁLCULO ANALÍTICO DE ESFUERZO POR FLEXIÓN

Los dientes de los engranes estarán sujetos a cargas propias de la naturaleza de su trabajo, por lo que se realizarán cálculos para garantizar que soportarán con éxito dichas cargas.

### Para el engrane mayor

Como se mencionó en capítulo III el esfuerzo mayor que podría llevar a la ruptura, se concentra en la base del diente y es generada principalmente por la fuerza tangencial.

Considerando el diente como una viga en cantiliver de perfil parabólico, se calculan las fuerzas que deberá soportar el diente y para ello se calculan los siguientes factores.<sup>8</sup>

### Paso

$$P = P_n \cos \varphi = 24 * \cos 30 = 20.78 \frac{1}{Pu \lg} \quad (IV.28)$$

### Revoluciones por minuto

$$n = \frac{300 rpm}{5} = 60 rpm \quad (IV.29)$$

### Velocidad de paso

$$v = \frac{\pi d_p n}{12} = \frac{\pi * 7.9385 * 60}{12} = 124.69 [fpm] \quad (IV.30)$$

### Relación potencia, velocidad de paso torque

$$T = \frac{H.P.}{V} * 63000 [lbpu \lg] \quad (IV.31)$$

$$H.P. = \frac{TV}{63,000} = \frac{7.5 * 60}{63,000} = 7.14e - 3 [HP]$$

<sup>8</sup> Ecuaciones referenciadas y explicadas en el Capítulo III.

Esta potencia es diferente a la requerida calculada en la Ecuación IV.24 debido a que no es la requerida si no la entregada por el motor que será mayor por motivos de factores de seguridad y perdidas por fricción no calculadas pero esperadas.

#### Fuerza tangencial o transmitida

$$F_t = \frac{33,000 * H.P.}{v} = \frac{33,000 * 7.14e-3}{124.69} = 1.8895 [lb_f] \quad (IV.32)$$

#### Ángulo de presión.

$$\phi = \tan^{-1} \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} = \tan^{-1} \frac{\tan 14.5}{\cos 30} = 16.62^\circ \quad (IV.33)$$

#### Fuerza radial, axial y normal

$$F_r = F_t \tan \phi = 1.8895 * \tan(16.62) = 0.564 [lb_f] \quad (IV.34)$$

$$F_a = F_t \tan \psi = 1.8895 * \tan(30) = 1.091 [lb_f] \quad (IV.35)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \phi_n \cos \psi} = \frac{1.89}{\cos 14.5 * \cos 30} = 2.25 [lb_f] \quad (IV.36)$$

El esfuerzo por flexión es calculado con.

$$\sigma = \frac{F_t P_t}{bJ} K_a K_v K_m K_t \quad [1] \quad (IV.37)$$

Donde las constantes son

$K_a = 1.00$  para movimiento uniforme generado por motor eléctrico.

$K_m = 1.3$  montaje de precisión.

$K_v = 1.05$  para baja velocidad.

$K_l = 1.42$  por flexión en ambos lados.

$P_d = 20.78$

$b = 0.196$  [pulg.]

$F_t = 1.89$  [lb]

$J = 0.58$  para 14.5 grados de adendum.

[6]

Sustituyendo en (IV.38)

$$\sigma = \frac{1.89 * 20.78}{0.19685 * 0.58} * 1 * 1.05 * 1.3 * 1.42$$

**Resultado analítico**

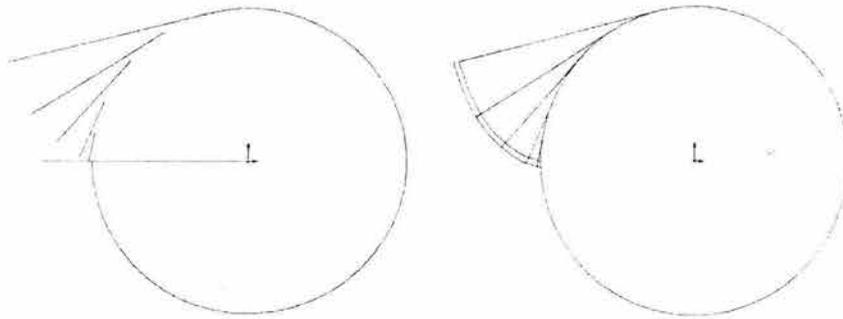
$$\sigma = 666.41 [psi]$$

### IV.2.3.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS POR FLEXIÓN POR ELEMENTOS FINITOS.

El proceso para calcular el esfuerzo máximo en el diente, comenzó con el dibujo del perfil del diente. Para este fin y como el trabajo se realizó en un ambiente tridimensional, se eligió el software SolidWorks 2003<sup>9</sup> para el dibujo.

Se generó un perfil, con la intersección de dos involutas del círculo base del engrane mayor, y el círculo exterior de trabajo, como se muestran en la Figura IV-26

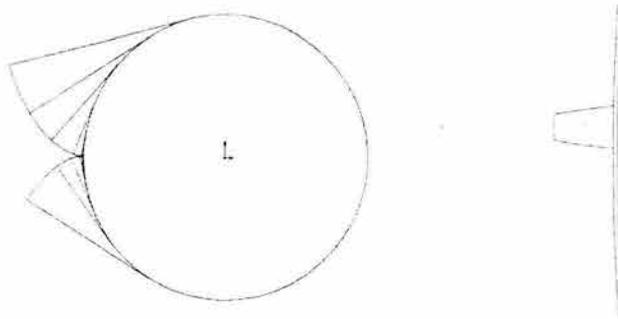
<sup>9</sup> © 2003 SolidWorks Corporation  
www.solidworks.com



**Figura IV-26**

Generación de curva de involuta. Es descrita por una cuerda imaginaria que se va desenrollando del perímetro del círculo.

Se realiza otra vez todo el perfil de la involuta pero hacia el otro lado los puntos de intersección, describen el contorno del diente siguiendo los pasos mostrados en la Figura IV-28.

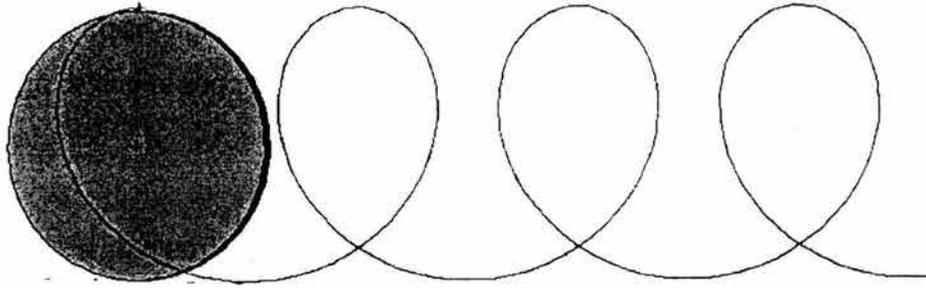


**Figura IV-27**

Intersección de perfiles de involuta y Perfil de diente de engrane generado por involuta.

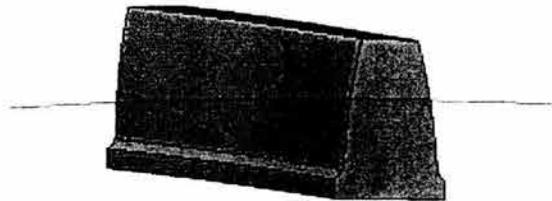
Se eliminan todas las líneas auxiliares y se realizan los filetes necesarios con radios de 0.37 mm [6].

Una vez obtenido el perfil apropiado, se realiza una extrusión siguiendo un fragmento de hélice como el mostrado en la Figura IV-29.



**Figura IV-28**  
Patrón helicoidal

Se busca la línea de aplicación de la carga la cual fue encontrada dibujando la línea helicoidal que originalmente sigue el diente pero en una de sus caras de contacto, mostrada en la Figura IV-30.



**Figura IV-29**  
Diente para el modelado y línea de aplicación de la carga.

La línea de aplicación de la carga no es una línea recta, como ya se explicó sigue un patrón helicoidal lo que hace que el patrón de contacto en un engrane helicoidal tenga la forma mostrada en la Figura IV-30 y por esta razón su transmisión de movimiento es mucho más suave que otro tipo de engranes.

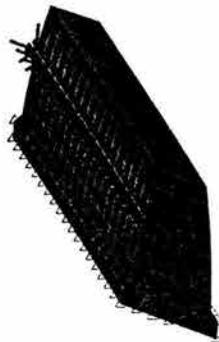
Con la ubicación de la línea de aplicación de la carga concluye la parte del proceso de modelado de SolidWorks, así se exporta el sólido al paquete de cálculo de elementos finitos ALOGOR.<sup>10</sup>

<sup>10</sup> Algor Products 150 Beta Crive Pittsburg PA USA.  
www.Algor.com

Se dividió el diente en elementos cuadriláteros de ocho nodos, con la función de auto mallado de ALGOR, pero se necesitó corregir algunos detalles que hacía algo dudoso el funcionamiento de la malla, sobre todo en aspectos de simetría, por lo que se prefirió hacer el mallado en forma manual.

Una vez generada la malla, se definieron las condiciones de frontera, restringiendo los grados de libertad del modelo, de acuerdo con los supuestos teóricos ya mencionados en el Capítulo IV.2.3.1, el modelo debe restringirse en la base, para obtener así el equivalente a una viga en cantiliver. Las restricciones se realizan en las tres direcciones.

Se localiza la línea de aplicación de la fuerza, y se aplican las tres componentes de las fuerzas mencionadas en las Ecuaciones IV-34, IV-35 y IV-36 Obteniendo un modelo como el mostrado en la Figura IV-31.



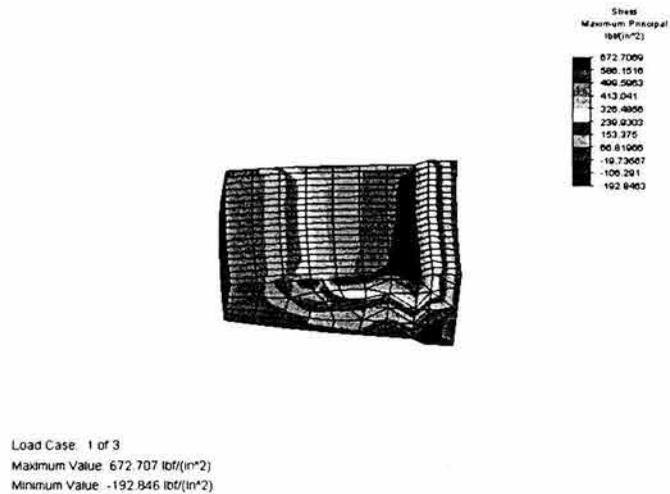
**Figura IV-30**

Modelo del diente de engrane helicoidal con restricciones de frontera y fuerzas aplicadas.

Se corre el programa en donde podemos ver los esfuerzos que van a actuar sobre el diente así como desplazamientos en el mismo.

### IV.2.3.3 INTERPRETACIÓN Y SELECCIÓN DE RESULTADOS

En la Figura IV-32 se muestra el resultado de la simulación de esfuerzo máximo principal, así como este el paquete ALGOR nos arroja varios resultados tanto de criterios como de desplazamientos no solo en imágenes si no también videos que ayudan a la visualización. Como toda simulación numérica es importante no dejarse llevar por las gráficas impresionantes, y detenerse un momento a analizar los resultados numéricos y ver si ellos tienen la coherencia de un resultado apegado a la realidad.



**Figura IV-31**

Esfuerzos máximos principales por el modelado de elementos finitos

#### Resultado numérico

$$\sigma = 672.7 [psi]$$

$$\sigma = 4.63 [MPa]$$

Como se puede observar el valor del cálculo analítico (véase Capítulo IV.2.3.1) y el numérico, son muy similares y merecen ser comparados, para lo cual referirse al Capítulo VI.1.

Para comparar el cálculo analítico con el numérico debemos tener muy claro qué es lo que se está calculando para cada caso.

El software calcula varios criterios como el de Tresca o Von Mises, además de los esfuerzos principales, los criterios como el de Von Mises que se explica en el marco teórico

(véase Capítulo III.6), es un criterio para predecir una falla por tensión uni-axial, el cual no es nuestro caso.

Por otro lado el resultado del esfuerzo máximo principal representa los esfuerzos máximos en un sistema de ejes tal, que no existen cortantes, se observa que el máximo esfuerzo es en la base del diente y donde está sometido a tracción. Así entonces se toma el esfuerzo máximo principal para ser comparado con la resistencia a la fatiga por flexión, la cual es presentada también por la AGMA, y se muestra a continuación.

$$S_{ibf} = Y_N R_g S'_{ibf} \quad (IV.38)$$

Donde, los datos se obtienen de [6] pp. 596 Fig 15.25

### **Resistencia a la fatiga de dientes de engranes de acero**

$$S'_{ibf} = 39.26 \text{ [ksi]}$$

$$S'_{ibf} = 6.8 \text{ [mPa]}$$

Para calidad 2, con control de todos los factores críticos, en la fabricación del material, acero 4130, de dureza Brinell 217 [12]

### **Factor de ajuste de tiempo de vida**

$$Y_N = 0.8$$

Para 8 años de operación, 24 horas al día aproximadamente  $10^{10}$  ciclos.

### **Ajuste de confiabilidad de AGMA**

$$R_g = 0.8 \quad \text{Para confiabilidad del 99 \%}$$

Sustituyendo en la Ecuación IV-39

$$S_{ibf} = 0.8 * 0.8 * 39.26e3$$

$$S_{ibf} = 25.126[ksi]$$

Comparando con el resultado numérico de la página 85 de este Capítulo

$$\sigma = 672.7[psi]$$

### Factor de seguridad

$$n_{ex-1} = \frac{S_{ibf}}{\sigma_b} = \frac{25126}{672.7} = 37.35 \quad (IV.39)$$

No realizaremos estos mismos cálculos para el piñón. Aunque por su naturaleza, estará sujeto a mayores esfuerzos, no serán mayores a un 30% [13] de su contraparte mayor, y como se observa en los resultados, está sobre diseñado para fines de transmisión de potencia.

## IV.2.4. DURABILIDAD SUPERFICIAL

La naturaleza de los engranes hace que el desgaste de la superficie sea considerable, por tanto es necesario conocer la vida útil de los engranes.

**Aproximación AGMA para durabilidad superficial.**

Se calcula para el piñón ya que sus dientes entrarán en contacto cinco veces más que los del engrane [13]

$$\sigma_H = Cp \sqrt{\frac{F_t}{bd_p I} \left( \frac{\cos \psi}{0.95CR} \right) K_v K_o (0.93K_m)}. \quad (IV.40)$$

Donde las constantes

$$\begin{aligned} Cp &= 2.3e3 [psi] \\ Ft &= 1.8895 [lb_f] \\ b &= 0.19685 [in] \\ d_p &= 1.5877 [in] \end{aligned} \quad [13]$$

$$I = \frac{\sin \phi \cos \phi}{2} * \frac{R}{R+1} = \frac{\sin 14.5 \cos 14.5}{2} * \frac{5}{5+1} = 0.101 \quad (IV.41)$$

y los factores de velocidad, sobrecarga y montaje son [13]

$$\begin{aligned} K_v &= 1.2 \\ K_o &= 1.0 \\ K_m &= 1.3 \end{aligned}$$

Calculando la relación de contacto

$$\begin{aligned} CR &= \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - C \sin \phi}{Pb} \\ CR &= \frac{\sqrt{0.842^2 - 0.73819^2} + \sqrt{4.0174^2 - 3.9136^2} - 4.763 \sin 14.5}{0.1511} \\ CR &= 0.7827 \end{aligned} \quad (IV.42)$$

Sustituyendo en la Ecuación IV-41

$$\sigma_H = 2.3e3 \sqrt{\frac{1.8895}{0.1968 * 1.587 * 0.101} \left( \frac{\cos 30}{0.95 * 0.7827} \right) 1.2 * 1.0 * (0.93 * 1.3)}$$

$$\sigma_H = 23139 [\text{psi}]$$

Para obtener el factor de seguridad se compara con la resistencia a la fatiga superficial ajustada, que corresponde a la durabilidad deseada, se describe a continuación.

$$S_{sf} = Z_N R_g S'_{sf} \quad (\text{IV.43})$$

Obteniendo las constantes

### Resistencia a la fatiga de dientes de engranes de acero

$$S'_{bf} = 39.26 \text{ ksi}$$

Para calidad 2, con control de todos los factores críticos, en la fabricación del material, acero 4130, de dureza brinell 217 <sup>11</sup>

Factor de ajuste de tiempo de vida

$$Z_N = 0.8$$

Ajuste de confiabilidad de AGMA

$$R_g = 0.8 \quad \text{Para confiabilidad del 99 \%}$$

---

<sup>11</sup> www.matweb.com

Sustituyendo en la Ecuación IV.44

$$S_{ibf} = 0.8 * 0.8 * 39.26e3$$

$$S_{ibf} = 25.126[ksi]$$

Y obteniendo el factor de seguridad

$$n_{ex-1} = \frac{S_{ibf}}{\sigma_H} = \frac{25126}{23139} = 1.1$$

El factor de seguridad muestra ser bastante justo, pero recordemos que se está diseñando para 8 años de operación, 24 horas al día aproximadamente  $10^{10}$  ciclos, y que el uso del engrane es para lograr una carrera de máximo 1 cm, para la cual necesita moverse tan solo 25 ciclos, entonces podemos realizar  $4 * 10^8$  procesos de enfoque.

## V. EL PROTOTIPO

Cuando estamos hablando de proyectos de alto costo, en muchas ocasiones resulta costoso e incluso necesario fabricar un prototipo, que pueda mostrar que las ideas que se incorporan al proyecto van a funcionar. Este prototipo deberá ser de un costo mucho menor al modelo real ya que no debe cumplir con todas las especificaciones, ni con todas las tolerancias geométricas de maquinado, además su tiempo de utilización será menor.

### V.1. CONSIDERACIONES ESPECIALES

El prototipo, deberá tener algunos detalles diferentes al modelo original por motivos de costos de fabricación, así tampoco, tendrá ningún elemento óptico pues la naturaleza de las pruebas será exclusivamente para calificar el funcionamiento mecánico del sistema. Las piezas que se van a fabricar para el prototipo se muestran a continuación.

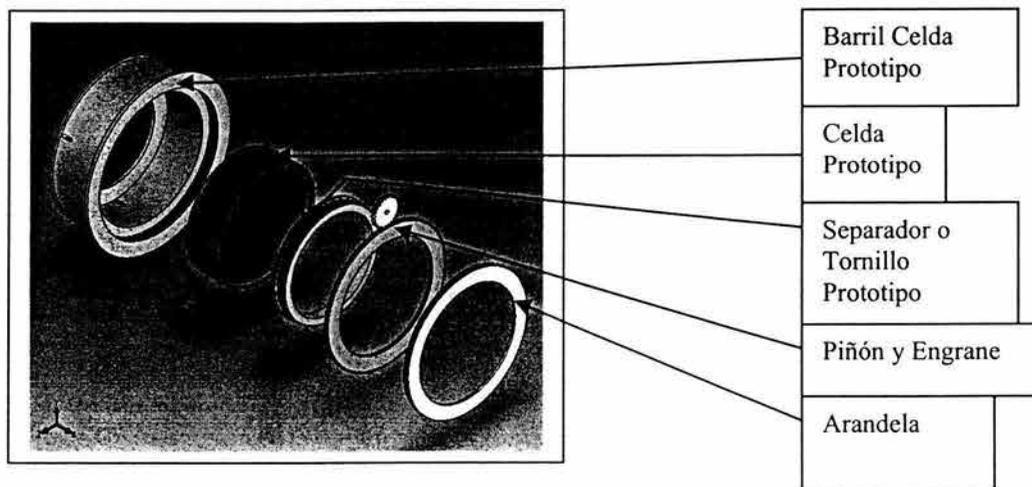


Figura V-1 El prototipo y sus diferentes partes

Los cambios principales son en la celda del prototipo, la cual se deja totalmente sólida, para simular el peso de los soportes y las lentes. Al barril de la celda, se le quitó el soporte para el motor ya que no se utiliza en las pruebas.

## V.2. PLANOS DE FABRICACIÓN

Se desarrollaron los planos de fabricación mediante el uso del generador de planos del SolidWorks, lo que ayudó a poder desarrollarlos fácilmente y cualquier detalle que se modificase en los planos automáticamente se modifica en el modelo sólido. Como se muestra en la Figura V-2 a partir del modelo sólido se generan los planos.

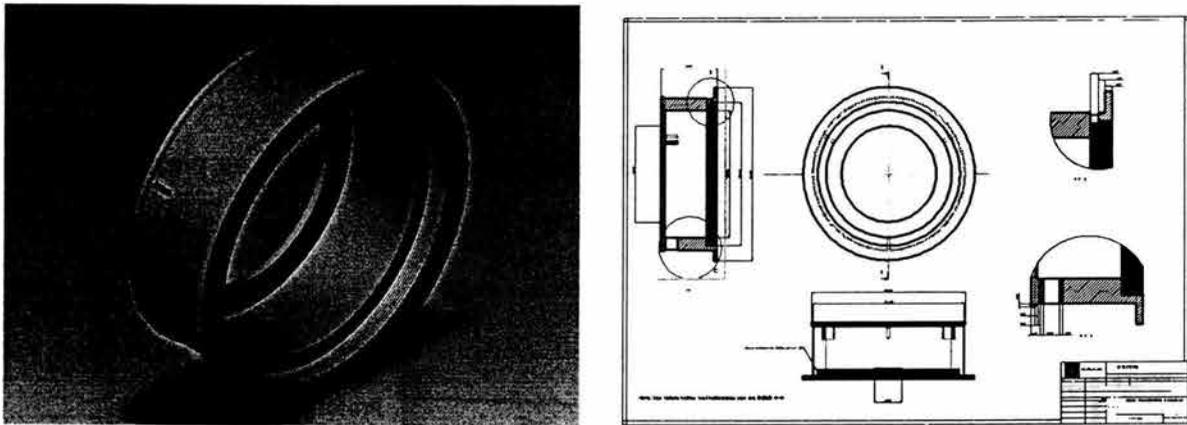


Figura V-2

A partir de un modelo en sólido se genera su plano de fabricación.

Se realizó una solicitud de trabajo<sup>1</sup> para la fabricación de las piezas en el taller mecánico del Instituto de Astronomía UNAM.

---

<sup>1</sup> véase Anexo D

### V.3. DISEÑO DE ARANDELA DE DESLIZAMIENTO DE TEFLÓN.<sup>2</sup>

Colocado entre la arandela y el engrane, se pretende colocar una rodamiento de agujas, proporcionado por la compañía SKF, debido a que los tiempos de entrega, son muy largos, se generó una arandela de deslizamiento de teflón (bajo coeficiente de fricción  $\mu = 0.04$ ) para sustituirla, teniendo en cuenta que esto genera más fricción que el rodamiento y por tanto los requerimientos de torque aumentan.

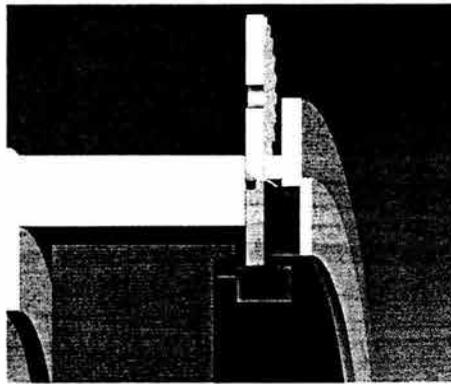


Figura V-3

Ensamble del prototipo con doble arandela de deslizamiento

El espesor de la arandela mostrada es de  $3/8''$ , pero el teflón del que se dispone, es de  $3/16''$ , por lo que se utilizaran dos arandelas juntas para lograr el espesor requerido. A continuación se muestra el modelo en sólido de una de las arandelas.

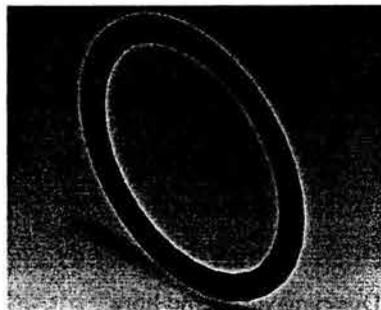


Figura V-4

Una de las arandelas de deslizamiento utilizadas.

<sup>2</sup> véase Anexo D

## V.4. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE.

Se realizó un diagrama de cuerpo libre para poder entender las fuerzas y momentos involucrados en el funcionamiento del prototipo.

Para el caso en que el enfoque se realiza en contra de la gravedad (dirección -X).

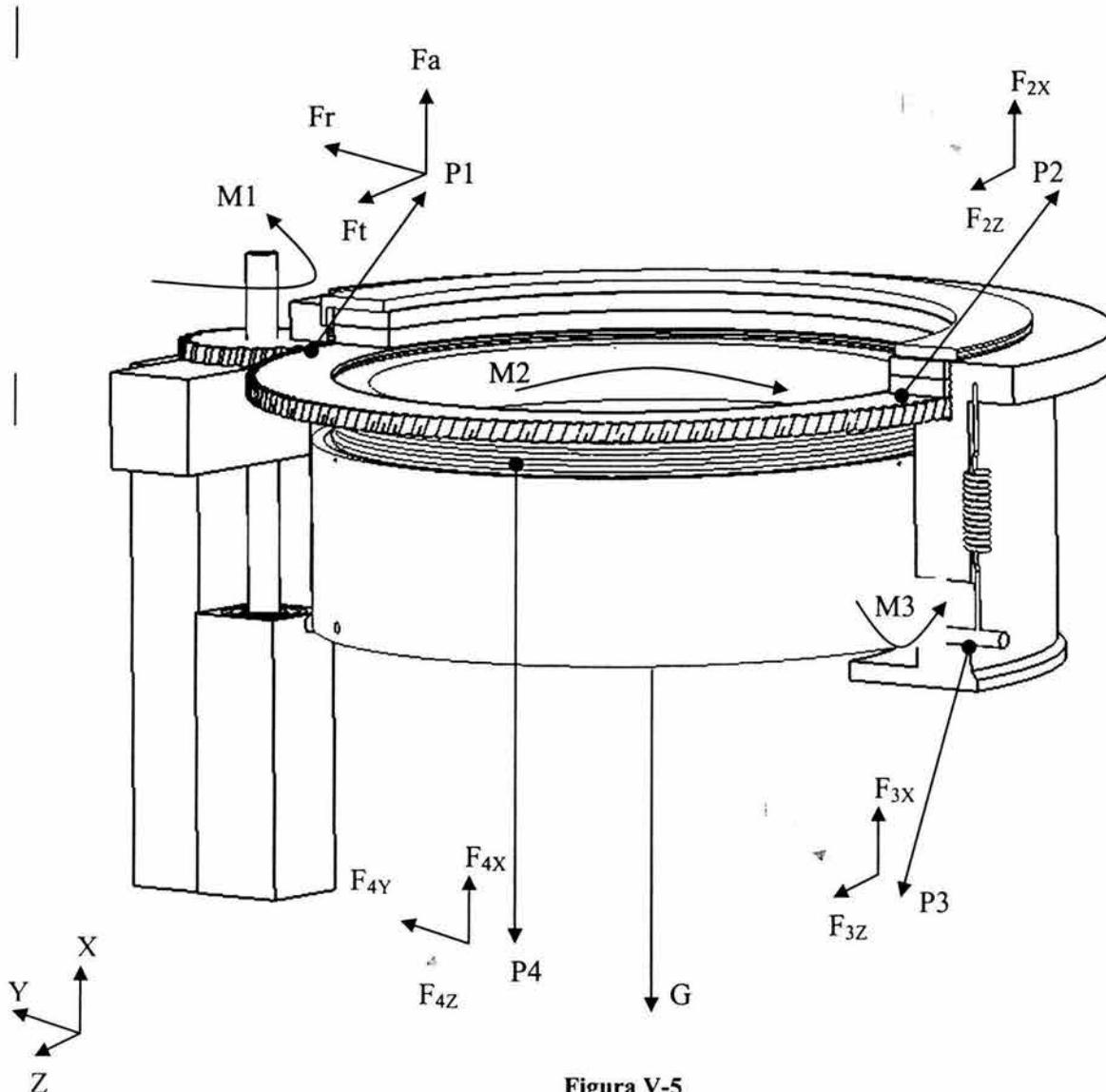


Figura V-5  
Diagrama de cuerpo libre

**Sumatoria de fuerzas en X.**

$$\sum F_X = -G + F_a - F_{2X} + F_{4X} + F_{3X} = 0 \quad (\text{V.1})$$

**Sumatoria de fuerzas en Y.**

$$\sum F_Y = -F_r + F_{2Y} - F_{4Y} + F_{3Y} = 0 \quad (\text{V.2})$$

**Sumatoria de fuerzas en Z.**

$$\sum F_Z = -F_T - F_{2Z} + F_{4Z} - F_{3Z} = 0 \quad (\text{V.3})$$

**Sumatoria de momentos en torno al eje X**

$$\sum M_X = M_1 - M_2 = 0 \quad (\text{V.4})$$

Los momentos en torno a los ejes Y y Z, son generados por las tres precargas (de igual magnitud) colocadas a 120° grados cada una, por lo que no generan ningún tipo de movimiento ni esfuerzo adicional en el sistema, exceptuando en la unión del tornillo de precarga con la celda, que no se calcula ya que es perfectamente soportado por los elementos mencionados.

**Simplificando las Ecuaciones V.1 – V.4, al eliminar las fuerzas de magnitud cero.**

$$\sum F_X = -G + F_a - F_{2X} + F_{4X} + F_{3X} = 0 \quad (\text{V.5})$$

$$\sum F_Y = -F_r - F_{4Y} = 0 \quad (\text{V.6})$$

$$\sum F_Z = -F_T - F_{2Z} - F_{3Z} = 0 \quad (\text{V.7})$$

$$\sum M_X = M_1 - M_2 = 0 \quad (\text{V.8})$$

Las representaciones físicas de las fuerzas mencionadas en las Ecuaciones V.5 – V.8 son

**Para la  $\sum F_x$  o ecuación (V.5)**

G. Es la fuerza ejercida por el peso de la celda que se quiere mover.

$F_a$ . Fuerza axial ejercida por el piñón sobre el engrane.

$F_{2X}$ . Fuerza de presión del engrane sobre el teflón equivalente a la normal para calcular la fuerza de fricción.

$F_{4X}$ . Fuerza axial sobre el hilo de la rosca interna del engrane.

$F_{3X}$ . Fuerza aplicada por la precarga de los 3 resortes.

**Para la  $\sum F_y$  o ecuación (V.6)**

$F_r$ . Fuerza radial ejercida por el piñón sobre el engrane.

$F_{4Y}$ . Fuerza radial sobre el hilo de la rosca interna del engrane.

**Para la  $\sum F_z$  o ecuación (V.7)**

$F_t$ . Fuerza tangencial ejercida por el piñón sobre el engrane.

$F_{2Z}$ . Fuerza de fricción generada entre el engrane y el teflón.

$F_{3Z}$ . Fuerza que ejercen los tornillos de precarga al barril a consecuencia del momento generado en la celda ( $M_2$ ).

Para la  $\sum M_x$  o ecuación (v.7)

$M_1$ . Momento generado al hacer girar el piñón en contrasentido.

$M_2$ . Momento generado al girar el engrane.

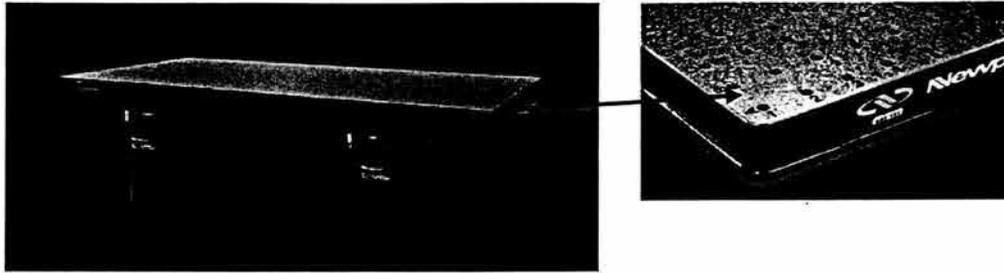
## V.5. VERIFICACIÓN DE FUNCIONAMIENTO

El diseño de este prototipo pretende garantizar que el modelo real funcionará tal y como se espera. Para alcanzar dicho objetivo, se someterá al prototipo a pruebas de funcionamiento en condiciones similares a las reales de operación, aunque ajustadas a las condiciones especiales que se tienen para el prototipo (véase Capítulo V.1).

### V.5.1. DESCRIPCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS UTILIZADOS

A continuación se presenta una descripción de las diferentes herramientas que se utilizarán para las pruebas de verificación. Estas herramientas van desde mesas de ensamble hasta instrumentos de medición de desplazamiento.

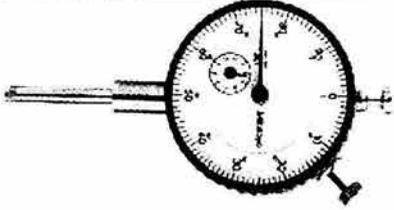
Utilizando una mesa de ensamble opto mecánico, se puede garantizar que el sistema estará aislado de posibles vibraciones exteriores y se garantiza la planicidad en su montaje. La mesa está situada en un cuarto con temperatura controlada (18 °C) para que las expansiones térmicas de los materiales no afecten las mediciones.



**Figura V-6**

Mesa de ensamble opto mecánico Newport RS 4000

Se mediará el avance vertical de la celda, para eso se utilizará un micrómetro como el mostrado en la Figura IV-7. Cabe hacer notar que la resolución que alcanza este aparato es de 10 micrómetros, en un rango de 5 mm

MITUTOYO: Micrómetro Analógico							
							
Rango	Graduación	Rango X Rev	Lectura	Diam. de la Carátula	Diam. del Vástago	Modelo	Código MM
5.0mm	0.01mm	1mm	0-100 (100-0)	41mm	8mm	1044F	0001044

**Figura V-7**

Micrómetro Analógico utilizado en las mediciones de desplazamiento.

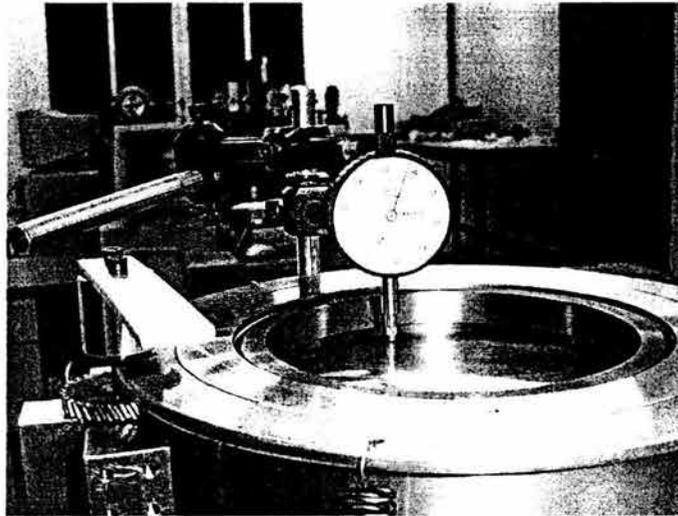
El motor de pasos que se utilizará deberá poder otorgar en forma sobrada el torque necesario para mover el sistema. Como se ha mencionado a lo largo de este capítulo las condiciones de operación del prototipo no son exactamente iguales a las del modelo real, principalmente por la falta de rodamientos y guía lineal. Con lo anterior en mente se realizarán pruebas para establecer el torque necesario para empezar a mover el sistema. El torquímetro utilizado es el Accu Force Torque Check de AMTEK con rango de 0-50 [lbpulg] y precisión de 0.5%, mostrado en la Figura V-8.



**Figura V-8**

Torquímetro AMTEK utilizado en las mediciones

La composición final queda de la manera mostrada en la Figura V-10 en donde se puede observar el prototipo del enfoque montado sobre la mesa de ensamble (véase Figura V-7) y con el micrómetro de la Figura V-8 listo para tomar medidas. Se acopló una manivela al eje del piñón como se puede observar y una barra que servirá de marca visual para asegurar que se ha dado una vuelta completa.



**Figura V-9**

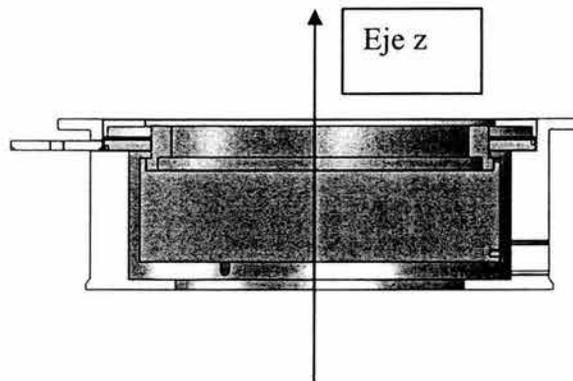
Prototipo montado con todos los elementos para poder comenzar a probar su funcionamiento.

## V.5.2. PARÁMETROS DE VERIFICACIÓN

Con base en su correcto funcionamiento, la unidad de enfoque debe cumplir con ciertas especificaciones descritas en el documento DM/SR-OS/143v.3 [3], que incluye

- Repetibilidad en la translación de enfoque  $<20\mu\text{m}$ .
- Resolución en la translación de la unidad de enfoque  $<4\mu\text{m}$
- Torque necesario para mover la celda.

Todo a lo largo del eje óptico (eje Z) mostrado en la Figura IV-10 siguiente.



**Figura V-10**

Se muestra el eje óptico (eje Z) sobre el cual se debe trasladar el barril.

### **Método de verificación.**

Una vez colocado el prototipo como en la Figura V-9, se hace girar la manivela diferente número de vueltas y se van llenando tablas para cada punto que se quiera verificar.

- **Repetibilidad en la translación de enfoque.**

Se gira la manivela hasta completar el avance requerido y luego se regresa a la posición original, se toma la lectura de posición final y se continúa. La Tabla V-1 debe ser llenada para 400, 800, 1600, 2000 y 4400 pasos de avance y se repite para cada uno de los casos 14 veces excepto el de 2200 pasos, la cual se repite 5 veces.

### REPETIBILIDAD PARA n PASOS

Posición definida	Posición después n/200 vueltas y de regreso	Error	Media de repetibilidad	Desviación estándar	Máxima diferencia
Z <sub>0</sub>	Z	$\Delta Z = Z - Z_0$	$\bar{Z}_p = \frac{\sum Z}{n}$	$\sigma = \sqrt{\sum (\bar{Z} - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n_i}\right)}$	
					< 20 $\mu\text{m}$

**Tabla V-1**

Tabla de datos de resolución

Posteriormente se graficarán los resultados de media de repetibilidad  $\pm$  la desviación estándar.

- **Resolución de la unidad de enfoque.**

Se avanza la manivela el número de vueltas necesarias y se toma la medida, registrando la posición final de la celda. La Tabla V-2 debe ser llenada para 200, 400, 800, 1000 y 2200 pasos y se repite para cada uno de los casos 14 veces excepto el de 2200 pasos la cual se repite 5 veces.

## REPETIBILIDAD PARA n PASOS

Posición definida	Posición después de n pasos	Error	Media de avance por paso	Desviación estándar	Máxima diferencia
$Z_0$	$Z$	$\Delta Z = Z - Z_0$	$\bar{Z}_p = \frac{\sum Z}{n}$	$\sigma = \sqrt{\sum (\bar{Z} - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
					$< 4 \mu m$

**Tabla V-2**

Tabla de datos de repetibilidad

Se graficará la media de avance por paso  $\pm$  la desviación estándar.

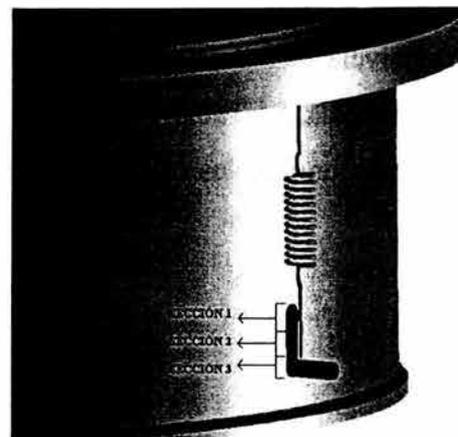
- **Torque necesario para mover la celda.**

Se van a tomar cinco medidas de torque para cada una de las secciones a lo largo de la carrera de la celda como se muestra en la Figura V-11. El valor mostrado es el necesario para comenzar a mover el sistema, siendo este momento donde se necesita el mayor torque para vencer las fuerzas de fricción estáticas. Se tomarán dos medidas de torque una girando la manivela en un sentido y otra en otro sentido. Para ir llenando la Tabla V-3 hasta tener 15 medidas.

TORQUE [Lb. pulgada]			
Medida	Sección	Torque 1	Torque 2

**Tabla V-3**

Tabla de torque aplicado



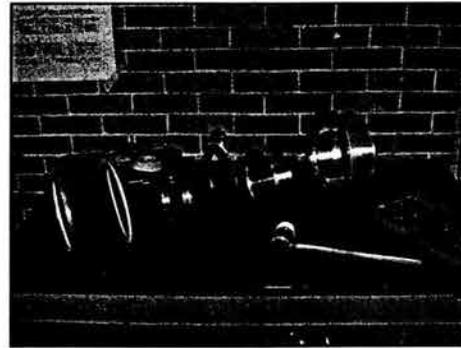
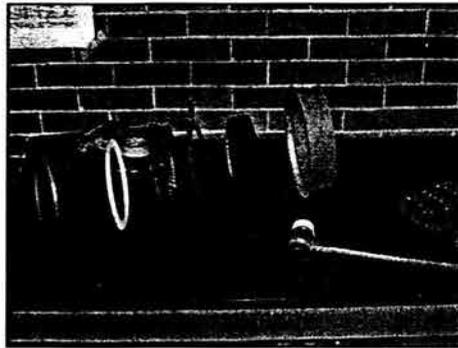
**Figura V-11**

Secciones a lo largo de la carrera del enfoque

## VI. RESULTADOS

El proceso de diseño se ha concluido y es momento de presentar los resultados de éste. Es ahora cuando se verá si fueron o no, alcanzados los objetivos que desde el principio de este trabajo se dieron a conocer. Los resultados se muestran de una manera clara para posteriormente en el Capítulo VII, dar una serie de recomendaciones que ayudará a mejorar el actual diseño y como memoria de los aciertos y errores que fueron aprendidos.

El CAD utilizado para diseñar nos ha permitido analizar el funcionamiento e interacción de las partes de la unidad de enfoque, a continuación se muestran dos series de “fotografías” mostrando el modelo real y el modelo en sólido del CAD.



(a)

Figura VI-1

(b)

Se muestra el prototipo en su versión virtual obtenida del paquete de CAD SolidWorks (a) y en su versión real (b)

## VI.1. DIFERENCIAS ENTRE RESULTADOS ANALÍTICOS Y POR MEF

Se muestran los resultados tanto analíticos, cuyo cálculo se muestra en el Capítulo IV.2.3.1, como por el método de elementos finitos desarrollados en el Capítulo IV.2.3.2

Resultado analítico.	Resultado por elementos finitos.
$\sigma = 666.41[psi]$	$\sigma = 672.7[psi]$
$\sigma = 4.597[mPa]$	$\sigma = 4.638[mPa]$

$$\text{diferencia \%} = \frac{672.7 - 666.41}{672.7} * 100 \quad (\text{VI.1})$$

$$\text{diferencia \%} = 0.93\%$$

Cabe hacer notar, que el resultado del cálculo analítico es menor al numérico, aquí se debe tomar en cuenta que la ecuación de AGMA para esfuerzos (véase Ecuación III.51), tan solo considera la fuerza tangencial, por falta de capacidad de incluir las demás componentes, en cambio el método de los elementos finitos, permitió incorporar las tres componentes de fuerzas ya descritas y además el perfil del diente es exactamente igual al generado por un cortador de perfil de involuta, a diferencia de la ecuación AGMA que aproxima su perfil a una parábola.

Si uno tuviera que escoger entre alguno de los dos métodos resultaría bastante complicado decidir. Cada caso de análisis es sustancialmente diferente a otro, y es por eso que es necesario entender el resultado obtenido. Por lo general el cálculo analítico es mucho más rápido de alcanzar pero sus casos de aplicación son también muy limitados, además los resultados que se obtienen son normalmente aproximaciones a la realidad un

tanto burdas, y utilizan factores de seguridad muy amplios, para suplir su falta de precisión. Por otro lado el cálculo por elementos finitos y en general los cálculos computacionales, tienden a arrojar resultados que no siempre son los correctos. El problema con el software moderno es que son cajas negras, alimentadas por el usuario con valores y éste arroja un resultado, pero nunca sabemos que es exactamente lo que está calculando, por falta de acceso a los archivos fuente.

Entonces concluimos que tanto el cálculo analítico como el MEF se complementan uno al otro, es importante hacer un cálculo analítico para conocer el orden de magnitud del resultado esperado, para posteriormente obtener datos mucho más precisos y confiables con métodos computacionales.

## **VI.2. DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO FINAL DEL INSTRUMENTO**

Las pruebas realizadas al prototipo descritas en el Capítulo V.5.2, arrojaron resultados muy interesantes que serán presentados y discutidos a continuación.

- ***Repetibilidad en la translación de enfoque.***

Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo V.5.2 se llenaron las siguientes tablas.

## REPETIBILIDAD PARA 400 PASOS

Posición inicial [ $\mu\text{m}$ ]	Posición después de una vuelta y de regreso	Error [ $\mu\text{m}$ ]	Media de repetibilidad [ $\mu\text{m}$ ]	Desviación estándar [ $\mu\text{m}$ ]	Máxima diferencia admisible
Zo	Z	$\Delta Z = Z - Z_o$	$\bar{Z}_p = \frac{\sum Z}{14}$	$\sigma = \sqrt{\sum (\bar{Z} - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
0.00	30.00	30.00		522.45	
0.00	0.00	0.00		51.02	
0.00	10.00	10.00		8.16	
0.00	0.00	0.00		51.02	
0.00	-20.00	-20.00		736.73	
0.00	10.00	10.00		8.16	
0.00	0.00	0.00		51.02	
0.00	0.00	0.00		51.02	
0.00	20.00	20.00		165.31	
0.00	10.00	10.00		8.16	
0.00	10.00	10.00		8.16	
0.00	10.00	10.00		8.16	
0.00	10.00	10.00		8.16	
0.00	10.00	10.00		8.16	
0.00	10.00	10.00		8.16	
<b>200.00</b>			<b>7.14</b>	<b>10.97</b>	<b>&lt; 20 <math>\mu\text{m}</math></b>

Tabla VI.1

Repetibilidad para 400 pasos (Una vuelta de ida y otra de regreso)

## REPETIBILIDAD PARA 800 PASOS

Posición inicial [ $\mu\text{m}$ ]	Posición después de dos vueltas y de regreso	Error [ $\mu\text{m}$ ]	Media de repetibilidad [ $\mu\text{m}$ ]	Desviación estándar [ $\mu\text{m}$ ]	Máxima diferencia admisible
Zo	Z	$\Delta Z = Z - Z_o$	$\bar{Z}_p = \frac{\sum Z}{14}$	$\sigma = \sqrt{\sum (\bar{Z} - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
0.00	0.00	0.00		0.51	
0.00	0.00	0.00		0.51	
0.00	10.00	10.00		86.22	
0.00	-20.00	-20.00		429.08	
0.00	30.00	30.00		857.65	
0.00	0.00	0.00		0.51	
0.00	0.00	0.00		0.51	
0.00	10.00	10.00		86.22	
0.00	-50.00	-50.00		2571.94	
0.00	10.00	10.00		86.22	
0.00	10.00	10.00		86.22	
0.00	10.00	10.00		86.22	
0.00	0.00	0.00		0.51	
0.00	0.00	0.00		0.51	
<b>400.00</b>			<b>0.71</b>	<b>17.51</b>	<b>&lt; 20 <math>\mu\text{m}</math></b>

Tabla VI.2

Repetibilidad para 800 pasos (Dos vueltas de ida y dos de regreso)

## REPETIBILIDAD PARA 1200 PASOS

Posición inicial [ $\mu\text{m}$ ]	Posición después de tres vueltas y de regreso	Error [ $\mu\text{m}$ ]	Media de repetibilidad [ $\mu\text{m}$ ]	Desviación estándar [ $\mu\text{m}$ ]	Máxima diferencia admisible
$Z_0$	$Z$	$\Delta Z = z - z_0$	$\bar{Z}_p = \frac{\sum Z}{14}$	$\sigma = \sqrt{\sum (\bar{Z} - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	0.00	0.00		32.65	
0.00	0.00	0.00		32.65	
0.00	0.00	0.00		32.65	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	0.00	0.00		32.65	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	-10.00	-10.00		246.94	
0.00	10.00	10.00		18.37	
0.00	10.00	10.00		18.37	
<b>600.00</b>			<b>5.71</b>	<b>6.23</b>	<b>&lt; 20 <math>\mu\text{m}</math></b>

Tabla VI.3

Repetibilidad para 1200 pasos (Tres vueltas de ida y tres de regreso)

## REPETIBILIDAD PARA 1600 PASOS

Posición inicial [ $\mu\text{m}$ ]	Posición después de cuatro vueltas y de regreso	Error [ $\mu\text{m}$ ]	Media de repetibilidad [ $\mu\text{m}$ ]	Desviación estándar [ $\mu\text{m}$ ]	Máxima diferencia admisible
$Z_0$	$Z$	$\Delta Z = z - z_0$	$\bar{Z}_p = \frac{\sum Z}{14}$	$\sigma = \sqrt{\sum (\bar{Z} - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
0.00	10.00	10.00		51.02	
0.00	10.00	10.00		51.02	
0.00	-40.00	-40.00		1836.73	
0.00	-10.00	-10.00		165.31	
0.00	20.00	20.00		293.88	
0.00	10.00	10.00		51.02	
0.00	10.00	10.00		51.02	
0.00	20.00	20.00		293.88	
0.00	-10.00	-10.00		165.31	
0.00	10.00	10.00		51.02	
0.00	10.00	10.00		51.02	
0.00	10.00	10.00		51.02	
0.00	0.00	0.00		8.16	
0.00	-10.00	-10.00		165.31	
<b>800.00</b>			<b>2.86</b>	<b>15.32</b>	<b>&lt; 20 <math>\mu\text{m}</math></b>

Tabla VI.4

Repetibilidad para 1600 pasos (Cuatro vueltas de ida y cuatro de regreso)

## REPETIBILIDAD PARA 2000 PASOS

Posición inicial [ $\mu\text{m}$ ]	Posición después de cinco vueltas y de regreso	Error [ $\mu\text{m}$ ]	Media de repetibilidad [ $\mu\text{m}$ ]	Desviación estándar [ $\mu\text{m}$ ]	Máxima diferencia admisible
$Z_0$	$Z$	$\Delta Z = z - z_0$	$\bar{Z}_p = \frac{\sum Z}{14}$	$\sigma = \sqrt{\sum (\bar{Z} - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
0.00	20.00	20.00		318.88	
0.00	10.00	10.00		61.73	
0.00	20.00	20.00		318.88	
0.00	40.00	40.00		1433.16	
0.00	-20.00	-20.00		490.31	
0.00	-20.00	-20.00		490.31	
0.00	10.00	10.00		61.73	
0.00	0.00	0.00		4.59	
0.00	-20.00	-20.00		490.31	
0.00	-20.00	-20.00		490.31	
0.00	10.00	10.00		61.73	
0.00	0.00	0.00		4.59	
0.00	-10.00	-10.00		147.45	
0.00	10.00	10.00		61.73	
1000.00			2.14	17.80	< 20 $\mu\text{m}$

Tabla VI.5

Repetibilidad para 2000 pasos (Cinco vueltas de ida y cinco de regreso)

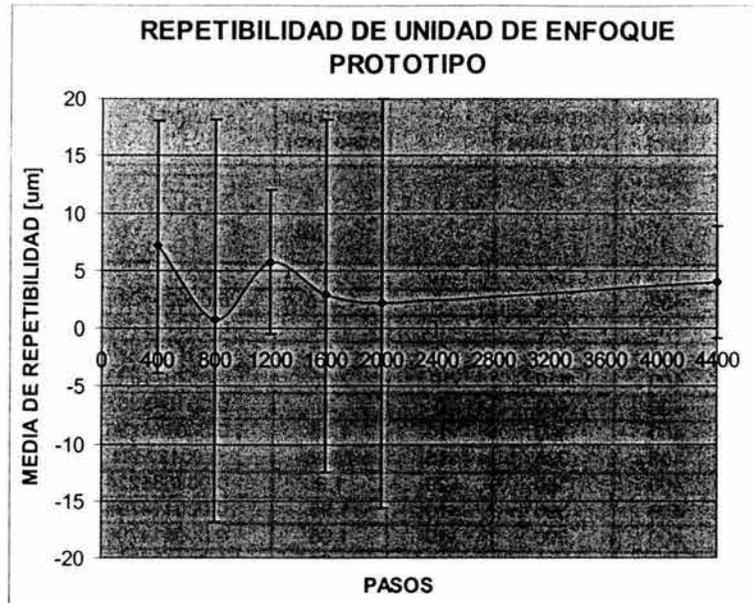
## REPETIBILIDAD PARA 4400 PASOS

Posición definida	Posición después de once vueltas y de regreso	Error	Media de repetibilidad	Desviación estándar	Máxima diferencia
$Z_0$	$Z$	$\Delta Z = z - z_0$	$\bar{Z}_p = \frac{\sum Z}{14}$	$\sigma = \sqrt{\sum (\bar{Z} - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
0.00	0.00	0.00		16.00	
0.00	0.00	0.00		16.00	
0.00	10.00	10.00		36.00	
0.00	10.00	10.00		36.00	
0.00	0.00	0.00		16.00	
2200.00			4.00	4.90	< 20 $\mu\text{m}$

Tabla VI.6

Repetibilidad para 4400 pasos (Once vueltas de ida y Once de regreso)

Las tablas mostradas anteriormente arrojan resultados que para ser mejor visualizadas se grafican a continuación. En el eje vertical se grafica la repetibilidad media para cada uno de los casos los cuales son mostrados en el eje horizontal por su número de pasos.



**Figura VI.2**

Gráfica que muestra la repetibilidad con diferentes avances.

Cada uno de los puntos graficados además de la media muestra una desviación estándar basada en todas las medidas de repetibilidad tomadas para cada uno de los avances.

Hay que recordar que la tolerancia de repetibilidad máxima es de 20 micrómetros, observando la Figura VI.2 se ve que la media es aproximadamente de 5 micrómetros, aunque es notorio que las desviaciones estándar en casi todos los casos son de mayor orden de magnitud que el valor medio de repetibilidad. La media, nos dice el promedio de las medidas de repetibilidad para cada caso y la desviación estándar nos dice que tan alejados de la media se puede llegar a estar [14]. En cada caso que se obtuvieron desviaciones estándar muy grandes y en uno en particular (2000 pasos) muy cerca del límite permitido (20 micrómetros), aunque la media entra perfectamente en tolerancias.

- *Resolución en la translación de enfoque.*

Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo V.5.2 se llenaron las siguientes tablas.

### PARA 200 PASOS

Posición esperada [μm]	Posición después de 200 pasos	Error [μm]	Media de avance por paso [μm]	Desviación estándar [μm]	Máxima diferencia
Z <sub>0</sub>	Z	$\Delta Z = Z - Z_0$	$Z_p = \frac{Z}{200}$	$\sigma = \sqrt{\sum (Z_p - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
400	390	-10	1.95	0.000114796	
400	395	-5	1.975	0.000204082	
400	390	-10	1.95	0.000114796	
400	410	10	2.05	0.007971939	
400	410	10	2.05	0.007971939	
400	400	0	2	0.001543367	
400	390	-10	1.95	0.000114796	
400	385	-15	1.925	0.00127551	
400	380	-20	1.9	0.003686224	
400	390	-10	1.95	0.000114796	
400	390	-10	1.95	0.000114796	
400	390	-10	1.95	0.000114796	
400	380	-20	1.9	0.003686224	
400	390	-10	1.95	0.000114796	
200	Pasos	$Z_p =$	1.9607143	0.044031529	< 4 μm

**Tabla VI.7**

Resolución para 200 pasos (una vuelta)

### PARA 400 PASOS

Posición esperada [μm]	Posición después de 400 pasos	Error [μm]	Media de avance por paso [μm]	Desviación estándar [μm]	Máxima diferencia
Z <sub>0</sub>	Z	$\Delta Z = Z - Z_0$	$Z_p = \frac{Z}{200}$	$\sigma = \sqrt{\sum (Z_p - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
800	830	30	2.075	0	
800	830	30	2.075	0	
800	830	30	2.075	0	
800	810	10	2.025	0.0025	
800	850	50	2.125	0.0025	
800	810	10	2.025	0.0025	
800	810	10	2.025	0.0025	
800	830	30	2.075	0	
800	800	0	2	0.005625	
800	840	40	2.1	0.000625	
800	840	40	2.1	0.000625	
800	840	40	2.1	0.000625	
800	850	50	2.125	0.0025	
800	850	50	2.125	0.0025	
400	Pasos	$Z_p =$	2.075	0.0401	< 4 μm

**Tabla VI.8**

Resolución para 400 pasos (dos vueltas)

## PARA 600 PASOS

Posición esperada [μm]	Posición después de 600 pasos	Error [μm]	Media de avance por paso [μm]	Desviación estándar [μm]	Máxima diferencia
Z <sub>0</sub>	Z	$\Delta z = z - z_0$	$Z_p = \frac{Z}{200}$	$\sigma = \sqrt{\sum (Z_p - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
1200	1310	110	2.183	0.007	
1200	1240	40	2.067	0.001	
1200	1240	40	2.067	0.001	
1200	1240	40	2.067	0.001	
1200	1230	30	2.050	0.002	
1200	1260	60	2.100	0.000	
1200	1260	60	2.100	0.000	
1200	1270	70	2.117	0.000	
1200	1260	60	2.100	0.000	
1200	1270	70	2.117	0.000	
1200	1240	40	2.067	0.001	
1200	1270	70	2.117	0.000	
1200	1260	60	2.100	0.000	
1200	1270	70	2.117	0.000	
600 Pasos		$Z_p =$	2.098	0.033	< 4 μm

Tabla VI.9

Resolución para 600 pasos (tres vueltas)

## PARA 800 PASOS

Posición esperada [μm]	Posición después de 800 pasos	Error [μm]	Media de avance por paso [μm]	Desviación estándar [μm]	Máxima diferencia
Z <sub>0</sub>	Z	$\Delta z = z - z_0$	$Z_p = \frac{Z}{200}$	$\sigma = \sqrt{\sum (Z_p - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
1600	1720	120	2.150	0.001	
1600	1730	130	2.163	0.001	
1600	1610	10	2.013	0.013	
1600	1700	100	2.125	0.000	
1600	1720	120	2.150	0.001	
1600	1700	100	2.125	0.000	
1600	1700	100	2.125	0.000	
1600	1700	100	2.125	0.000	
1600	1710	110	2.138	0.000	
1600	1690	90	2.113	0.000	
1600	1710	110	2.138	0.000	
1600	1710	110	2.138	0.000	
1600	1700	100	2.125	0.000	
1600	1710	110	2.138	0.000	
800 Pasos		$Z_p =$	2.126	0.034	< 4 μm

Tabla VI.10

Resolución para 800 pasos (cuatro vueltas)

### PARA 1000 PASOS

Posición esperada [μm]	Posición después de 1000 pasos	Error [μm]	Media de avance por paso [μm]	Desviación estándar [μm]	Máxima diferencia
Z <sub>0</sub>	Z	$\Delta Z = Z - Z_0$	$Z_p = \frac{Z}{200}$	$\sigma = \sqrt{\sum (Z_p - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
2000	2090	90	2.09	0.000	
2000	2110	110	2.11	0.000	
2000	2100	100	2.1	0.000	
2000	2100	100	2.1	0.000	
2000	2050	50	2.05	0.002	
2000	2090	90	2.09	0.000	
2000	2110	110	2.11	0.000	
2000	2070	70	2.07	0.000	
2000	2070	70	2.07	0.000	
2000	2100	100	2.1	0.000	
2000	2140	140	2.14	0.003	
2000	2070	70	2.07	0.000	
2000	2070	70	2.07	0.000	
2000	2080	80	2.08	0.000	
1000 Pasos	Z <sub>0</sub> =	2.089	0.022	< 4 μm	

**Tabla VI.11**

Resolución para 1000 pasos (cinco vueltas)

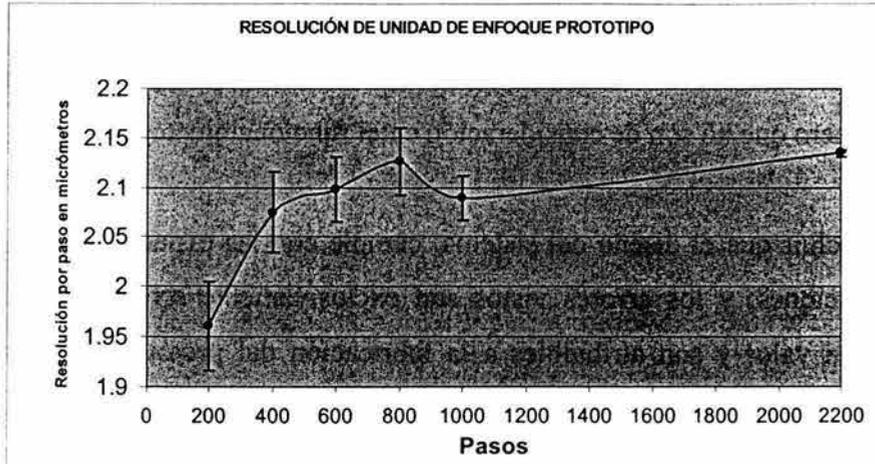
### PARA 2200 PASOS

Posición esperada [μm]	Posición después de 2200 pasos	Error [μm]	Media de avance por paso [μm]	Desviación estándar [μm]	Máxima diferencia
Z <sub>0</sub>	Z	$\Delta Z = Z - Z_0$	$Z_p = \frac{Z}{200}$	$\sigma = \sqrt{\sum (Z_p - \bar{Z}_p)^2 \left(\frac{1}{n}\right)}$	
4400	4690	290	2.132	0.000	
4400	4690	290	2.132	0.000	
4400	4700	300	2.136	0.000	
4400	4680	280	2.127	0.000	
4400	4680	280	2.127	0.000	
3000 Pasos	Z <sub>0</sub> =	2.131	0.003	< 4 μm	

**Tabla VI.12**

Resolución para 1200 pasos (seis vueltas)

A continuación se grafican los resultados anteriores, en el eje vertical se muestra la media de avance por paso (resolución del sistema) y en el eje horizontal el número de pasos que generaron el avance medido.

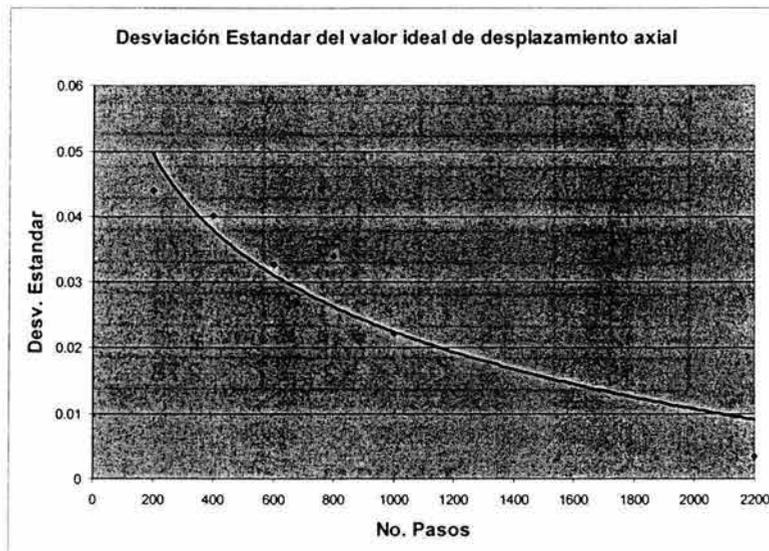


**Figura VI.3**

Se muestra la resolución con diferentes avances

Observamos que los valores de resolución, de avance por paso, van creciendo en forma asintótica a un valor menor al 2.2 micrómetros de avance por paso y para avances pequeños incluso el valor es menor a los 2 micrómetros, valor para el que fue diseñado, aunque la especificación del sistema es de  $\pm 4$  micrómetros de resolución.

A pesar de que la media de avance por paso va creciendo aunque cada vez en menor cantidad, la desviación estándar es cada vez menor como se puede ver en la siguiente gráfica.



**Figura VI.4**

Cambio de valor de la desviación estándar para diferentes avances

Al observar que la desviación estándar va disminuyendo de manera drástica, se concluye que las variaciones en el funcionamiento del sistema corresponden a errores de manufactura pero que no son de consideración en el funcionamiento final.

Se puede concluir que el diseño del sistema, cumple con las expectativas marcadas por las especificaciones, y los errores vistos son exclusivamente errores esporádicos que disparan algún valor y son atribuibles a la fabricación del prototipo, que como ya se mencionó, no posee las tolerancias tan cerradas como las tendrá el modelo real.

- **Torque necesario para mover la celda.**

Siguiendo el procedimiento comentado en el Capítulo V.5.2 se llena la siguiente Tabla, recordando que las diferentes secciones donde se realizaron las medidas, están descritas en la Figura V-11 primero con la gravedad a favor y luego en contra.

TORQUE [Lb pulgada]			
Medida	Sección	Torque G+	Torque G -
1	1	1.22	1.39
2	1	1.19	1.5
3	1	1.2	1.51
4	1	1.13	1.41
5	1	1.17	1.08
6	2	2.16	2.07
7	2	2.1	1.9
8	2	2.25	1.99
9	2	2.14	2
10	2	1.94	1.9
11	3	3.35	2.74
12	3	2.82	2.21
13	3	2.71	2.32
14	3	2.48	2.33
15	3	3.2	2.78

**Tabla VI.13**

Torque necesario para mover el sistema

Graficando los valores anteriores se obtiene la Figura VI-5

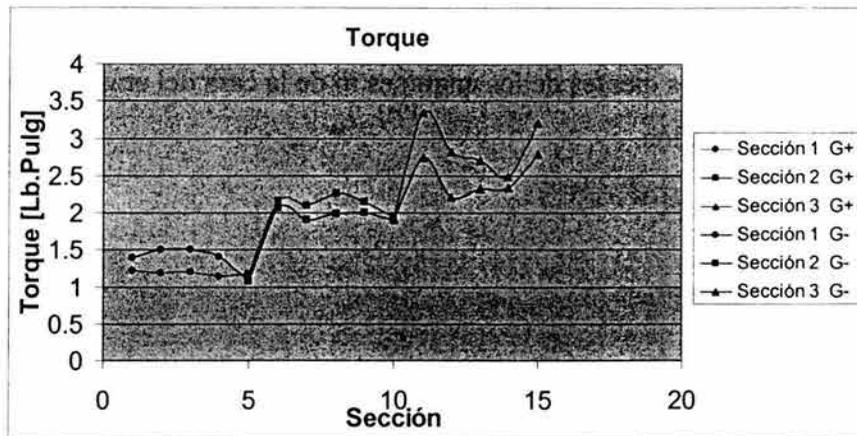


Figura VI.5

Torque necesario para mover el sistema.

Los valores que se observan en la gráfica nos dicen que el torque requerido máximo es de 3.2 [lbpulg] lo cual es bastante bueno para nosotros ya que el motor que se solicitó tiene la capacidad de dar hasta 7.8 [lbpulg] de torque a la velocidad nominal de operación. Cabe comentar los resultados, ya que sobre todo en la tercera sección y desde la segunda, las medidas tomadas en contra de la gravedad arrojaron valores de menor torque que aquellos a favor de la gravedad, lo que nos dice que el factor decisivo del torque requerido son los resortes de precarga, que poco a poco al ir avanzando de sección se van estirando y su presencia es más notable. Este efecto será tratado a mayor detalle en las conclusiones cuando se hagan las recomendaciones para el proyecto. Por otro lado se compara con el valor de torque obtenido en forma analítica en el Capítulo IV.4.1.2

Resultado analítico.	Resultado directamente medido.
$T = 2.97[\text{lbpu l g}]$	$T = 3.2[\text{lbpu l g}]$
$T = 0.3355[\text{Nm}]$	$T = 0.3615[\text{Nm}]$

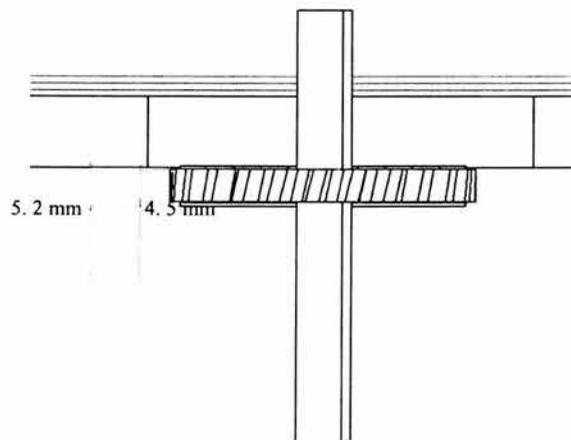
$$\text{diferencia \%} = \frac{0.3615 - 0.3355}{0.3615} * 100 \quad (\text{VI.2})$$

$$\text{diferencia \%} = 7.18\%$$

La diferencia resulta lógica pues la ecuación utilizada para calcular el torque, no toma en cuenta la fricción entre los dientes de los engranes ni de la cara del engrane impulsado en contra las arandelas de teflón.

### VI.3. RECOMENDACIONES DE DISEÑO

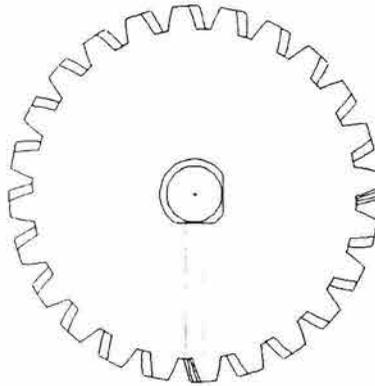
Al diseñar con algún CAD, se tienden a perder las perspectivas del verdadero tamaño de las piezas y los ensambles, debido principalmente a las herramientas de visualización. Algunas ranuras en el diseño tienen dimensiones demasiado justas, de tal manera que alinear las piezas es muy complicado. Un claro ejemplo es la ranura en la celda para el piñón, su dimensión es muy justa en comparación con la del piñón, como se muestra en la Figura VII-1, hay menos de 0.5 mm por lado. Por lo tanto se recomienda aumentar el tamaño de la ranura, lo cual no afecta el funcionamiento y de esta manera facilita su posicionamiento en el lugar correcto.



**Figura VII-6**

Espacio entre el piñón y la ranura

El piñón a su vez va acoplado a su eje, este acople debe poder soportar torques (véase Ecuación IV-21), que cambiarán de sentido constantemente. El acople originalmente se llevó acabo por medio de un prisionero que atraviesa el piñón y se asienta en una cara plana del eje. La experiencia nos muestra que son necesarios dos prisioneros y se recomienda algún tipo de pegamento de metales (Lock Tight), para eliminar juegos causados por movimientos relativos entre el piñón y su eje. El tamaño de los prisioneros es de (0.035’’), los cuales solo se consiguen en forma comercial de acero inoxidable, el cual no soporta mucho torque y fácilmente se barren al querer apretarlos con fuerza, cosa que también se debe tomar en cuenta.



**Figura VII-7**

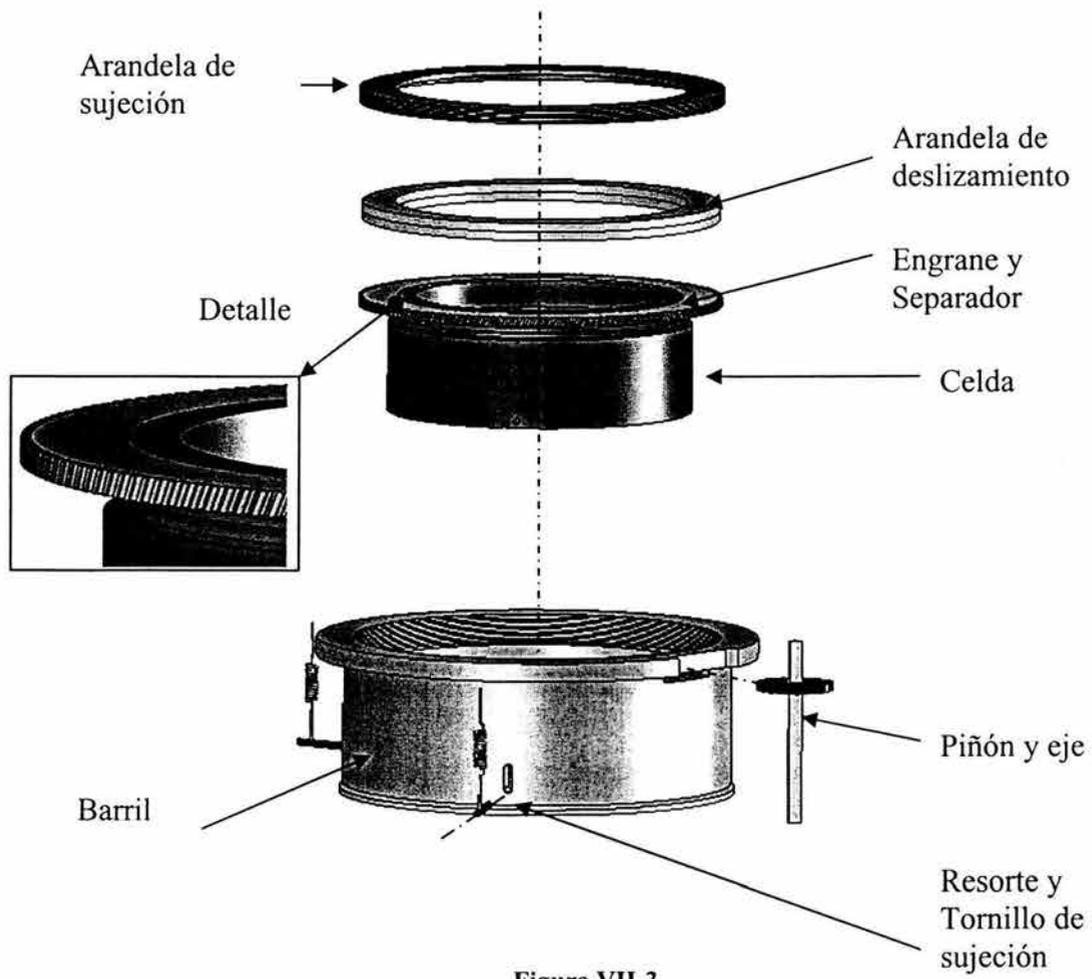
Barrenos para prisioneros en piñón y eje con dos caras planas

### **Método de Ensamble.**

El ensamble puede realizarse de varias maneras y es por eso que definiremos un método de ensamble basado en la experiencia obtenida por el prototipo (Figura VII-3).

1. Enroscar el separador a la celda y sujetarlos con los prisioneros.
2. Enroscar el separador al engrane. Es muy importante que las superficies superiores del engrane y el separador queden lo mejor alineadas posible (véase el detalle de la Figura VII-3), para que se garantice la carrera completa de la unidad de enfoque.

3. Colocar el engrane y el separador dentro del barril.
4. Atornillar los tornillos de sujeción del resorte dentro de la celda y a través del barril, los cuales deben quedar en la parte inferior de la ranura del barril hecha para ellos.
5. Colocar la arandela de deslizamiento (rodamiento de agujas) encima del engrane, para luego roscar la arandela de sujeción dentro del barril hasta que toque la arandela de deslizamiento.
6. Sujetar los resortes de los tornillos de sujeción y el barril.
7. Alinear el piñón, en su lugar respecto al engrane.
8. Si al momento de hacer girar el sistema, se vuelve notoriamente más difícil de mover el piñón en un sentido que en el otro (superior a 5 Nm), se necesita volver a repetir el proceso de ensamble, pero bajando aun más la arandela de sujeción para empujar la arandela de deslizamiento contra el engrane y evitar que éste se desplace en forma axial.
9. Si al girar el sistema es notoriamente difícil mover el piñón en ambas direcciones (superior a 5 Nm), hay que liberar la arandela de deslizamiento aflojando la arandela de sujeción ligeramente para evitar caer en el problema descrito en el punto 8.



**Figura VII-3**  
Ensamble del Enfoque

## VII. CONCLUSIONES

Se diseñó la unidad de enfoque para el Barril de la Cámara del instrumento científico del Gran Telescopio Canarias, OSIRIS. El diseño conceptual permitió alcanzar una configuración que cumple con las especificaciones de acuerdo a las pruebas realizadas a un prototipo funcional. Para validar el diseño, se fabricó un prototipo funcional, el cual se probó bajo condiciones similares a las reales de operación, analizando su desempeño mediante un control estadístico.

El valor medio de la repetibilidad del prototipo fue de 5 micrómetros, 4 veces menor que la tolerancia dada por las especificaciones (20 micrómetros). El factor crítico en el diseño fue la resolución del enfoque que no debe ser mayor a 4 micrómetros, pero en las pruebas al prototipo se logró una media de 2.2 micrómetros. Se obtuvieron valores del torque necesario para mover el sistema, dato que fue utilizado por el personal de electrónica para la selección del motor y control adecuados para la unidad. Así como, se hicieron cálculos de esfuerzos y duración de las partes móviles de la unidad para garantizar su vida útil (10 años), a las condiciones de operación. El diseño es original en su configuración, involucrando componentes mecánicos comunes, los cuales mediante el diseño conceptual, forman un sistema que satisface los requerimientos específicos del instrumento.

Los objetivos de esta Tesis fueron alcanzados, la fabricación de la unidad de enfoque para el instrumento OSIRIS tomará como pauta las recomendaciones generadas para ser incluidas en el rediseño. Actualmente se están generando los códigos de CNC (Control Numérico por Computadora), para fabricar varias de las piezas de la unidad de enfoque, al mismo tiempo que algunas partes están siendo compradas. El montaje final de la unidad de enfoque coincidirá con el del resto de la Cámara y el Instrumento OSIRIS, para que al fin encuentre su lugar en el Observatorio de Roque de los Muchachos en La Palma, Canarias, España y pueda ver su primera luz en el año 2005, cuando sean enfocadas por primera vez galaxias, y agujeros negros, con un foco perfecto digno de uno de los mejores telescopios del mundo ayudando así a proporcionar información valiosa sobre la formación estelar y el origen y destino de nuestro universo.

## REFERENCIAS.

1. ANSI / AGMA 2001-C95. "American National Standard Fundamental Rating Factors Calculation Methods for Involute and Helical Gear Teeth"  
American Gear Manufacturers Association
2. Buckingham, Earle. "Analytical Mechanics of Gears"  
McGraw-Hill, New York 1963.
3. Camera Unit Specification  
Código: DM/SR-OSI/143v.3
4. A. Chevalier "Dibujo Industrial"  
Limusa 3ª Edición. 1997 México
5. Faires "Diseño de Elementos de Máquinas"  
Limusa 4ª. Edición. 1983 Mexico
6. Jack A. Collins "Mechanical Design of Machine Elements and Machines"  
John Wiley & Sons Inc. 2003 EE.UU.
7. Lewis Wilfred "Investigation of the strength of gear teeth"  
1893
8. Marco Arturo Moreno Corral "Historia de la Astronomía en México"  
Asociación para la Divulgación de la Astronomía y la Astronáutica en México  
Junio 1999; actualizada en Octubre 5 del 2000.
9. Martín A. Cagliani, "Historia del Telescopio"  
Facultad de Filosofía y Letras de la Universidad de Buenos Aires.  
<http://webs.sinectis.com.ar/mcagliani/htelescopio.htm>
10. O.C. Zienkiewicz R.L. Taylor "El método de los elementos finitos " Volumen 1  
Mc-Graw Hill 4ª Edición 1994 Barcelona España.

11. Página central proyecto GRANTECAN S.A.  
C/ Vía Láctea s/n 38200 - La Laguna S/C. de Tenerife, España  
<http://www.gtc.iac.es/>
12. Popov, Egor Paul “Mechanics of materials”  
Prentice Hall, 1952 Englewood.
13. Robert C. Juvinall / Kurt M. Marshek. “Fundamental of Machine Component Design”  
John Wiley & Sons Inc. 3a. Edición. 2000 EE.UU.
14. Scheaffer McClave “Probabilidad y Estadística para Ingeniería”  
Grupo Editorial Iberoamericana. 1993 México.
15. Shigley, Joseph Edward. “Theory of machines.”  
Novaro 3 Ed. 1980 México.
16. SKF “Catálogo General “  
Stamperia Nazionale 1999 Italia
17. SKF “Minuature Profile Rail Guides”  
1998 Alemania

## **ANEXO A**

# **ENVOLVENTE DEL BARRIL DE LA CÁMARA**



## ANEXO B

### HOJA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFOQUE

Hilos por cm del Tornillo.	5	<u>modificar</u>		
Diametro mayor.	15.6	cm	0.156	m
Paso (pitch).	0.2	cm		
Coefficiente de fricción.	0.09			
Masa a mover	2.6	kg		
Fuerza de los resortes region 1	17.32	kg		
Fuerza de los resortes region 3	26.27	kg		
Carga al elevar la masa	14.72	Kg	144.353888	N
Carga para bajar la masa	23.67	Kg	232.123406	N
Diametro de paso	15.5	cm.	0.155	m
Diametro menor	15.4	cm.	0.154	m
Número de cuerdas por hilo	1			
Avance	0.2		0.002	m
Torque necesario para elevar	0.21064139	Nm	1.85891028	lb*pulg
Torque necesario para bajar	0.30892052	Nm	2.72622362	lb*pulg
Eficiencia	0.21813979		21.8139794	%

Fuerzas en engranes y selección de motor

Geometria de engranes

Coeficiente de fricción.	0.09			
Masa a mover	2.6	kg		
Fuerza de los resortes region 1	17.32	kg		
Fuerza de los resortes region 3	26.27	kg		
Carga al elevar la masa	14.72	Kg	144.353888	N
Carga para bajar la masa	23.67	Kg	232.123406	N
Diametro de paso	15.5	cm.	0.155	m
Diametro menor	15.4	cm.	0.154	m
Número de cuerdas por hilo	1			
Avance	0.2		0.002	m
Torque necesario para elevar	0.21064139	Nm	1.85891028	lb*pulg
Torque necesario para bajar	0.30892052	Nm	2.72622362	lb*pulg
Eficiencia	0.21813979		21.8139794	%

Fuerzas en engranes y selección de motor

Geometria de engranes

	Piñon		Engrane	
Número de dientes N	33		165	
Relación	5			
Diámetro primitivo D	1.58771324	pulgadas	7.938566201	pulgadas
Diámetro exterior De	1.683938285	pulgadas	8.034791246	pulgadas
Paso diametral Pd	24	dientes / pulg.	24	dientes / pulg.
Diámetro de base	1.476380863	pulgadas	7.827233824	pulgadas
Paso circular transversal Pc	0.151149947	pulgadas	0.151149947	pulgadas
Adendum a	0.048112522	pulgadas	0.048112522	pulgadas
Dedendum	0.055666188	pulgadas	0.055666188	pulgadas
Huelgo	0.055666188	pulgadas	0.055666188	pulgadas
Prof. De Trabajo	0.096225045	pulgadas	0.096225045	pulgadas
Prof. Total.	0.103778711	pulgadas	0.103778711	pulgadas
Ángulo de Contacto		14.5	grados	
		0.253072742	radianes	
Long. De Contacto Z		0.322529207	pulgadas	
Paso base Pb		0.146335465	pulgadas	
Relacion de contacto		2.204039927	pulgadas	
distancia entre centros c		4.763139721	pulgadas	
Radio de base	0.768570414	pulgadas	3.842852068	pulgadas
Valor maximo de radio de adendum	1.418796383	pulgadas	4.023654398	pulgadas
Valor de radio de adendum	0.841969143	pulgadas	4.017395623	pulgadas
Pasos del motor	200			
Hilos por cm. el tornillo	5			

## Engrane y Piñón.

ángulo de la hélice	30	Grados
	0.5235988	Radianes
Paso axial	0.2617994	
ángulo de presión diametral.	0.2901956	
Paso transversal	20.78461	Pulgadas
	20.78461	Pulgadas
Diametro primitivo transversal	1.5877132	pulgadas
Radio en metros	0.020164	metros
ancho de la cara minimo	0.5235988	
relacion de contacto de cara	2	
Respuesta axial	5	seg / cm
	12	cm / min
Velocidad requerida para el motor.	300	RPM

Steps	200
Torque (N*cm)	4.2
rpm	300

Paso tangencial	20.78460969	dientes / pulg.		
Número de dientes	165			
ángulo de contacto	14.5	grados		
	0.253072742	radianes		
ángulo de la hélice	30	grados		
	0.523598776	radianes		
ángulo de presión transversal	0.290195643	radianes		
Paso transversal	18	dientes / pulg.		
Torque generado en el tornillo	0.210641391	Nm.		
Diametro del piñon	7.938566201	pulgadas		
Fuerza tangencial o transmitida	2.089286139	N.	0.469692417	lbf
Fuerza radial	0.540326134	N.		
Fuerza axial	1.206249915	N.		
Fuerza total	2.491871827	N.		
Velocidad de línea de paso	124.6987063	pulg. / min		
<b>Potencia requerida del motor</b>	<b>0.00177485</b>	<b>H.P.</b>	<b>1.323505345</b>	<b>W.</b>
<b>Torque requerido por el motor</b>	<b>0.042128278</b>	<b>Nm.</b>	<b>4.212827826</b>	<b>Ncm.</b>
<b>Resolucion</b>	<b>2.00E-06</b>	<b>metros</b>		

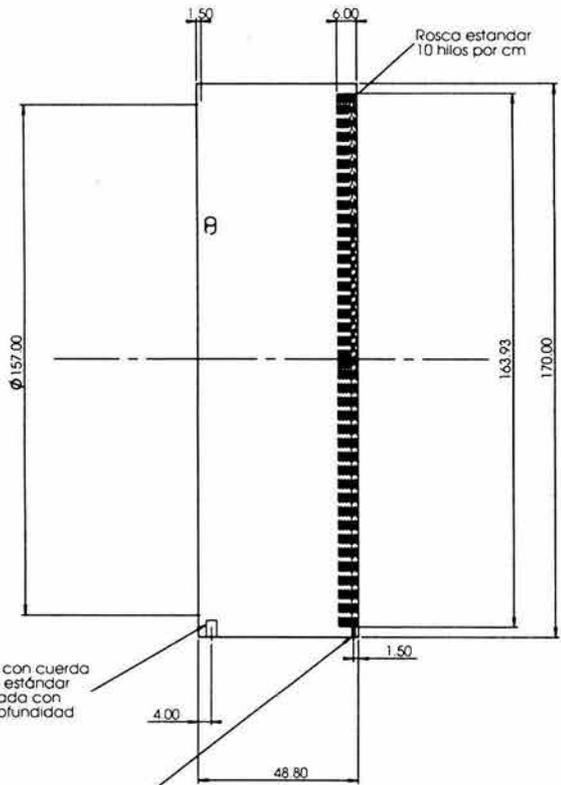
## **ANEXO C**

### **PLANOS DE FABRICACIÓN DEL PROTOTIPO**



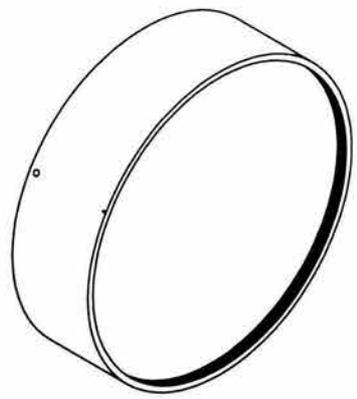
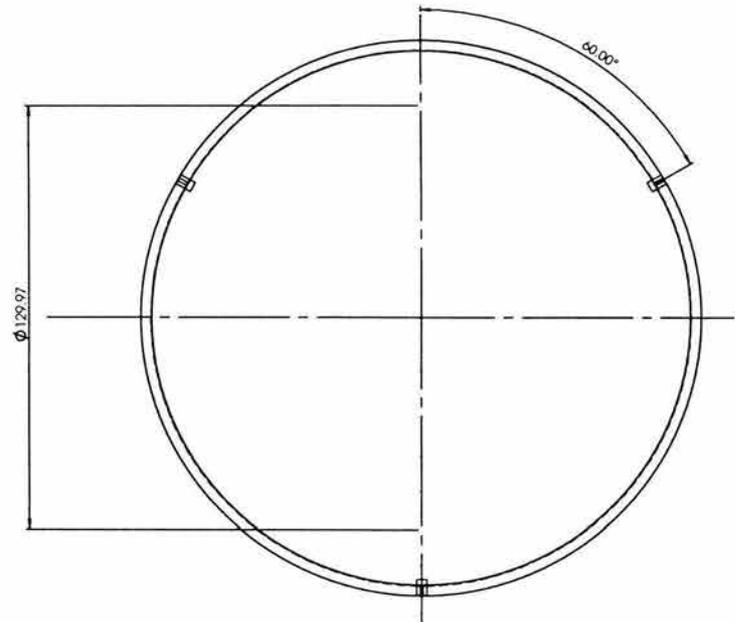
1/1-1001

8	9	10	11
REV.	DESCRIPCION/REVISION	FECHA/DATE	AUTORIZADO/AUTHORIZED



Barrenos (3) con cuerda para tornillo estándar de 1/8 pulgada con 5 mm de profundidad

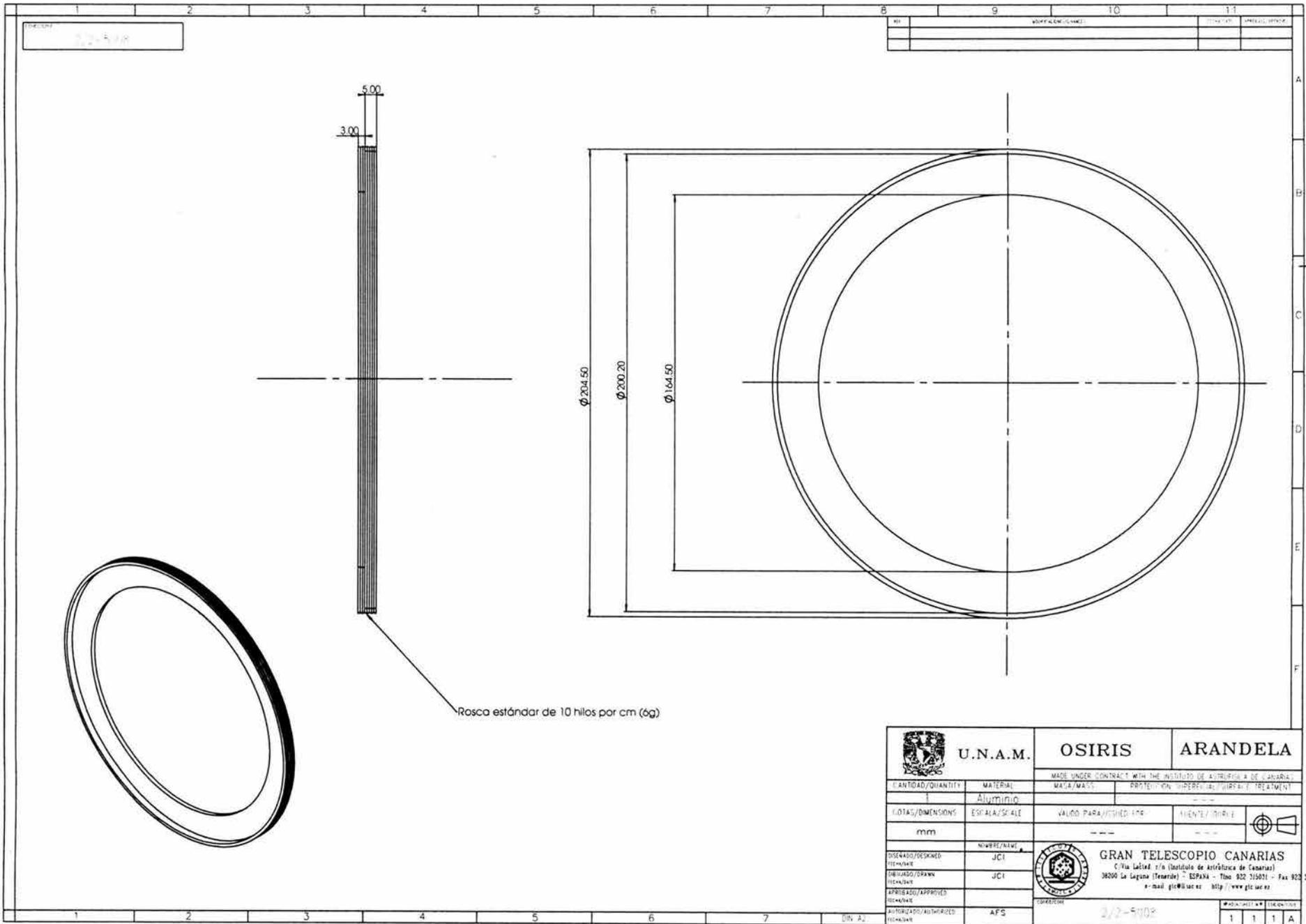
Barrenos (3) pasados con cuerda para prisionero allen de 1.75 mm



Nota: las tolerancias no indicadas son de  $\pm 0.05$

 <b>U.N.A.M.</b>		<b>OSIRIS</b>		<b>CD1</b>	
CANTIDAD/QUANTITY 1		MATERIAL Aluminio		MADE UNDER CONTRACT WITH THE INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CANARIAS	
COTAS/DIMENSIONS mm		ESCALA/SCALE mm		PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT ---	
DISEÑADO/DESIGNED FECHA/DATE JCI		DIBUJADO/DRAWN FECHA/DATE JCI		VALIDO PARA/ISSUED FOR ---	
APROBADO/APPROVED FECHA/DATE AFS		AUTORIZADO/AUTHORIZED FECHA/DATE AFS		FUENTE/SOURCE ---	
GRAN TELESCOPIO CANARIAS C/Va Lactel s/o Instituto de Astrofísica de Canarias 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA - Tlfo 922 315031 - Fax 922 315032 e-mail: gtc@iac.es http://www.gtc.iac.es				CONDUCTOR 1/1-1001	
DIN A2		1/1-1001		1 1 1 A	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
A	B	C	D	E	F					



Rosca estándar de 10 hilos por cm (6g)

 <b>U.N.A.M.</b>		<b>OSIRIS</b>	<b>ARANDELA</b>
MADE UNDER CONTRACT WITH THE INSTITUTO DE INVESTIGACIONES DE CANARIAS		PROTECCIÓN SUPERFICIAL/COATING/TREATMENT	
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MAT./MATS	
1	Aluminio		
LOTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALOR PARA/INCHES/IPS	AGENTE/AGENT
mm		---	
DISEÑO/DRAWN	NOVOS/NEW	 <b>GRAN TELESCOPIO CANARIAS</b> C/Via Lázaro s/n Instituto de Astrónomos de Canarias 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA - Telf 922 315031 - Fax 922 315032 e-mail gtc@iac.es http://www.gtc.iac.es	
HECHO/MADE	JCI		
DIBUJADO/DRAWN	JCI		
HECHO/MADE	JCI		
APROBADO/APPROVED		OPERACION	
HECHO/MADE		2/2-5102	
AUTORIZADO/AUTHORIZED	AFS	  	
HECHO/MADE		1 1 1 A	

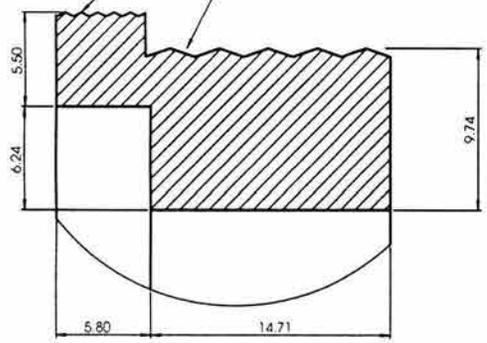
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----

1

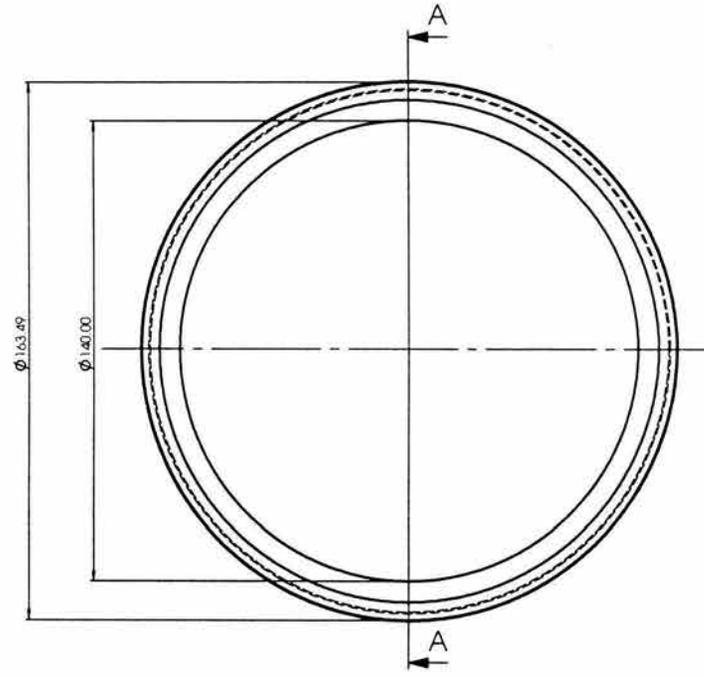
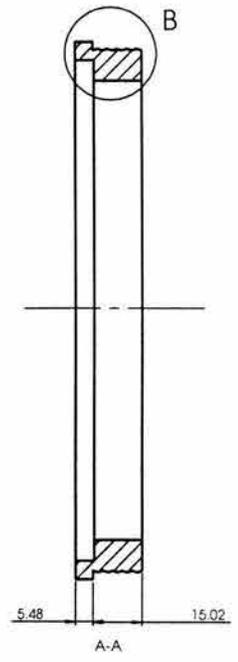
NO.	DESCRIPCIÓN (NUMBER)	TIPO (TYPE)	UNIDADES (UNITS)

Rosca estándar 10 hilos por cm.  
Calidad 6g

Rosca estándar 5 hilos por cm.  
Calidad 4h



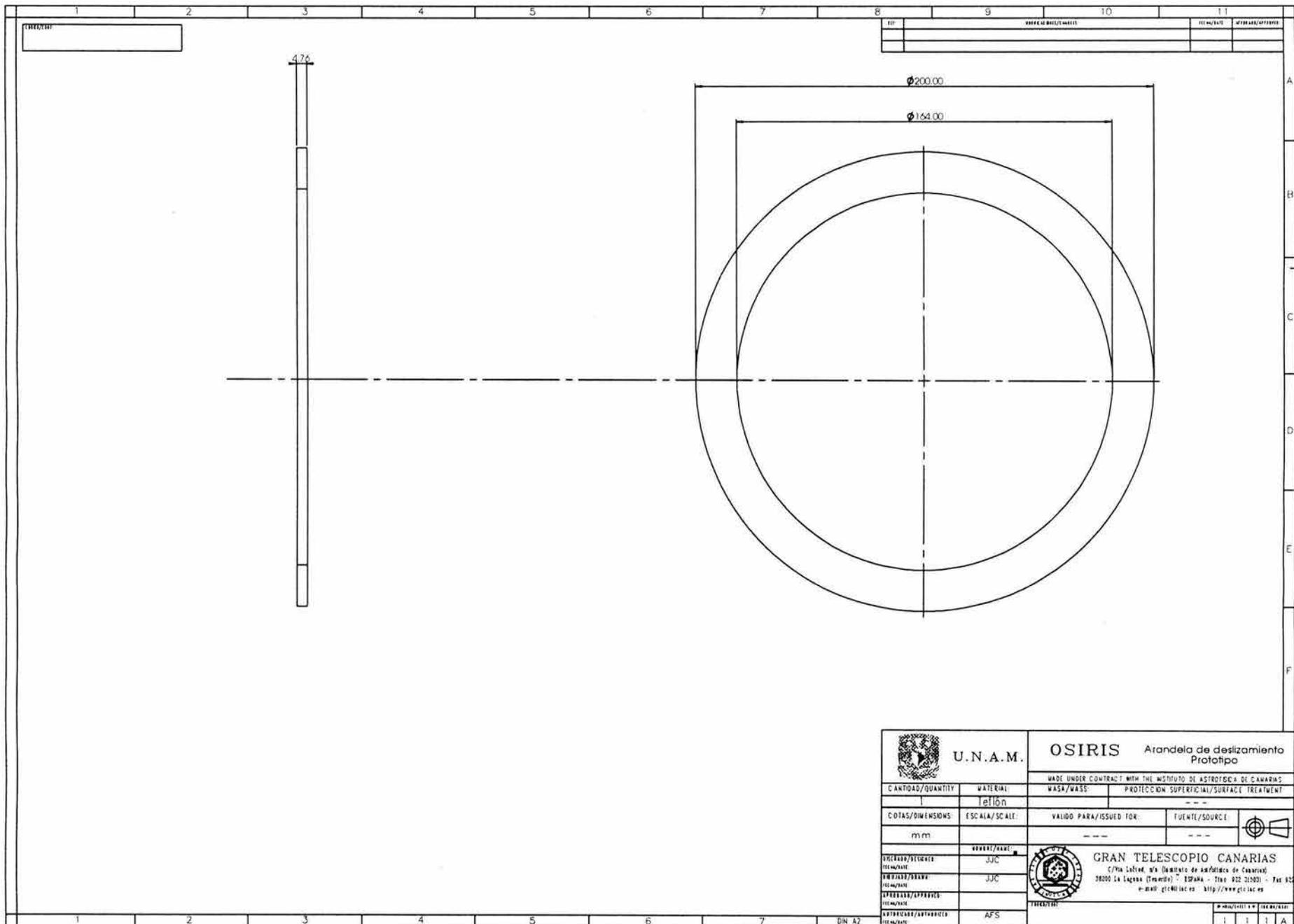
B (5 - 1)



Nota: las tolerancias no indicadas son de  $\pm 0.05$

 <b>U.N.A.M.</b>		<b>OSIRIS</b>		<b>SEP3R</b>	
CANTIDAD/QUANTITY: 1		MATERIAL: Aluminio		MADE UNDER CONTRACT WITH THE INSTITUTO DE ASTRONOMIA DE CANARIAS PROTECCIÓN SUPERFICIAL/REFLECTIVE TREATMENT	
COTAS/DIMENSIONES: mm		ESCALA/SCALE:		VALOR PARA/ISSUED FOR:	
DISEÑADO/DRAWN: JCI		DIBUJADO/DRAWN: JCI		 <b>GRAN TELESCOPIO CANARIAS</b> C/ta Litoral s/n (Instituto de Astronomía de Canarias) 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA - Tlfno 922 315031 - Fax 922 315032 e-mail gtc@lucar http://www.gtc.ucr.es	
APROBADO/APPROVED:		AUTORIZADO/AUTHORIZED: AFS		CONDICIÓN: 1/1-1004	
DIN A2		1 1 1 1 A			

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----



 <b>U.N.A.M.</b>		<b>OSIRIS</b> Atandela de deslizamiento Prototipo	
		<small>MADE UNDER CONTRACT WITH THE INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CANARIAS</small> <small>PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT</small>	
<small>CANTIDAD/QUANTITY</small> ---	<small>MATERIAL</small> Tetión	<small>MASA/MASS</small> ---	<small>TUENTE/SOURCE</small> ---
<small>COTAS/DIMENSIONS</small> 200.00	<small>ESCALA/SCALE</small> ---	<small>VALIDO PARA/ISSUED FOR:</small> ---	<small>TUENTE/SOURCE</small> ---
<small>PROYECTO/DESIGNED</small> JJC	<small>REVISOR/NAME</small> JJC	 <b>GRAN TELESCOPIO CANARIAS</b> <small>C/Plta. Lectorio s/n, Instituto de Astrofísica de Canarias</small> <small>38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA - Telf: 922 310001 - Fax 922 310002</small> <small>e-mail: gtc@iac.es http://www.gtc.iac.es</small>	
<small>PROYECTISTA/DESIGNER</small> JJC	<small>REVISOR/NAME</small> JJC		
<small>APROBADO/APPROVED</small> ---	<small>PROYECTISTA/DESIGNER</small> ---	<small>PROYECTISTA/DESIGNER</small> ---	<small>PROYECTISTA/DESIGNER</small> ---
<small>APROBADO/APPROVED</small> ---	<small>PROYECTISTA/DESIGNER</small> AFS	<small>PROYECTISTA/DESIGNER</small> ---	<small>PROYECTISTA/DESIGNER</small> ---

DIN A2

1 1 1 A

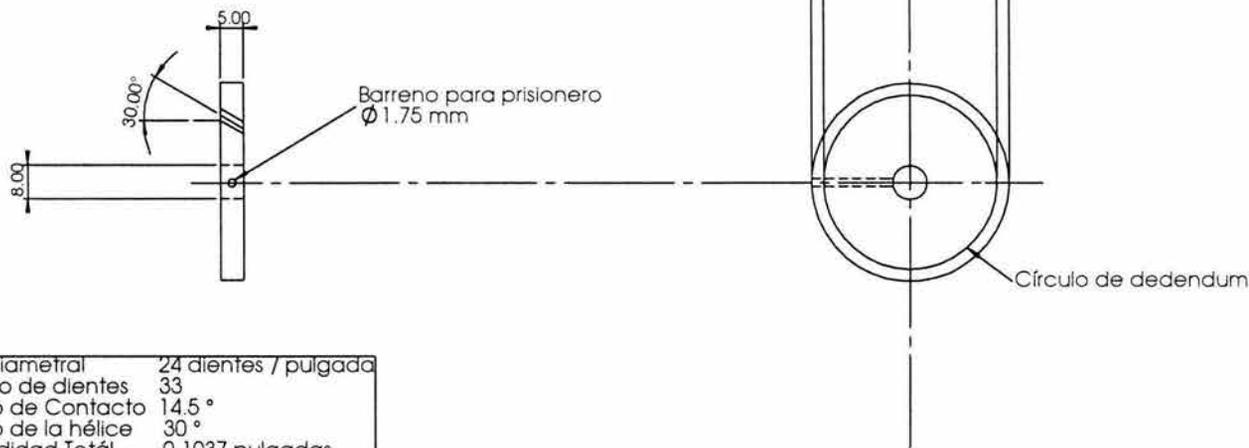


1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

REF. MODIFICACIONES/CHANGES FECHA/DATE APROBADO/APPROVED

1/1-5002

Nota: Las dimensiones del diámetro del eje para el engrane están por definirse.



Nota: las tolerancias no indicadas son de  $\pm 0.05$

	U.N.A.M.	OSIRIS		REDUCTOR	
		MADE UNDER CONTRACT WITH THE INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CANARIAS			
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL:	MASA/MASS:	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT		
1	Acero	0.048	---		
COTAS/DIMENSIONS:	ESCALA/SCALE:	VALIDO PARA/ISSUED FOR:	FUENTE/SOURCE:		
mm		---	---		
DISEÑADO/DESIGNED:					
FECHA/DATE:					
DIBUJADO/DRAWN:		GRAN TELESCOPIO CANARIAS			
FECHA/DATE:		C/Via Lufth. s/o (Instituto de Astrofísica de Canarias)			
APROBADO/APPROVED:		38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA - Tfno 922 315031 - Fax 922 315032			
FECHA/DATE:		e-mail gtc@iic.es http://www.gtc.iac.es			
AUTORIZADO/AUTHORIZED:		CODIGO/COSE:		HORA/SHEET	
FECHA/DATE:		1/1-5002		EDICION/ISSUE	
AFS				1 1 1 A	

## ANEXO D

### SOLICITUD PARA EL TALLER MECÁNICO

**Proyecto solicitante:** OSIRIS

**Subproyecto:** Barril de la Cámara

**Tipo de Trabajo solicitado:** fabricación de componentes para “Prototipo de la Unidad de Enfoque”.

**Objetivo:** La Unidad de Enfoque está compuesta por un par de engranes helicoidales, una sistema de roscas y unos resortes de precarga, todos ellos accionados por un motor de pasos. Los cálculos analíticos indican que el sistema debe funcionar, sin embargo, dada las simplificaciones en los mismos es conveniente hacer un prototipo de prueba para verificar esta unidad.

**Notas:**

- Los planos de fabricación del prototipo que se entregan al taller mecánico del Instituto son equivalentes a los planos de la Unidad de Enfoque con algunas simplificaciones. Éstas involucran componentes que no son necesarios para la evaluación de la Unidad de Enfoque.
- En la Tabla siguiente se muestran las especificaciones que serán revisadas.

Requerimiento	Especificación
Precisión	4 $\mu\text{m}$
Repetibilidad	20 $\mu\text{m}$
Carrera	1 cm

- Faltan por incluir en el plano algunos maquinados para los elementos mecánicos, como son: la guía lineal y el motor de pasos. Por lo que las piezas de este prototipo requerirán de maquinados posteriores.

---

Ing. Alejandro Farah  
Diseñador Mecánico del proyecto

Vo.Bo. Beatriz Sánchez (Jefe del Proyecto OSIRIS)