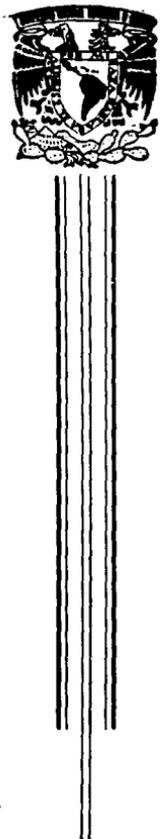


9  
2ej



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

---

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE UN MECANISMO DE POSICIONAMIENTO  
PARA UN DISPOSITIVO DE MEDICION

**TESIS PROFESIONAL**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**  
P R E S E N T A N :  
**FERNANDO JAVIER ANDRADE DELGADO**  
**JAVIER SALVADOR FRAGOSO LIRA**  
**ROGELIO HURTADO DIAZ**

MEXICO, D. F.

JUNIO DE 1991

ASESOR: INGENIERO VICENTE BORJA RAMIREZ



**FALLA DE ORIGEN**



## **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 está 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.

# INDICE

<b>CAPITULO 1</b>	<b>INTRODUCCION</b>	
1.1	Introducción	3
1.2	Reconocimiento de la Necesidad	4
1.3	Planteamiento del Problema	5
1.3.1	Factores de Diseño	6
1.4	Objetivo	10
<b>CAPITULO 2</b>	<b>DISEÑO CONCEPTUAL</b>	
2.1	Alternativas de Solución	13
2.1.1	Alternativa I	17
2.1.2	Alternativa II	20
2.1.3	Alternativa III	22
2.1.4	Alternativa IV	24
2.2	Análisis y Selección	26
<b>CAPITULO 3</b>	<b>SISTEMA DE POSICIONAMIENTO</b>	
3.1	Descripción del Problema	29
3.2	Alternativas de Solución	30
3.2.1	Tipo de Tornillo de Potencia	30
3.2.2	Modo de Sujeción y Geometría de la Transmisión	31
3.2.3	Tipo de Sujeción	32
3.3	Análisis y Selección	34
3.3.1	Tipo de Tornillo de Potencia	34
3.3.2	Modo de Sujeción y Geometría de la Transmisión	42
3.3.3	Tipo de Sujeción	44
3.4	Diseño de Detalle	47
3.4.1	Tipo de Tornillo de Potencia	47
3.4.2	Modo de Sujeción y Geometría de la Transmisión	52

3.4.3 Tipo de Sujeción	53
3.4.4 Dimensiones Finales del Tornillo y Accesorios	63
3.4.5 Tornillos de Sujeción	69

## **CAPITULO 4 SISTEMA DE GUIADO**

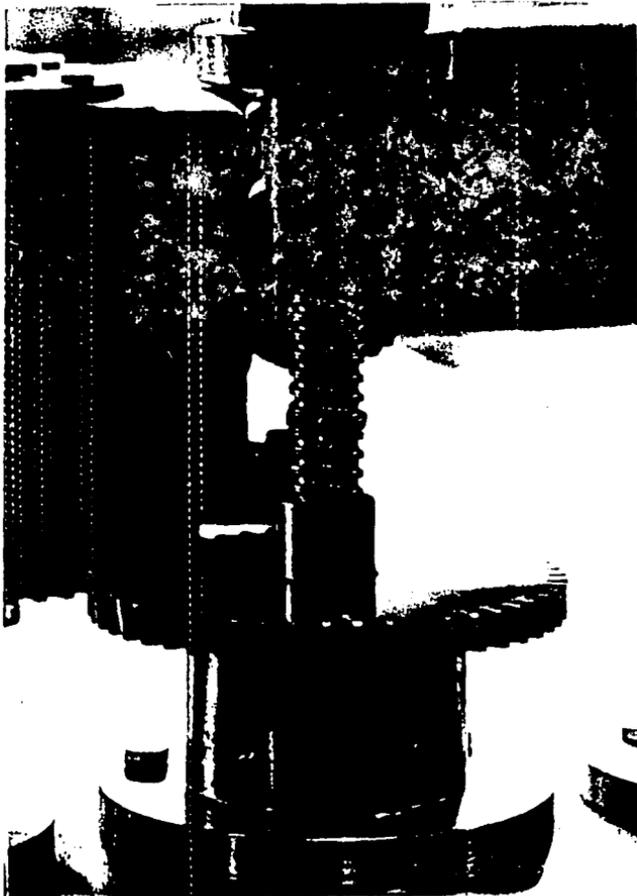
4.1 Descripción del Problema	82
4.2 Alternativas de Solución	82
4.2.1 Número de Guías a ser Empleado	83
4.2.2 Tipo y Sección Transversal de las Guías	85
4.2.3 Material Empleado en las Guías y sus Soportes	92
4.2.4 Factores de Espacio, Temperatura, Corrosión, Fricción y Desgaste	93
4.3 Análisis y Selección	94
4.4 Diseño de Detalle	99
4.4.1 Sistema de Guiado	99
4.4.2 Eje Guía	108
4.4.3 Buje Guía	109
4.4.4 Chumacera	115
4.4.5 Candelero Guía	115

## **CAPITULO 5 SISTEMA MOTRIZ**

5.1 Descripción del Problema	122
5.2 Alternativas de Solución	122
5.2.1 Reductor Sinfin-Corona	124
5.2.2 Motor	126
5.2.3 Transmisión Terminal	128
5.3 Análisis y Selección	130
5.3.1 Reductor	130
5.3.2 Motor	131
5.3.3 Transmisión Terminal	132
5.4 Diseño de Detalle	133
5.4.1 Engranajes y Accesorios	133
5.4.2 Soporte de Motor	152

<b>CAPITULO 6</b>	<b>ESTRUCTURA</b>	
6.1	Descripción del Problema	158
6.2	Alternativas de Solución	160
6.2.1	Alternativa I	161
6.2.2	Alternativa II	163
6.3	Análisis y Selección	164
6.4	Diseño de Detalle	166
6.4.1	Placa Superior	166
6.4.2	Placa Inferior de la Estructura	170
6.4.3	Placa Superior de la Estructura	183
6.4.4	Patas de la Estructura	183
6.4.5	Candelerio de la Estructura	185
6.4.6	Tirante	186
6.4.7	Refuerzos de la Placa Inferior de la Estructura	188
6.4.8	Centrador Interno	189
6.4.9	Centrador Lateral	189
6.4.1	Placa de Referencia	189
<b>CAPITULO 7</b>	<b>ENSAMBLE Y OPERACION</b>	
7.1	Método de Ensamble	198
7.1.1	Par de Aprlete	198
7.1.2	Paralelismo y Perpendicularidad	199
7.1.3	Ensamble de los Bujes en las Chumaceras	200
7.1.4	Ensamble del Mecanismo	200
7.1.5	Ensamble de la Estructura	203
7.2	Método de Operación	204
7.2.1	Puesta en Marcha	204
7.2.2	Verificación de Dimensiones	204
7.3	Mantenimiento	205
<b>ANEXO</b>	<b>CONCLUSIONES, LISTA DE PARTES COMERCIALES Y BIBLIOGRAFIA</b>	
	Conclusiones	214
	Lista de partes comerciales	215
	Bibliografía	216

# MECANISMO DE POSICIONAMIENTO



FJR

# CAPITULO

1

## INTRODUCCION

# INTRODUCCION

## 1.1 INTRODUCCION

En la presente tesis se expone el diseño conceptual y de detalle de un mecanismo de alta precisión que soporta y mueve la parte inferior de un dispositivo eléctrico de medición que pone en resonancia a máquinas eléctricas para el diagnóstico posterior de sus elementos aislantes. Dicho dispositivo consta básicamente de dos partes, una superior fija y una inferior activa con desplazamiento de ascenso y descenso, lo cual varía la separación entre ambas partes y consecuentemente la propiedad eléctrica característica del dispositivo, con objeto de encontrar la resonancia en la máquina de prueba.

El mecanismo le brinda al dispositivo la capacidad de posicionar, con gran precisión, la parte inferior a cierta distancia o separación de la parte superior. Lo compacto y sencillo del mecanismo resultan características muy atractivas para su integración al dispositivo, el cual se pretende sea un equipo portátil y de bajo costo. En el diseño del mecanismo se integraron piezas tanto comerciales como no comerciales obteniéndose un balance adecuado y la consecuente reducción de costos, tiempo y dificultad de fabricación. Cabe mencionar que en el mecanismo se integró un tornillo de potencia de bolas recirculantes que es un elemento de transmisión para la conversión eficiente de movimiento circular en movimiento lineal.

El diseño y dibujo asistido por computadora fue una herramienta indispensable en la concepción de partes y elaboración de planos. Piezas que dependían de las dimensiones finales del ensamble pudieron ser detalladas fácilmente al reunir los diferentes archivos (dibujos a escala de las partes) en planos de conjunto que proporcionaban una perspectiva global del mecanismo.

Finalmente, este trabajo guarda estricta consistencia en lo referente a normas internacionales de dibujo, nomenclatura y estándares.

## 1.2 RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD

El mantenimiento de equipos eléctricos que manejan grandes cantidades de energía (como generadores) es de muy alto costo cuando no se realiza en el momento propicio. El tiempo de reparación de una máquina de este tipo es muy largo (alrededor de dos años en México), y esto se debe a que en la mayoría de los casos las fallas en los equipos se dejan avanzar hasta sus últimas consecuencias al no implementar pertinentemente técnicas de detección de averías en sus diferentes componentes y no aplicar un mantenimiento preventivo oportuno.

En ocasiones dichas fallas pueden provocar incendios que son causa de graves daños, e inclusive se pone en peligro la integridad de la planta.

La implementación de técnicas de diagnóstico tiene como objetivo primordial evitar la salida de servicio de estos equipos eléctricos por falla. Este tipo de técnicas consisten en aplicar una serie de pruebas en sitio que permitan detectar el grado de deterioro, de tal forma, que se tomen las medidas preventivas necesarias.

Existen ya en el mercado dispositivos de medición capaces de realizar estas pruebas, sin embargo son todos de importación y de gran tamaño, por consiguiente son extremadamente caros y muy difíciles de transportar.

Resumiendo, se tiene la necesidad de desarrollar un prototipo de dicho dispositivo de medición para efectuar las pruebas pertinentes en los equipos nacionales y así evitar la salida de

servicio por fallas, que en ocasiones provocan graves daños materiales y económicos.

### 1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El departamento de materiales del Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE) con ayuda del Centro de Diseño Mecánico (CDM) de la Facultad de Ingeniería de la UNAM se dió a la tarea de desarrollar un prototipo del dispositivo de medición antes mencionado.

El IIE está encargado de concebir el sistema eléctrico y de control del prototipo, por su parte la tarea del CDM es diseñar el mecanismo que logre producir el posicionamiento del dispositivo y la estructura que lo soporte.

El dispositivo de medición consta de dos partes iguales con libre movimiento relativo una de otra, como se ve en la figura 1.1 . Cada parte tiene un peso aproximado de 200 [kgr].

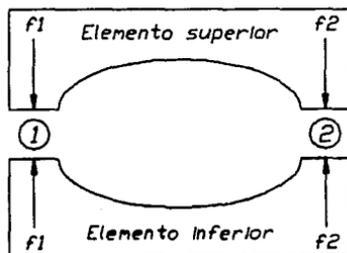


Figura 1.1 Dispositivo eléctrico.

Entre dichas partes se ejerce una fuerza de tracción máxima de 4 [ton] repartida en los puntos 1 y 2, y en el caso extremo, la magnitud de las fuerzas difieren una de la otra en un 20% .

Llamémosle a la parte superior "*parte superior del dispositivo (PSD)*" y a la inferior "*parte inferior del dispositivo (PID)*".

Llamémosle "*mecanismo de posicionamiento*" al prototipo que logrará una separación gradual de ambas partes atendiendo a los parámetros y factores de diseño que se mencionan más adelante.

Ahora bien, para obtener resultados satisfactorios en la solución de un problema es indispensable conocer detalladamente todos los factores que en él intervienen, es por eso que a continuación se dan a conocer las restricciones y parámetros que deben ser tomados en cuenta en el diseño del mecanismo de posicionamiento.

### **1.3.1 Factores de Diseño del Mecanismo de Posicionamiento**

#### **a) Resistencia mecánica**

1) Debe soportar, al menos, 39240 [N] (4 [ton]) de fuerza de tracción, fuerza que se produce cuando el dispositivo de medición se encuentra energizado a su máxima capacidad. Debe soportar también el peso de la parte activa del dispositivo.

2) Debe soportar el momento flexionante producido por un posible 20% de diferencia entre las fuerzas de tracción (ver figura 1.1).

3) El dispositivo de medición presenta vibraciones inherentes a su funcionamiento, por lo que el mecanismo debe ser capaz de soportarlas.

#### b) Confiabilidad

1) Deberá ser más del 99%, porque existe el peligro de que si el mecanismo falla o se suelta, se impacte el dispositivo con una fuerza de 39240 [N] (4 [ton]).

#### c) Condiciones térmicas

1) Por la existencia de pérdidas en el dispositivo de medición, éste llega a alcanzar temperaturas de trabajo de 130 [°C], por lo tanto, el mecanismo será diseñado para que estas temperaturas no lo afecten en lo más mínimo.

#### d) Vida útil

1) Según las estadísticas que proporciona el IIE sobre el uso del equipo, con el prototipo se efectuarán pruebas eventualmente (menos de 3 veces al mes), y serán de corta duración, por lo tanto, las condiciones de fatiga no son prioritarias en el diseño.

#### e) Fricción

1) Es un factor muy importante que se debe minimizar siempre en el diseño de mecanismos en movimiento. La fricción es siempre la culpable de las bajas eficiencias de transmisión de energía.

#### f) Costo

1) En la actualidad existen en el mercado extranjero dispositivos de medición similares, sin embargo, sus costos son muy elevados y quedan fuera del alcance del presupuesto de las compañías interesadas. Es por esto que el costo del equipo a diseñar debe ser menor, y además debe

tener, por lo menos, la misma calidad que los equipos de prestigio.

g) Seguridad

1) Es un equipo que se caracteriza por trabajar con altos voltajes y grandes fuerzas magnéticas generadas, por lo tanto, no se puede permitir que por alguna razón se produzca un arco de alto voltaje indeseado o que se rompa o libere el mecanismo.

h) Peso

1) Uno de los requisitos de este prototipo es que pueda ser transportado mediante una camioneta de carga de 1.5 [ton], por lo tanto, el diseño deberá ser optimizado al máximo en cuanto a peso. Se pretende que el mecanismo no sobrepase los 200 [kgr].

i) Estilización

1) Siempre cuenta en un diseño, aquí no es prioritario, pero se debe considerar porque en un futuro se pretende comercializar el equipo en el extranjero y en el mercado nacional.

j) Tamaño

1) Es un factor prioritario y está directamente relacionado con el peso, ambos deben ser optimizados al máximo. Se pretende al finalizar el proyecto, que este factor sea una de sus mayores ventajas y atractivos.

k) Control

1) Desde el inicio del proyecto, se ha tenido en mente controlar el mecanismo mediante dispositivos electrónicos, razón por la cual se debe

considerar como un factor muy importante en el diseño el tipo de mecanismo motriz que se utilizará.

#### l) Precisión

1) Para poder efectuar las mediciones satisfactoriamente es necesario que el mecanismo evite una desviación con respecto a la horizontal mayor a  $0^{\circ} 3' 7.51''$ , y proporcione una precisión en el posicionamiento vertical de  $\pm 0.05$  [mm].

#### m) Carrera

1) El mecanismo debe ser capaz de recorrer una longitud de 4 [cm].

#### n) Facilidad de fabricación

1) Uno de los objetivos del proyecto es fabricar la mayor parte de las piezas no comerciales del prototipo dentro del mismo IIE, razón por la cual se debe tomar en cuenta en el diseño las limitaciones en cuanto a manufactura de los talleres del IIE.

#### ñ) Restricciones

1) Existe una zona restringida al uso de cualquier material metálico debido a características propias del dispositivo de medición, éste es un factor muy importante a considerar en el diseño. Dicha zona se observa en la figura 1.2 .

#### o) Velocidad de movimiento

1) Para hacer más sencillo el control del posicionamiento, la carrera de recorrido se debe realizar en un tiempo no mayor a 50 segundos.

El problema es ahora ya muy claro, se tiene que implementar un mecanismo o dispositivo que sea capaz de lograr el posicionamiento del dispositivo tomando en cuenta todos los factores de diseño mencionados anteriormente y que además posea virtudes y características similares o superiores a los instrumentos que existen comercialmente.

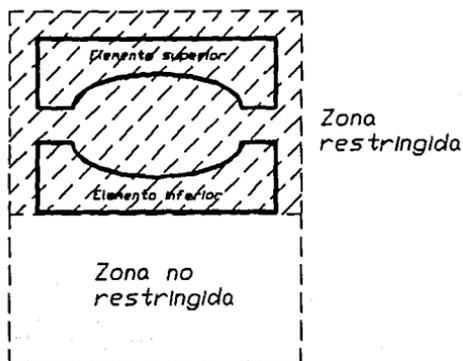


Figura 1.2 Sección restringida del dispositivo.

#### 1.4 OBJETIVO

El trabajo que aquí se presenta tiene por objeto resolver el problema mecánico que representa posicionar adecuadamente los dos elementos del dispositivo de medición. El mecanismo de posicionamiento que dé solución a este problema debe cumplir con los factores de diseño ya mencionados. El criterio de diseño del mecanismo estará dirigido invariablemente a obtener un dispositivo preciso, sencillo, seguro y de

fácil fabricación para lo cual, se deberá balancear la aplicación de piezas comerciales y de fabricación especial.

Al finalizar el trabajo se contará con una serie de planos de fabricación y ensamble, así como una lista de partes comerciales e indicaciones que permitan el armado adecuado del mecanismo. Además se anexará una serie de recomendaciones para el mantenimiento del mecanismo.

# CAPITULO

# 2

## DISEÑO CONCEPTUAL



FJR

## DISEÑO CONCEPTUAL

En este capítulo se presenta la progresión de ideas que dieron paso a la solución conceptual del mecanismo de posicionamiento. Las principales alternativas de solución son descritas y analizadas destacando las ventajas y desventajas que implican cada una de ellas. Dichas alternativas tienen un compromiso con los factores de diseño planteados.

Mediante un dibujo ilustrativo se muestra detalladamente el mecanismo propuesto en cada alternativa. Al final se evalúan todas las alternativas, obteniéndose el mejor mecanismo de posicionamiento que dé solución a los requerimientos y exigencias del dispositivo eléctrico de medición.

### 2.1 ALTERNATIVAS DE SOLUCION

El accionamiento del sistema es el elemento motor que permite mover la parte activa del mecanismo. Existen tres diferentes tipos de accionamientos, cada uno de ellos asociado a diferentes formas de energía y tecnología: neumático, hidráulico y eléctrico (no se considera el accionamiento manual por requerirse un equipo automático).

El accionamiento neumático usa aire comprimido a presión inferior a 10 [bar] para accionar generalmente cilindros neumáticos lineales. El peso reducido de estos dispositivos y la flexibilidad de los conductos de alimentación del aire, los hace adecuados, en principio, para actuar sobre articulaciones prismáticas. Sin embargo, debido a la compresión del aire, es difícil controlar el posicionamiento en puntos intermedios de los cilindros, utilizándose sólo en movimientos de carrera fija. Esto, junto con las fricciones en las partes móviles, oxidación de los

elementos de control y gran nivel de sonoridad descarta su empleo en el presente mecanismo, donde la precisión de posicionamiento es de primordial importancia. Además, el uso de este tipo de accionamiento en el mecanismo restaría independencia al dispositivo de posicionamiento, haciéndolo dependiente de un sistema de compresión de aire, que en general, es un recurso de limitada disponibilidad.

El accionamiento hidráulico utiliza líquidos, que suelen ser aceites, a presión inferior a 100 [bar] (lo que permite el uso de conductos flexibles) que accionan motores hidráulicos. Este tipo de accionamiento es el que tiene mejor relación potencia/peso, característica de gran importancia en dispositivos compactos. Ello hace que mecanismos con este tipo de accionamientos sean capaces de transportar elevadas cargas. La regulación de la posición con accionamientos hidráulicos es más exacta que con accionamientos neumáticos, pero no lo suficiente. En general estos accionamientos son propios para grandes dispositivos que requieren de grandes velocidades de trabajo. Asimismo, se pueden señalar como desventajas del mismo: necesidad de un filtro de aceite y de eliminar el aire, oscilación ante cargas cíclicas, transmisión del aceite a las partes móviles, presencia de fugas de aceite y un elevado tiempo de mantenimiento. Además, el costo inicial y el de operación son elevados en comparación con un sistema electromecánico. Por lo anterior y debido a que el presente mecanismo requiere de una alta precisión en el posicionamiento y trabaja con cargas moderadas sometidas a pequeñas vibraciones, el empleo de un accionamiento hidráulico, en este caso particular, no es recomendable.

Los accionamientos eléctricos son ampliamente usados en sistemas de posicionamiento a lo largo de una carrera, pues éstos permiten una precisa y fácil regulación de la posición, a través de servomecanismos, lo que representa una gran ventaja en comparación con los demás accionamientos. Cuando se requiere retornar a posiciones

predeterminadas, dentro de la carrera, estos sistemas lo logran sin vacilar en los paros.

Un adecuado control eléctrico instalado a este tipo de accionamientos, ofrece un movimiento lineal, continuo y suave, sin la necesidad de fluidos, tuberías u otros componentes costosos requeridos en accionamientos hidráulicos y neumáticos.

Dentro de las ventajas de los accionamientos eléctricos, se cuenta la rápida y buena capacidad de respuesta que proporciona un movimiento lineal, controlable y suave, en comparación con el movimiento inconsistente de los accionamientos neumáticos e hidráulicos debido a variaciones en la presión de línea o viscosidad respectivamente. Las demoras de respuesta en el arranque y paro se reducen al mínimo, ya que los sistemas electromecánicos sólo dependen del tiempo mínimo de arranque de un motor o del tiempo de acoplamiento de un embrague, mientras que los sistemas hidráulicos y neumáticos requieren tiempo para crear presión antes de que el accionamiento sea posible. Además, la velocidad lineal no varía significativamente ante cambios en la carga, un problema común con accionamientos hidráulicos y neumáticos.

Por otra parte, la conversión directa de energía eléctrica a mecánica, inherente a los accionamientos eléctricos, resulta en un movimiento lineal, económico y efectivo (más eficiente), de tal suerte que la potencia no es desperdiciada en dispositivos de trabajo continuo como bombas, válvulas, tuberías y compresores.

También, con el empleo de accionamientos eléctricos, que en general son de operación silenciosa, se evitan los molestos y constantes ruidos de bombas y compresores, así como los problemas de fugas de líquido o remoción de humedad del aire que se tienen continuamente en los accionamientos hidráulicos y neumáticos respectivamente.

En cuanto al aspecto económico, los motores eléctricos compiten ventajosamente con los accionamientos hidráulicos cuando los equipos no rebasan los tamaños medianos, sin embargo, en equipos de gran tamaño los accionamientos hidráulicos resultan más económicos que el equivalente eléctrico.

Por lo que toca a la instalación y mantenimiento, en los sistemas electromecánicos se elimina la utilización de equipos auxiliares tales como: bombas, tanques, acumuladores, válvulas, accesorios y líneas de alta presión, lo cual puede añadir ahorros sustanciales en el diseño e instalación inicial, sin olvidar que los problemas de mantenimiento se reducen drásticamente.

Por último, los motores que se utilizan generalmente en mecanismos de posicionamiento de precisión, son de dos tipos: de corriente continua de pasos y de corriente continua convencionales. Los primeros son utilizados en movimientos en los cuales no se requieren grandes esfuerzos. Los segundos se utilizan cuando se requiere soportar mayores cargas.

Observando y analizando las respectivas ventajas y desventajas de los accionamientos descritos, la selección del motor que active al mecanismo no resulta difícil. De esta forma, y como parte del diseño conceptual, en adelante las alternativas de solución se limitan a aquellas que comprendan dentro de su concepto la utilización de un accionamiento eléctrico y específicamente un motor eléctrico de corriente continua, el cual atiende a los requerimientos de control, precisión, costo y carga.

### 2.1.1 Alternativa I

El mecanismo básicamente consiste en un tornillo sin-fín que mueve dos coronas roscadas en su parte interna. Se desplazan a lo largo de roscas unidas a la parte superior de los elementos intermedios, cada una tiene acoplado un anillo de fijación para sostener la parte superior del sistema, respecto al cual el sin-fín permanece fijo. Para mover el sin-fín se utiliza un motor de corriente directa aislado eléctrica y magnéticamente del dispositivo por una placa de resina que ahoga a la parte inferior del sistema, y se acopla al sin-fín con un eje telescópico y una transmisión de  $90^{\circ}$  (ver figura 2.1).

Para no afectar el campo magnético, todos los elementos del mecanismo localizados por arriba de la parte inferior del sistema deben ser de material dieléctrico.

Este mecanismo es el resultado de la evaluación de 23 alternativas analizadas por parte del Instituto de Investigaciones Eléctricas, sin embargo, presenta algunos inconvenientes: las coronas propuestas son de difícil fabricación además de ser necesario sincronizarlas junto con las roscas; debido a que el sin-fín se mueve con la parte superior del dispositivo, la flecha que le transmite potencia debe ser telescópica, la cual requiere una compleja fabricación; se requiere una alta precisión y emplear materiales dieléctricos y preferentemente prelubricados, lo que implica problemas de resistencia mecánica y de fabricación; en general los componentes del mecanismo son no comerciales, la mayoría tiene que ser de fabricación especial.

Una variante de esta alternativa se logra al mantener fijo el sistema motriz (eje, transmisión, tornillo sin-fín y coronas) mientras que la parte superior se mueve verticalmente. En este caso la rosca es parte del elemento superior (ver figura 2.2). Esta variante da mayor

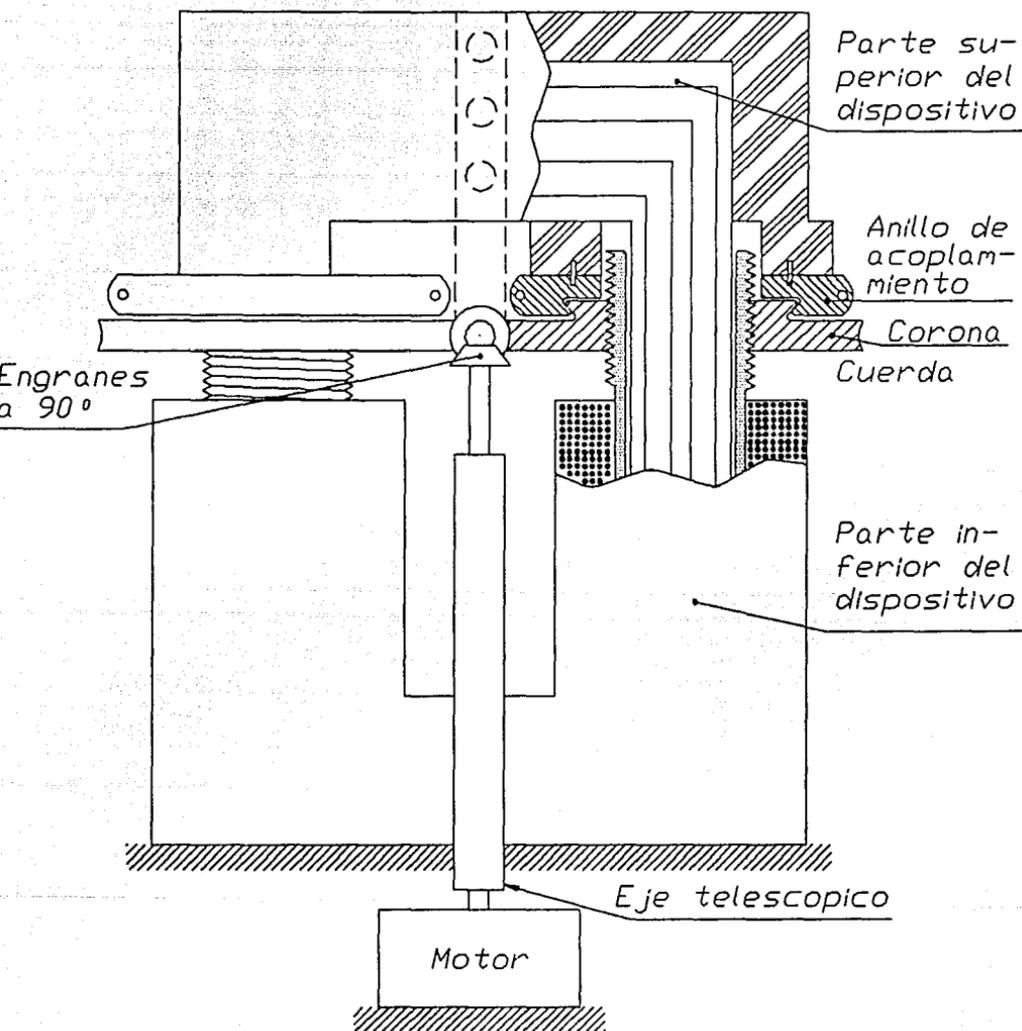


Figura 2.1 Alternativa 1.

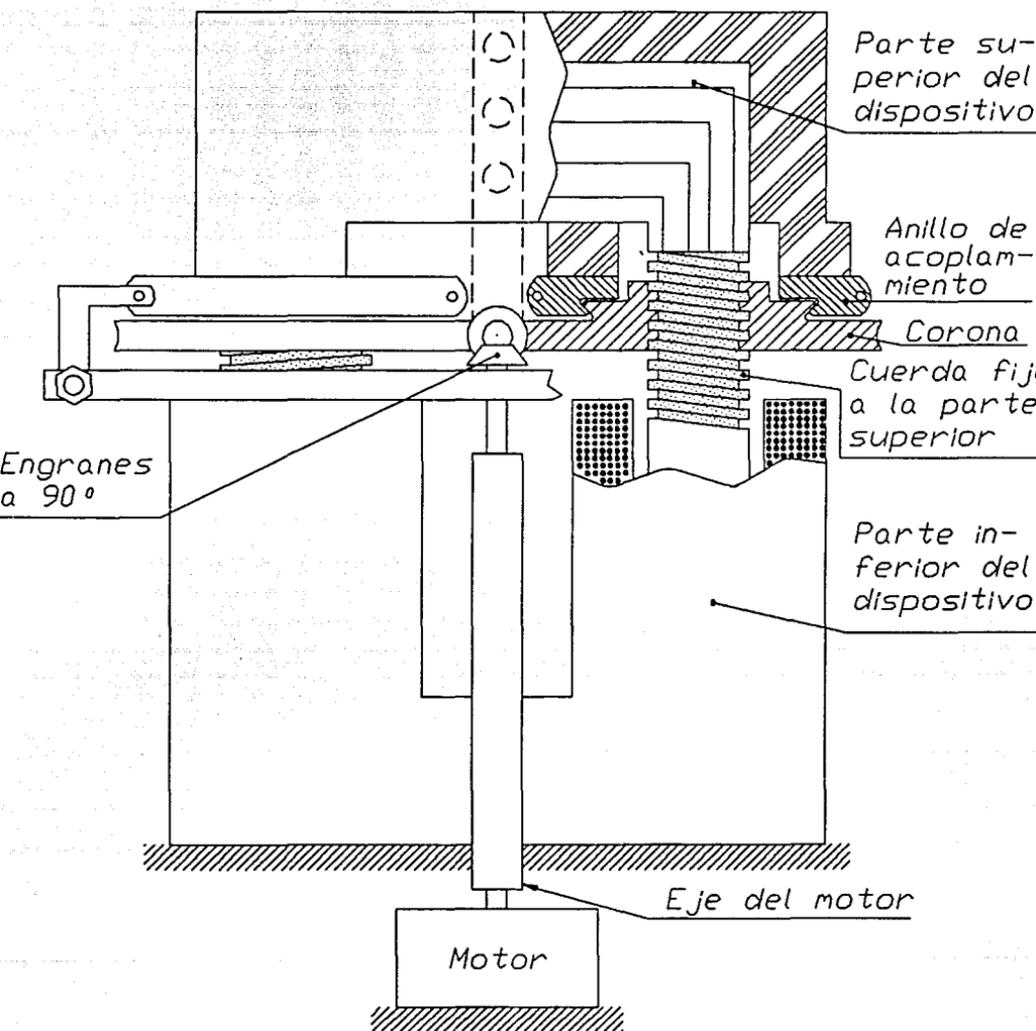


Figura 2.2 Variante de la alternativa I.

rigidez al mecanismo y elimina la flecha telescópica, sin embargo, sigue presentando problemas de sincronización, de fabricación y de materiales.

### 2.1.2 Alternativa II

En este caso todo el sistema motriz está situado por debajo del dispositivo y consiste en un tornillo de potencia que, al girar, desplaza su propia tuerca, la cual soporta y da movimiento, mediante barras de material dieléctrico, al elemento superior.

El tornillo, que es soportado por rodamientos de empuje axial, recibe la potencia del motor por medio de una transmisión de engranes helicoidales. Mediante guías paralelas al tornillo, se asegura un desplazamiento lineal y se evitan desviaciones horizontales (ver figura 2.3).

El mecanismo propuesto salva los problemas de sincronización, sin embargo, las dimensiones de las guías y de las barras que unen a la tuerca del tornillo con la parte superior resultan de dimensiones relativamente grandes, además de que tienen que ser de materiales dieléctricos. Esta característica conduce a una fabricación delicada con lo que respecta a las guías y chumaceras. Por otra parte, la disposición del motor es poco adecuada debido a que requiere de espacio en sentido vertical aumentando así las dimensiones del dispositivo.

En suma, este mecanismo presenta ventajas con respecto a la alternativa anterior pues no requiere de una transmisión especial y compleja, asimismo, los elementos utilizados en su construcción son en su mayoría comerciales ó de fácil fabricación, sin embargo, la idea de mover el elemento superior obliga a la utilización de materiales dieléctricos en el sistema de guiado y requiere de una estructura compleja que conecte a la tuerca móvil con el elemento superior del

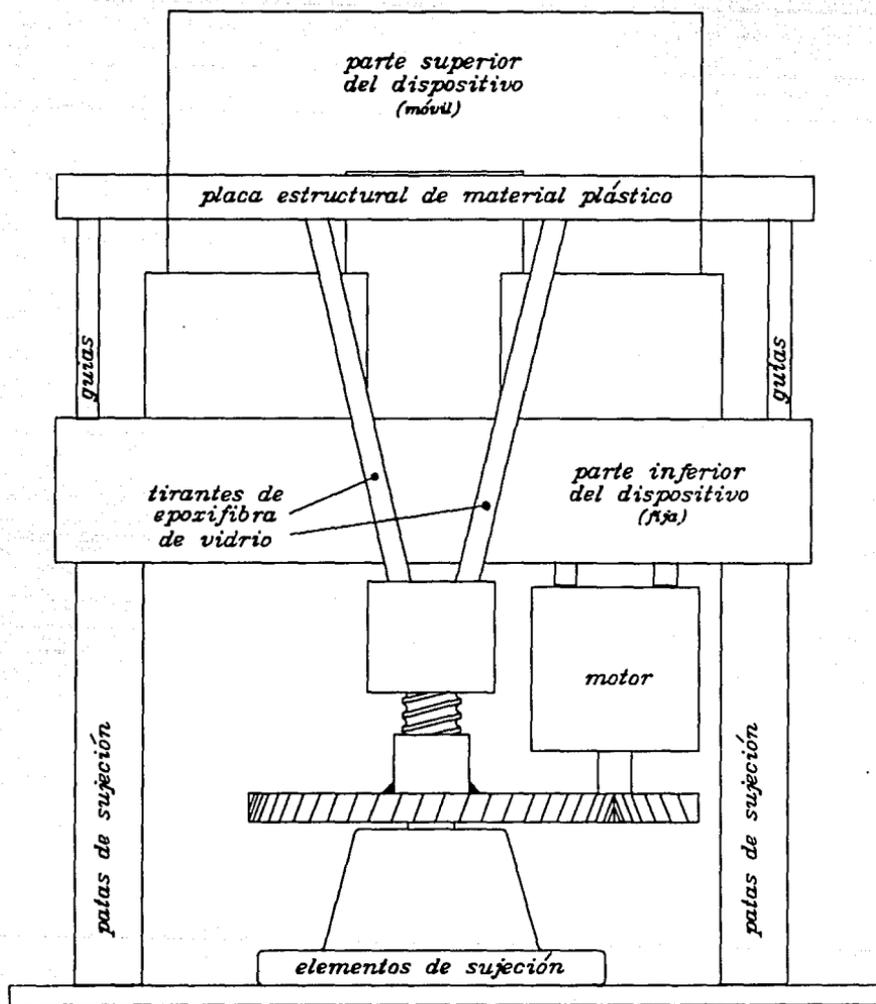


Figura 2.3 Alternativa II

dispositivo. La complejidad de dicha estructura se debe a que la parte inferior y los elementos intermedios representan un obstáculo físico entre la tuerca del tornillo, centralmente localizada, y el elemento superior.

### 2.1.3 Alternativa III

Hasta este momento se han presentado mecanismos que adoptan el concepto de parte superior activa y parte inferior pasiva, no obstante, tal idea resulta de alta complejidad en la conexión del mecanismo con la parte superior, pues mientras el mecanismo esté localizado por debajo del dispositivo el elemento inferior representará un obstáculo para dicha conexión. Tal inconveniente se desvanece si en vez de activar la parte superior se activa la parte inferior manteniendo el mecanismo por debajo de este último. Los problemas de materiales, así como los de aislamiento eléctrico y magnético se ven atenuados grandemente.

Con este nuevo concepto se tiene el siguiente mecanismo:

Un piñón central transmite movimiento a dos trenes de engranes con el objeto de reducir la velocidad del motor al valor deseado. Cada corona terminal está rígidamente unida a una tuerca móvil que se desplaza verticalmente sobre la sección roscada de un eje que hace las veces de estructura y guía para el elemento inferior. Las tuercas móviles unidas mediante una placa reflejante de acero inoxidable le imprimen movimiento al elemento inferior (ver figura 2.4).

En este caso el sistema motriz se desplaza siguiendo el movimiento de la parte inferior, lo que implica nuevamente el empleo de un eje telescópico. La sincronización de las dos tuercas también representa un problema aunado al empleo doble de piezas, debido a la simetría que guarda el mecanismo. Por otra parte la interfase entre las tuercas y la

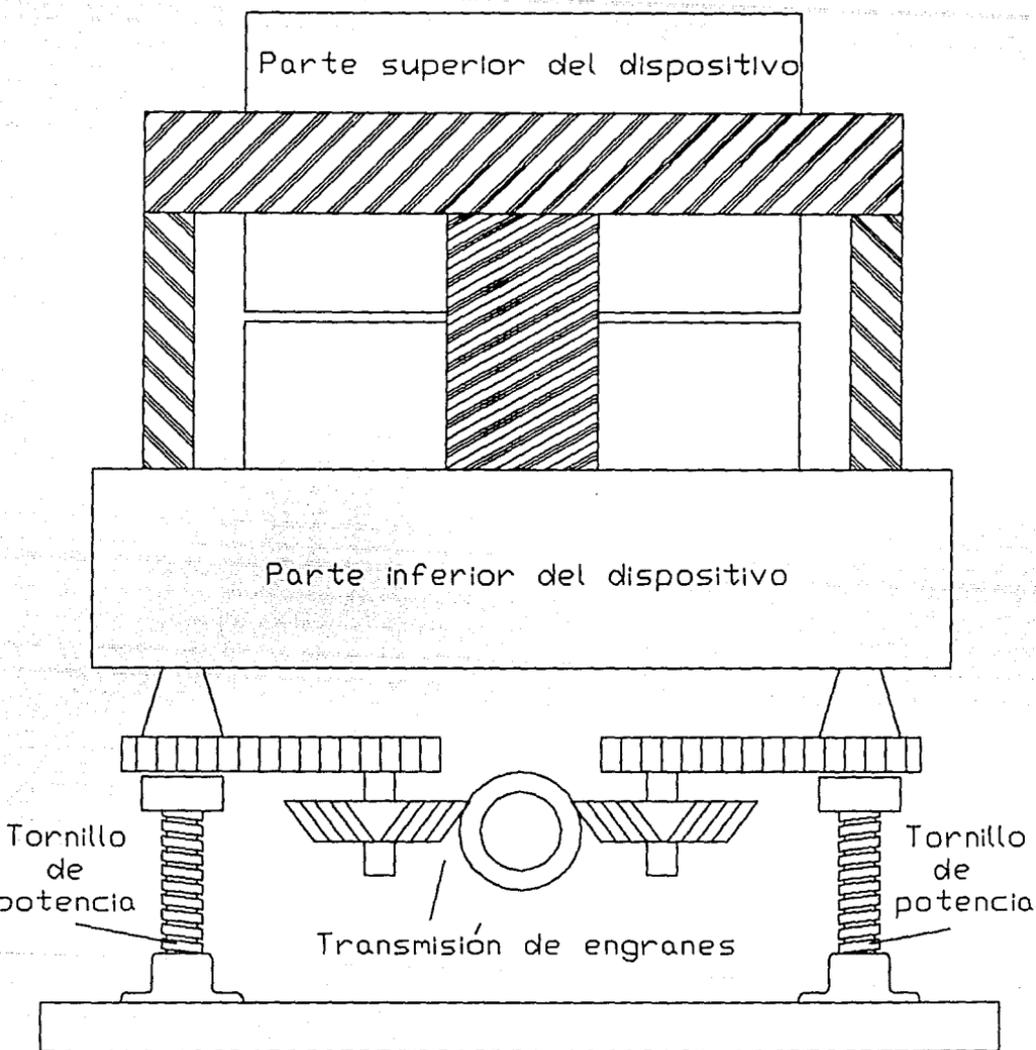


Figura 2.4 Alternativa III.

placa reflejante debe permitir el giro de las tuercas manteniendo unidas las superficies de dichos elementos. A pesar de la triple función que desarrollan los ejes laterales (superficies de transmisión, guías y soportes) éstos tienen que ser de material dieléctrico, lo cual acarrea problemas adicionales.

#### **2.1.4 Alternativa IV**

Esta consiste de un motor eléctrico que transmite movimiento a un tornillo de potencia (con el cual se asegura una alta precisión) mediante un reductor y una transmisión, ya sea de engranes o de poleas y banda flexible. El tornillo de potencia se encuentra acoplado a un piso falso mediante rodamientos axiales que permiten la rotación del mismo.

El conjunto tuerca-brida del tornillo se encuentra rígidamente unido a una placa superior que soporta y prende al elemento inferior del dispositivo. Cuando el tornillo gira, por acción del motor, la tuerca se desplaza sobre éste y le imprime movimiento al elemento inferior situándolo en la posición requerida. Un sistema de guiado, formado por chumaceras y vástagos empotrados en la placa inferior, restringen el movimiento de la parte inferior del dispositivo a una dirección, de tal forma que los elementos activos (parte inferior y placa) sólo realizan movimientos verticales con ausencia de desviaciones horizontales que pudieran presentarse por la acción de vibraciones y/o el momento producido por eventuales desequilibrios entre las fuerzas generadas por el dispositivo (ver figura 2.5).

Para el aislamiento magnético del dispositivo se dispone una pantalla reflejante de material diamagnético entre la placa superior del mecanismo y el elemento inferior del sistema. Asimismo, el aislamiento eléctrico entre el dispositivo y el mecanismo se logra con una capa de material dieléctrico colocada sobre la pantalla reflejante.

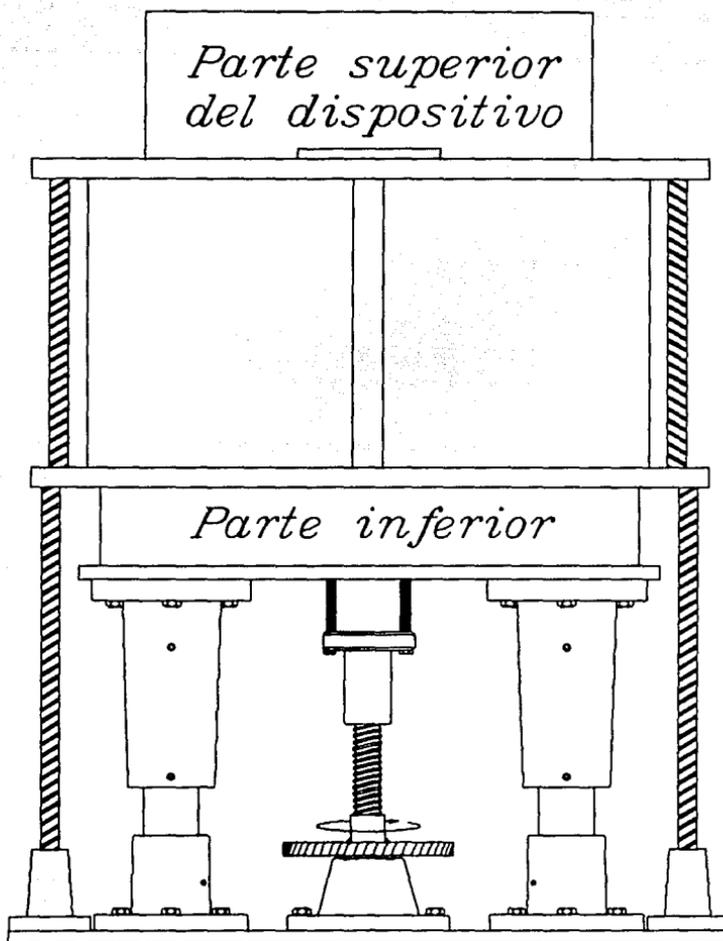


Figura 2.5 Alternativa IV.

Con este arreglo se consigue un aislamiento simple y efectivo entre el dispositivo y el mecanismo, de tal forma que éste y el sistema de guiado pueden ser proyectados en materiales metálicos.

La estructura de material dieléctrico, que une el piso falso del mecanismo con los elementos intermedios y el elemento superior del dispositivo, complementan este arreglo proporcionando al conjunto una complejión robusta que atenúa los movimientos provocados por las vibraciones magnéticas del dispositivo.

## 2.2 ANALISIS Y SELECCION

Como se puede observar la alternativa de solución que ofrece más ventajas es la alternativa IV. En ella se propone un mecanismo preciso, sencillo, compacto y con un empleo mínimo de materiales especiales. Además, algunos de sus elementos pueden ser comerciales, mientras que los de fabricación especial son de diseño sencillo y pueden ser fabricados con perfiles de serie y de fácil adquisición. Por otra parte, la transmisión del mecanismo no incorpora elementos de diseño y fabricación extraordinaria, ni presentan problemas de sincronización. También puede observarse que este mecanismo adopta el concepto de elemento inferior activo, cualidad por demás ventajosa.

En contraste, las demás alternativas presentan problemas de materiales, fabricación y sincronización. Adicionalmente, los diseños son notablemente más complejos y quizá no tan eficaces.

Basándose en la descripción anterior, la alternativa seleccionada es la número IV, que presenta un mecanismo de posicionamiento que cumple con los factores de diseño del dispositivo eléctrico en cuestión.

Una vez seleccionado el mecanismo se procede con el diseño de

detalle del mismo y es aquí donde se observa que se pueden presentar los siguientes problemas:

1) Difícil unión entre el elemento inferior y la placa superior del mecanismo, pues la interfase debe ser de material dieléctrico y a su vez ésta debe sopotar la carga máxima generada en el dispositivo.

2) También se presenta el problema de asir el elemento inferior a la interfase mencionada por medio de elementos no metálicos, que en general son difíciles de trabajar.

3) Se puede presentar atascamiento en el sistema de guiado debido a deflexiones en vástagos y chumaceras. Tomando en cuenta esto y el compromiso de precisión del mecanismo, el diseño obedecerá a las dimensiones que dicte el análisis por deformación elástica, sin pasar por alto una corroboración por resistencia.

4) El tornillo de potencia, bajo la aplicación de carga, puede sufrir rotación en exceso, aún estando el motor inactivo. Mantener la posición de este elemento, sin la necesidad de un freno mecánico, dependerá de la fricción con su rosca y del reductor de velocidad del motor.

5) Por otra parte, el tornillo de potencia debe estar libre de la acción de momento alguno.

6) Los juegos en los elementos de transmisión deben ser mínimos, para garantizar una buena precisión.

7) La disposición última del motor debe ser tal, que disminuya al máximo la altura del dispositivo.

Para facilitar el diseño del mecanismo es conveniente dividirlo en los siguientes sistemas: sistema de posicionamiento, sistema de guiado, sistema motriz y estructura.

# CAPITULO

# 3

## SISTEMA DE POSICIONAMIENTO



FJR

## SISTEMA DE POSICIONAMIENTO

### 3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El sistema de posicionamiento es la parte del mecanismo que se encargará de elevar y descender el dispositivo, colocándolo en una posición determinada. El problema consiste en diseñar un sistema mecánico que cumpla con los siguientes factores:

1) El sistema a diseñar deberá ser capaz de desplazar al dispositivo una longitud máxima de .04 [m] (4 [cm]) en forma horizontal.

2) Proporcionará una resolución en el posicionamiento de  $\pm 0.1$  [mm], es decir, la elevación y descenso del dispositivo se podrá hacer hasta de 0.1 en 0.1 [mm] a lo largo de la carrera total.

3) Soportará una fuerza de tracción de  $F_t = 39,240$  [N] (4 [ton]) mínimo.

4) Deberá realizar el recorrido completo de la carrera, en un tiempo tal, que le permita al controlador de posición elegir un valor congruente a las necesidades de la medición. Se considera un valor adecuado para tales propósitos, el recorrer la carrera completa en 40 segundos.

5) Podrá repetir la posición cuantas veces se requiera.

6) Se acoplará al dispositivo en su parte media, tal como se mencionó en el diseño conceptual.

7) Se optimizará al máximo el tamaño.

- 8) Será accionado por un motor eléctrico.

Buscando las posibles soluciones a este problema, se obtienen las siguientes alternativas.

### **3.2 ALTERNATIVAS DE SOLUCION**

Basándonos en el análisis que se realizó en el capítulo 2, y en los factores de diseño que acabamos de mencionar, la mejor solución para el sistema de posicionamiento se caracteriza por utilizar un tornillo de potencia acoplado a la parte móvil del dispositivo de medición (PID), sujeto en voladizo por algún tipo de chumacera y rodamientos. Una vez que sabemos esto, dividimos el problema en tres subsistemas para comprender mejor la mecánica de selección.

- 1) Tipo de tornillo de potencia.
- 2) Modo de sujeción y geometría de transmisión.
- 3) Tipo de sujeción.

#### **3.2.1 Tipo de Tornillo de Potencia**

Lo más conveniente es usar un tornillo de potencia de rosca cuadrada (ref. 2), o un tornillo de bolas recirculantes, que es un dispositivo de alta eficiencia en la transmisión de potencia (mayor a 90 %, ref. 7). Este último, además de ofrecer ventajas, como un par de arranque bajo, no presenta juego entre su tuerca y tornillo, y es muy silencioso. Dicho tornillo deberá estar acoplado a la parte central inferior del dispositivo de medición.

### 3.2.2 Modo de Sujeción y Geometría de la Transmisión

Este punto se refiere a la manera de conectar el tornillo y tuerca con el dispositivo de medición y con el sistema motriz. Debemos definir el modo de sujeción de la tuerca al dispositivo, el lugar donde se colocarán los rodamientos para soportar las cargas y permitir un movimiento eficiente al tornillo, el lugar donde se efectuará la transmisión de potencia y por lo mismo, la posición de los elementos de transmisión. Para resolver este problema se llegó a las siguientes alternativas de solución factibles:

1) Colocar la transmisión al extremo inferior del tornillo y los elementos de soporte (rodamientos) inmediatamente arriba (ver figura 3.1).

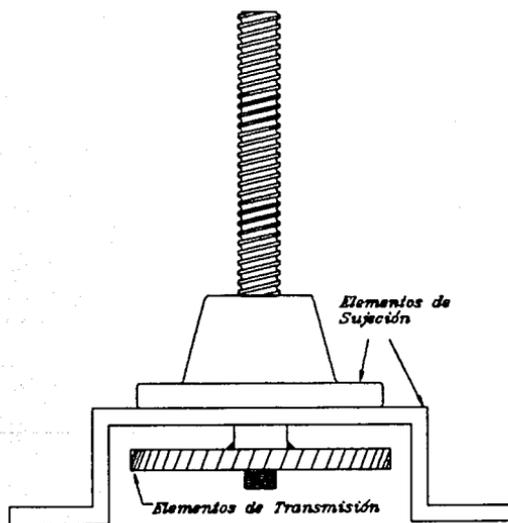


Figura 3.1 Transmisión en la parte inferior.

2) Colocar los elementos de sujeción en el extremo inferior del tornillo y la zona de transmisión de potencia inmediatamente arriba (ver figura 3.2 ).

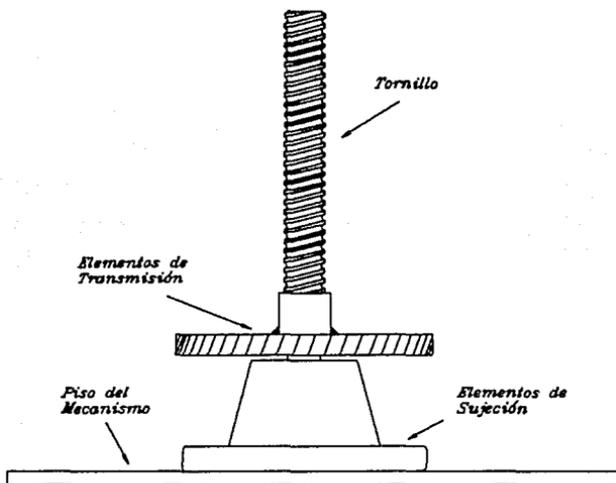


Figura 3.2 Elementos de sujeción en la parte inferior.

### 3.2.3 Tipo de Sujeción

El tornillo debe soportar una carga de empuje axial ( $F_t$ ), provocada por la fuerza de tracción de 4 [ton] que se produce en el dispositivo de medición, y una carga de empuje radial inherente a la transmisión de potencia (ver capítulo 5) y su valor es  $F_r = 295$  [lbr]. Por lo tanto, las cargas que deben soportar los rodamientos son:

$F_t$  : fuerza de tracción del dispositivo = 39240 [N]

$F_r$  : carga radial inherente a la transmisión = 1312.4065 [N]  
= 295 [lbr]

Por lo anterior debemos seleccionar rodamientos que sean capaces de soportar una combinación de carga axial y radial, y para ello tenemos las siguientes alternativas:

1) Utilizar un rodamiento que soporte la carga axial y además un rodamiento que soporte la carga radial (ver figura 3.3).

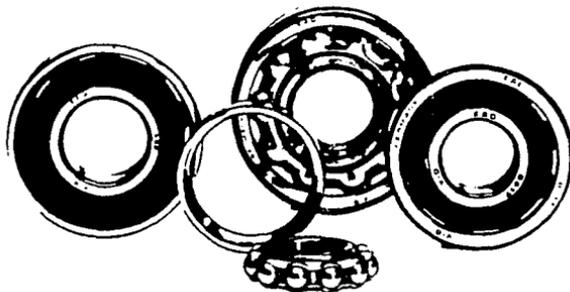


Figura 3.3 Rodamiento carga axial y rodamiento carga radial.

2) Utilizar un rodamiento que soporte ambas cargas (ver figura 3.4).



Figura 3.4 Rodamientos cónicos.

3) Utilizar un rodamiento combinado (ver figura 3.5).



Figura 3.5 Rodamiento combinado.

### 3.3 ANALISIS Y SELECCION

#### 3.3.1 Tipo de Tornillo de Potencia

##### Tornillo de Potencia de Rosca Cuadrada

##### *Requerimientos de potencia*

Calculamos primeramente el diámetro de la sección necesario para soportar una carga estática aproximada de 39,240 [N] (4 [ton]) a la tensión. Esto es con el objeto de obtener un diámetro preliminar que permita hacer una comparación cuantitativa entre los dos tipos de tornillos.

Si utilizamos un acero común, por ejemplo, A.I.S.I. 1018, tenemos:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.1)$$

donde  $\sigma$  : esfuerzo de fluencia del acero A.I.S.I. 1018 =372.33[MPa].  
 $F$  : fuerza axial que soportará el tornillo =39240 [N] (4 [ton]).  
 $A$  : área mínima transversal del tornillo.

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.2)$$

donde  $d$  : diámetro del tornillo.

Substituyendo la ecuación (3.2) en la ecuación (3.1) y despejando  $d$  :

$$d = \left[ \frac{4F}{\sigma\pi} \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

substituyendo valores se obtiene un diámetro  $d = 0.0115839$  [m], que representa la mínima sección requerida para soportar una carga de 39240 [N] sin utilizar factor de seguridad.

Substituyendo el diámetro obtenido, en 3.2, obtenemos un área  $A = 1.0539 \times 10^{-4}$  [m<sup>2</sup>] = 1.6335  $\times 10^{-1}$  [pulg<sup>2</sup>]. Con esta área el diámetro del tornillo recomendado (ref. 2, pág. 251), equivale a  $d_t = 5/8$  [pulg]= 15.875  $\times 10^{-3}$  [m].

Si se utiliza un factor de seguridad de 2.25 en la carga, se obtiene un diámetro de  $d_n = 23.81 \times 10^{-3}$  [m], y para manejar un valor comercial se redondea a  $d_c = 25.4 \times 10^{-3}$  [m] =1 [pulg].

El cálculo de la potencia se efectúa de la siguiente manera (ref. 1, pág. 386):

$$T = \frac{F d_m}{2} \left[ \frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right] \quad (3.4)$$

donde  $T$  : momento de torsión.

F : carga.

$\mu_0$  : coeficiente de fricción estática.

$d_m$  : diámetro medio del tornillo.

l : avance.

El diámetro medio de un tornillo ( $d_m$ ) de rosca cuadrada de 1 [pulg] de diámetro exterior y 4 hilos por pulgada se calcula de la siguiente manera, (ref. 1, pág. 389):

$$d_m = d_e - \frac{1}{2} h \quad (3.5)$$

donde  $d_e$  : diámetro exterior del tornillo

$h$  : altura del diente, y se calcula (ref. 2, pág. 250):

$$h = \frac{7}{16} p \quad (3.6)$$

donde  $p$  : paso diametral = 0.25 [pulg/hilo]

Substituyendo los valores en las ecuaciones anteriores se obtiene un diámetro medio  $d_m = 0.9453125$  [pulg] =  $24.011 \times 10^{-3}$  [m].

El coeficiente de fricción que corresponde al rozamiento de acero con acero en seco, y una baja calidad de acabado superficial tiene un valor aproximado de  $\mu_0 = 0.15$  (ref. 2, pág. 256).

El avance  $l$ , corresponde al mismo valor del paso  $p$ , porque se utiliza un tornillo de rosca sencilla, por lo tanto  $l = 0.25$  [pulg].

La carga tiene un valor de  $F = 39240$  [N] (4 [ton]), como se mencionó en el planteamiento del problema. En resumen, tenemos los siguientes datos:

$$\begin{aligned}
 F &= 39240 \text{ [N]} = 8829 \text{ [lbr]} \\
 l &= 0.25 \text{ [pulg/hilo]} \\
 \mu_o &= 0.15 \\
 d_m &= 24.011 \times 10^{-3} \text{ [m]} = 0.9453125 \text{ [pulg]}
 \end{aligned}$$

Substituyendo estos valores en la ecuación (3.4) obtenemos:

$$T = \frac{8829 (0.9453125)}{2} \left[ \frac{0.25 + \pi (0.15)(0.9453125)}{\pi (0.9453125) - 0.15(0.25)} \right]$$

$$T = 989.75482 \text{ [lbr pulg]}$$

La potencia requerida para levantar la carga se determina mediante la siguiente ecuación:

$$P_{hp} = \frac{\text{rpm} \times T}{63000} \quad (3.7)$$

donde  $P_{hp}$  : potencia requerida [hp].  
 $T$  : par necesitado [lbf pulg].  
 rpm : velocidad angular del husillo en [rpm].

Como se había dicho anteriormente, se estima como velocidad adecuada que el núcleo recorra el total de la carrera (4 [cm]) en 40 segundos, por lo que, si el tornillo cada vez que da una vuelta, la tuerca avanza 0.25 [pulg], para 4 [cm] de avance de la tuerca, el tornillo tendrá que dar 6.3 vueltas. Con esto calculamos,

$$\frac{6.3 \text{ [vueltas]} \quad 60 \text{ [seg]}}{40 \text{ [segundos]} \quad 1 \text{ [min]}} = 9.4488 \text{ [vueltas/min]}$$

Substituyendo valores en la ecuación (3.7) y utilizando 9 [rpm],

9 (989.7548)

$$P_{hp} = \frac{\quad}{63000} = 0.1489 \text{ [hp]}$$

con un factor de 1.5 en la carga, obtenemos que la potencia requerida para este tipo de tornillo es  $P_{hp} = 0.2121$  [hp]

#### *Eficiencia de tornillo*

A groso modo la eficiencia de este tipo de tornillos no sobrepasa el 40 %. (ref. 7, pág. 4).

#### *Tamaño*

De los cálculos de potencia se obtuvo un tornillo de 1 [pulg] de diámetro.

#### *Precisión y juego entre tuerca y tornillo*

La precisión depende del grado de ajuste y tolerancias con que se mande fabricar el tornillo de potencia, para nuestros objetivos necesitamos un grado de precisión de no menos de  $\pm 0.1$  [mm] (ver capítulo 1), valor que incrementa en gran porcentaje el costo de fabricación del tornillo.

#### *Par de arranque*

El par de arranque es un parámetro muy importante a tomar en cuenta para la correcta elección del motor, muchas veces se tiene que elegir un motor más grande para soportar el par de arranque. Para el tornillo de rosca cuadrada, obtuvimos por medio de la ecuación (3.4) un par de arranque  $T = 989.7548$  [lbr pulg] .

## Tornillo de Bolas Recirculantes

Este dispositivo presenta muchas ventajas sobre los tornillos de potencia comunes, pero la principal es que reduce al mínimo la fricción entre tuerca y tornillo aumentando la eficiencia de transmisión del 40%, de los tornillos convencionales, a más del 90%.

### Requerimientos de Potencia

Basándonos en el cálculo de resistencia estática a la tensión, de la sección anterior, y en el catálogo de selección de tornillos de bolas recirculantes marca WARNER (ref. 7), seleccionamos un tornillo de bolas recirculantes semejante al tornillo de rosca cuadrada, cuya elección es el modelo comercial R-1004 con las siguientes características:

- Carga estática que soporta = 30,750 [lbr].
- Rosca derecha sencilla.
- Dos circuitos de bolas, 7 vueltas efectivas.
- Aproximadamente 182 bolas.
- Máximo juego entre tornillo y tuerca = 0.009 [pulg].

La carga estática cumple con los requerimientos con un factor de seguridad de,

$$n = \frac{30750 \text{ [lbr]}}{8829 \text{ [lbr]}} = 3.4828$$

El par requerido se calcula mediante la fórmula del catálogo de los tornillos WARNER (ref. 7),

$$T_d = \frac{P(L)}{2\pi e} = 0.177 P(L) \quad (3.8)$$

donde  $P$  : carga que soportará el tornillo = 8829 [lbr].

$L$  : paso del tornillo = 0.25 [pulg] para nuestro modelo.

substituyendo estos valores en la ecuación (3.8),

$$T_d = 0.177(8829)(0.25) = 390.6833 \text{ [lbr pulg]}$$

la potencia se calcula mediante la fórmula (3.7) para el mismo número de revoluciones,

$$P_{hp} = \frac{9 (390.6833)}{63000} = 0.0566 \text{ [hp]}$$

por lo que para el tornillo de bolas recirculantes escogido la potencia requerida para mover la carga es de  $P_{hp} = 0.0566$  [hp] .

#### *Eficiencia del Tornillo*

Como ya se mencionó anteriormente la eficiencia de este tipo de tornillos rebasa el 90% (ref. 7, pág. 4).

#### *Tamaño*

Dado que hemos escogido el modelo comercial WARNER R-1004 el diámetro nominal del tornillo es de 1 [pulg] .

#### *Precisión y Juego entre Tuerca y Tornillo*

Para el modelo que escogimos, el máximo juego entre la tuerca y el tornillo es de 0.009 [pulg] = 0.2286 [mm] (ref. 7, pág. 18), y la precisión de posicionamiento en cualquier punto del tornillo es de  $\pm 0.005$  [pulg] = 0.127 [mm] . Como la fuerza de tracción nunca cambia de

dirección, el juego entre tuerca y tornillo desaparece al encontrarse cargado el tornillo y no afecta en la precisión de posicionamiento. Por otro lado, la precisión de posicionamiento del tornillo es más que suficiente para nuestros requerimientos.

#### *Par de Arranque y Potencia*

El par de arranque calculado para el tornillo de bolas recirculantes es de  $T_d = 390.6833$  [lbr pulg] .

Es indudable que los requerimientos de potencia son mucho mayores si se utiliza un tornillo de rosca cuadrada en vez de un tornillo de bolas recirculantes,

tornillo de rosca cuadrada	0.2121 [hp]	
	<hr/>	= 3.747
tornillo de bolas recirculantes	0.0566 [hp]	

es decir, para el tornillo de rosca cuadrada se tiene que utilizar un motor 3.7 veces más grande que si se utilizara un tornillo de bolas recirculantes. Esto equivale a un gasto de potencia de casi un 400 % más para el tornillo de rosca cuadrada debido a su baja eficiencia.

Además, la precisión en el posicionamiento es mayor en el tornillo de bolas recirculantes, y no nos cuesta más como en el caso del tornillo de rosca cuadrada.

El par de arranque es mucho menor en el tornillo de bolas recirculantes.

Por otro lado, el tornillo de rosca cuadrada tiene la ventaja de ser de manufactura relativamente sencilla, mientras que el tornillo de bolas

es de manufactura extranjera y requiere de algún tiempo el adquirirlo.

El costo del tornillo de rosca cuadrada es mucho menor que el costo del tornillo de bolas, sin embargo, si se balancean los costos tomando en cuenta el precio del motor que se necesita adquirir para cada caso, resulta más atractivo el tornillo de bolas recirculantes.

El mantenimiento en el tornillo de bolas es sumamente reducido debido a que requiere de una lubricación mucho menor comparándola con el tornillo de rosca cuadrada.

Por estas razones es obvio que, en este caso, lo más conveniente es usar un tornillo de bolas recirculantes en vez de un tornillo convencional de potencia de rosca cuadrada. Este es un ejemplo en donde el avance de la tecnología dejó obsoleto a los tornillos de potencia convencionales.

### **3.3.2 Modo de Sujeción y Geometría de la Transmisión**

La primera alternativa mencionada anteriormente, presenta las siguientes desventajas relativas a su diseño:

Para poder colocar los elementos que sujetarán al tornillo (rodamientos) en la parte superior (figura 3.1) es necesario construir una plataforma que soporte a los rodamientos, ésta deberá perforarse en su centro para que la flecha del tornillo la atraviese y con ello se pueda transmitir la potencia en la parte inferior. Esta plataforma también debe permitir el acceso al tornillo de los elementos de transmisión por lo que su forma aproximada será como se observa en la figura 3.6 . Una geometría muy inconveniente para asegurar, con relativa facilidad en su fabricación, la precisión de que requiere el mecanismo. Esto es porque la carga total que soporta el tornillo se transmitirá por

completo a los rodamientos y a su vez éstos la transmitirán a la plataforma, por lo tanto, la plataforma tiene que ser robusta y con tolerancias de fabricación cerradas en toda su geometría, ya que de ellas depende la perpendicularidad del tornillo de bolas recirculantes. La única ventaja es que los elementos de transmisión podrán estar más cercanos al piso disminuyendo la altura total del mecanismo.

Con la alternativa 2, se evitan los problemas anteriores, no se tiene que fabricar una placa especial para soporte de los rodamientos, éstos pueden ir firmemente unidos al piso del mecanismo y con ello se ofrece mucho mayor precisión y resistencia del conjunto, ya que la carga se transmitirá directamente al piso del mecanismo. Con esta alternativa tenemos que fabricar menos piezas que requieran un cuidado en la precisión, por lo tanto, para el modo de sujeción escogemos la alternativa 2 (ver figura 3.2).

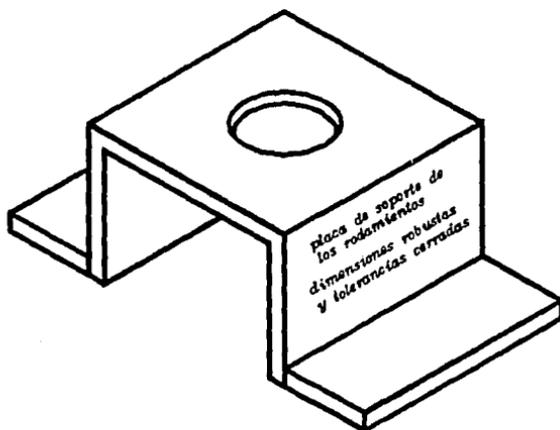


Figura 3.6 Plataforma de soporte para los rodamientos.

### 3.3.3 Tipo de Sujeción

El tornillo de bolas recirculantes que se utilizará tiene un diámetro máximo disponible para el alojamiento de los rodamientos de 21 [mm], por lo tanto, podemos utilizar rodamientos de diámetro nominal hasta de 21 [mm] aproximadamente.

Para la primera alternativa (dos rodamientos), podemos utilizar un rodamiento de bolas de empuje radial de 20 [mm] de diámetro nominal de agujero. La capacidad de carga radial del modelo 61804T de FAG (ref. 9, pág. 100) es de 2240 [N], por otro lado, para soportar la carga axial utilizamos un rodamiento de bolas de carga axial FAG modelo 53204, también de 20 [mm] de diámetro nominal, sin embargo, la carga axial que soporta es de 37500 [N] (ref. 9, pág. 450). Es claro que este rodamiento no es adecuado, pues al menos debe soportar una carga axial  $F_t = 39240$  [N], por lo tanto, se tiene que escoger un rodamiento mayor o utilizar dos de ellos. No es posible utilizar un rodamiento mayor, porque el siguiente tamaño de fabricación es de 25 [mm] de diámetro nominal del agujero y el tamaño del tornillo ya no lo permite usar. Utilizar dos rodamientos de carga axial implica un total de 3 rodamientos, consecuentemente el soporte de los mismos es más laborioso y ocupa más espacio, además de que los costos aumentan.

La segunda alternativa se refiere a utilizar un tipo de rodamiento que acepte trabajar con la combinación de carga axial y carga radial, como lo son los rodamientos cónicos. Si utilizamos dos rodamientos cónicos ajustados uno contra el otro en la disposición X, la carga estática equivalente se define (ref. 9, pág. 258):

$$P_o = F_r + 2Y_oF_a \quad (3.9)$$

donde  $P_o$  : carga estática equivalente.

$F_r$  : carga radial = 1312.4065 [N]

$F_a$  : carga axial =  $F_t = 39240$  [N]

$Y_o$  : 1.1 si utilizamos el modelo 32304A (ref. 9, pág. 260)

substituyendo estos valores en la ecuación (3.9) tenemos,

$$P_o = 87640.4065 \text{ [N]}$$

La capacidad de carga estática  $C_o$  para una pareja de rodamientos (ref. 9, pág. 258) de rodillos cónicos se define,

$$C_o = 2 C_{o \text{ un rodamiento}} \quad (3.10)$$

donde  $C_{o \text{ un rodamiento}} = 48000$  [N], para el modelo FAG 32304A.

substituyendo este valor en la ecuación (3.10) tenemos  $C_o = 96000$  [N], calculando ahora el factor de seguridad que se consigue,

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} = \frac{96000}{87640.4065} = 1.0954$$

que se considera un factor adecuado para exigencias normales según la ref. 9, pág. 10 .

La tercera y última opción sugiere utilizar un rodamiento combinado, es decir, un rodamiento de fabricación especializada que contiene un rodamiento de agujas para soportar la carga radial y un rodamiento de bolas o de rodillos para soportar la carga axial.

En el catálogo FAG, (ref. 9, pág. 674) el modelo NAXR20 tiene las siguientes características:

$d$  : diámetro nominal = 20 [mm].

$C_{Or}$  : capacidad de carga estática radial = 15600 [N].

$C_{Oa}$  : capacidad de carga estática axial = 54000 [N].

La carga estática equivalente se define para estos rodamientos (ref. 9, pág. 667) como:

$$P_{Or} = F_r = 1312.4065 \text{ [N].}$$

$$P_{Oa} = F_a = 39240 \text{ [N].}$$

Los factores de seguridad que se obtienen con los datos anteriores son:

$$f_{Sr} = \frac{C_{Or}}{P_{Or}} = \frac{15600}{1312.4065} = 11.88$$

$$f_{Sa} = \frac{C_{Oa}}{P_{Oa}} = \frac{54000}{39240} = 1.3761$$

que son más que suficientes para exigencias normales.

Haciendo un análisis de las tres alternativas presentadas anteriormente se puede concluir con facilidad que las dos últimas son las que presentan mayores ventajas, sin embargo, la tercera alternativa se recomienda cuando se tienen espacios reducidos y elevadas velocidades, y aquí las virtudes de este tipo de rodamiento se estarían desperdiciando. Por otro lado, este tipo de rodamiento no es de fabricación estándar y por lo tanto, es mucho más caro que los rodamientos cónicos y su tiempo de entrega es más prolongado. Por estas razones decidimos que utilizar una pareja de rodamientos cónicos es lo más conveniente.

### 3.4 DISEÑO DE DETALLE

#### 3.4.1 Tipo de Tornillo de Potencia

Las dimensiones finales del tornillo de bolas recirculantes dependen en gran parte de las dimensiones y tipo de otros elementos del mecanismo, como lo son, los engranes, el motor, los rodamientos, los soportes, etc. En este diseño de detalle se calcula y se dice el porqué de todas las dimensiones del tornillo, tomando en cuenta las dimensiones finales de los demás elementos, aunque éstos se encuentren analizados en capítulos posteriores.

De cuatro fabricantes de tornillos de bolas recirculantes, la marca que ofrece más variedad de modelos y tamaños, menor tiempo de entrega, mejor información técnica, etc., es el fabricante WARNER. Las características del tornillo que se seleccionó en el apartado 3.3 de este capítulo son las siguientes:

- Diámetro nominal = 1 [pulg] = 25.4 [mm].
- Paso diametral = 0.25 [pulg/hilo] = 6.35 [mm/hilo].
- Carga estática que soporta = 30,750 [lbr] = 136837.5 [N].
- Rosca derecha sencilla.
- Dos circuitos de bolas, 7 vueltas efectivas.
- Aproximadamente 182 bolas.
- Máximo juego entre tornillo y tuerca = 0.009 [pulg] = 0.00022 [m].
- Precisión en el posicionamiento (promedio) = 0.005 [pulg] = 0.127 [mm].
- Retorno tangencial de bolas.
- Eficiencia = 90 % .

## Análisis de la Resistencia Estática

Para obtener la carga estática que soportará el tornillo, observemos el siguiente diagrama de cuerpo libre:

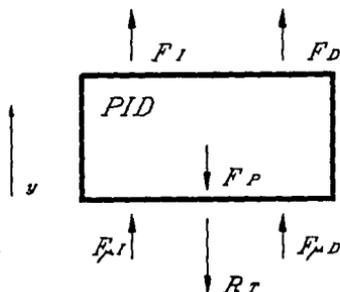


Figura 3.7 Diagrama de cuerpo libre.

- donde
- $F_I$  : fuerza de tracción parte izquierda del dispositivo.
  - $F_D$  : fuerza de tracción parte derecha del dispositivo.
  - $F_{\mu I}$  : fuerza de fricción en la guía derecha.
  - $F_{\mu D}$  : fuerza de fricción en la guía izquierda.
  - $F_P$  : fuerza debido al peso del dispositivo.
  - $R_T$  : fuerza de reacción en el tornillo.

Para el caso crítico, la  $F_I$  y la  $F_D$ , tienen un valor de 2 [ton] cada una, como se explicó en el apartado 1.3 . Las fuerzas  $F_{\mu I}$  y  $F_{\mu D}$ , se deben a la fricción que se produce en las guías (ver capítulo 4), y su valor es  $F_{\mu I} = 99$  [kgr] y  $F_{\mu D} = 99$  [kgr] . El peso de la parte inferior del dispositivo de medición (PID), es un dato que nos proporciona el IIE y su valor es  $F_P = 173$  [kgr].

Haciendo una sumatoria de fuerzas en el eje  $y$ , tenemos:

$$\Sigma F = 0 = F_1 + F_D + F_{\mu D} + F_{\mu I} - F_P - R_T = 0$$

despejando  $R_T$  y substituyendo valores tenemos,

$$R_T = 2000 + 2000 + 99 + 99 - 173 = 4025 \text{ [kgf]} = 39485.25 \text{ [N]}$$

Si comparamos el valor de la carga ( $R_T$ ) que acabamos de obtener, con el valor de la fuerza axial ( $F$ ) que utilizamos en el apartado 3.3.1, se observa que la diferencia es despreciable y por lo tanto los cálculos preliminares del apartado 3.3 son acertados.

Como el tornillo soporta una carga de 30750 [lbr] = 136837.5 [N], tenemos un factor de seguridad de,

$$n_T = \frac{136837.5}{39485.25} = 3.4655$$

#### Análisis de la Vida Util del Tornillo

Se pretende que el dispositivo de medición sea usado con las siguientes características:

- Operaciones por año = 50 días/año .
- Operaciones por día = 1 hora/día .
- Operación por hora = 10 carreras/hora .
- Tiempo de vida elegido = 10 años .

Si cada ocasión en que se usa el dispositivo, la tuerca tiene un recorrido de 8 [cm] = 0.08 [m], se tiene que el tornillo recorre un total de 400 [m] = 15748 [pulg] en 10 años.

En la gráfica que muestra el fabricante (ref. 7, pág. 29), se puede obtener el valor máximo de carga que soporta el tornillo para que cumpla con una vida de recorrido de 15748 [puig] . El valor que se obtiene de la gráfica es 14000 [lbr] = 62300 [N], con lo que tenemos un factor de seguridad de,

$$n_v = \frac{62300}{39485.25} = 1.5778$$

El valor obtenido de  $n_v$  es tomando en cuenta que el tornillo de bolas trabaje a la máxima carga, sin embargo, muy raras veces el tornillo trabajará a la máxima carga, por lo que si consideramos, por ejemplo, una carga media de 20000 [N], el factor de seguridad aumenta apreciablemente y con ello la vida del tornillo de bolas.

#### Velocidad Crítica del Tornillo

Como lo definimos anteriormente, la máxima velocidad a la que debe girar el tornillo de bolas recirculantes es de 9 [rpm], para que cumpla con los factores de diseño. A primera vista se observa que 9 [rpm], es una velocidad muy baja y cualquier tipo de tornillo la resiste sin problema, pero de todos modos calculamos la velocidad crítica para nuestro modelo.

Mediante la siguiente fórmula recomendada por el fabricante se calcula dicha velocidad (ref. 7, pág. 28),

$$N = C_s (4.76)(10^6) \left( \frac{D}{L^2} \right) \quad (3.11)$$

$$N_s = N (F_s) \quad (3.12)$$

donde  $N$  : velocidad crítica.

$N_s$  : velocidad crítica con factor de seguridad.

$D$  : diámetro medio.

$L$  : longitud entre rodamientos de soporte.

$F_s$  : factor de seguridad (0.8 máximo).

$C_s$  : factor del tipo de sujeción del tornillo.

$D$  se calcula,

$$D = \frac{d_{\text{mayor}} + d_{\text{menor}}}{2}$$

donde  $d_{\text{mayor}}$  : diámetro mayor = 0.985 [pulg] (ref. 7, pág. 18)

$d_{\text{menor}}$  : diámetro menor = 0.836 [pulg]

substituyendo estos valores se tiene  $D = 0.9105$  [pulg] .

Del apartado 3.3.2 , sabemos que el tornillo estará soportado en su parte inferior con un par de rodamientos lo que nos lleva a que  $L$  (ref. 7, pág. 30) sea aproximadamente la longitud del tornillo, por lo que  $L \cong 11$  [pulg]. Por esta misma razón el valor de  $C_s = 0.36$  (ref. 7, pág. 30). Substituyendo estos valores en la ecuación (3.11) y en la (3.12), tenemos,

$$N = 12894.486 \text{ [rpm]}$$

$$N_s = 10315.5888 \text{ [rpm]}$$

con este valor obtenemos un factor de seguridad de :

$$n = \frac{10315.5888}{9} = 1146.1765$$

del cual se deduce que la velocidad del tornillo no significa ningún problema.

### 3.4.2 Modo de Sujeción y Geometría de la Transmisión

El diseño de detalle de este apartado se refiere a determinar la forma final de la geometría de la transmisión.

Finalmente el tornillo de bolas recirculantes estará sujeto en su parte inferior por medio de dos rodamientos cónicos, que a su vez se verán soportados por algún tipo de chumacera atornillada al piso del mecanismo. Inmediatamente después de los rodamientos y con el objetivo de hacer lo más compacto posible el mecanismo, se colocará el elemento motriz, una transmisión de engranes helicoidales (ver capítulo 5). Por último, la tuerca del tornillo de bolas recirculantes (mediante su brida de 4 tornillos) se acoplará a la parte

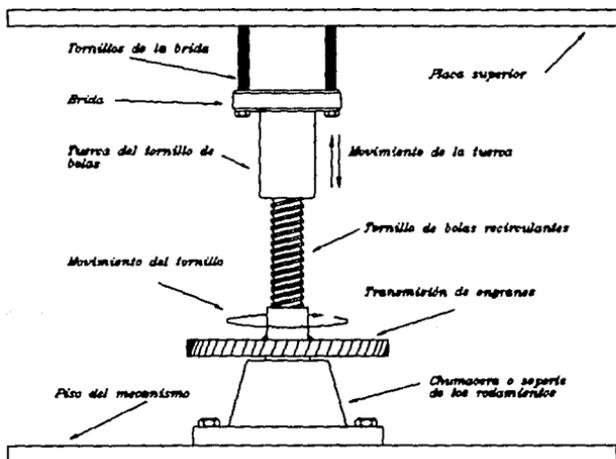


Figura 3.8 Sistema de posicionamiento.

inferior del dispositivo de medición, a través de una placa superior de acero inoxidable (que se detalla en el capítulo 6). Al hacer girar el engrane, éste transmitirá directamente el movimiento al tornillo, que girará libre apoyándose en los rodamientos cónicos, con este movimiento la tuerca del tornillo tenderá a subir o bajar junto con la PID, y así se llevará a cabo el efecto de posicionamiento (ver figura 3.8).

El diseño de detalle de todos aquellos elementos de sujeción, acoplamiento, etc., como lo son tornillos, tuercas, bujes, etc., que se ocuparán en el sistema de posicionamiento, tendrá lugar en el siguiente apartado.

### 3.4.3 Tipo de Sujeción

#### Rodamientos de Rodillos Cónicos

Se seleccionaron dos rodamientos de rodillos cónicos marca FAG, modelo 32304A, cuyas características son las siguientes:

Eje	d	D	B	C	T	r1s, r2s		a	D1	D2	D3	D3	D4	a1	a2	din.			est.		
						min	min									C	e	Y	Co	Yo	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	max	min	min	max	min	min	min	kN			kN	kN	
20	20	52	21	18	22.25	1.5	1.5	14	27	27	43	45	47	3	4	43	0.3	2	48	1.1	

tabla 3.1 Características de los rodamientos.

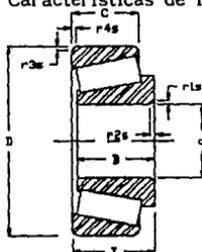


Figura 3.9 Rodamientos de rodillos cónicos.

Los factores de diseño son los siguientes (ver capítulo 5):

$F_R$  : carga radial = 294.935 [lbr] = 1312.4065 [N].

$F_{aE}$  : carga axial = -277.148 [lbr] = - 1233.2576 [N].

$R_T$  : reacción en el tornillo = 39485.25 [N] (ver apartado 3.4.1).

La carga axial  $F_{aE}$ , producida por el efecto de engranes helicoidales (capítulo 5), es en sentido contrario de la carga axial que produce la fuerza de tracción, por lo tanto, tenemos:

$$F_R = R_T + F_{aE} = 39485.25 - 1233.2576 = 38251.7424 \text{ [N]}$$

donde  $F_R$  : fuerza total axial sobre los rodamientos.

#### Capacidad de Carga Estática

La capacidad de carga estática  $C_o$  para una pareja de rodamientos de rodillos cónicos (ref. 7, pág. 258) se define,

$$C_o = 2 C_{o_{\text{un rodamiento}}} \quad (3.10)$$

donde  $C_{o_{\text{un rodamiento}}} = 48000 \text{ [N]}$ , (ver tabla 3.1).

substituyendo este valor en la ecuación (3.10) tenemos  $C_o = 96000 \text{ [N]}$ , como se obtuvo anteriormente en el apartado 3.3.3 .

La carga estática equivalente se define (ref. 9, pág. 258):

$$P_{od} = F_R + 2Y_o F_R \quad (3.13)$$

donde  $P_{od}$  : carga estática equivalente (en diseño de detalle).

$Y_0 : 1.1$  (ver tabla 3.1).

substituyendo valores en la ecuación (3.13), obtenemos:

$$P_{od} = 85466.2398 \text{ [N]}$$

con lo que tenemos un factor de seguridad de:

$$f_s = \frac{C_0}{P_{od}} = \frac{96000}{85466.2398} = 1.1233$$

de donde  $1 \leq f_s \leq 1.5$  para exigencias normales (ref. 9, pág. 10).

### Capacidad de Carga Dinámica

La capacidad de carga dinámica de una pareja de rodamientos de rodillos cónicos se obtiene (ref. 9, pág. 257):

$$C = 1.715 C_{\text{un rodamiento}} \quad (3.14)$$

donde  $C_{\text{un rodamiento}} = 43000 \text{ [N]}$  (ver tabla 3.1).

substituyendo este valor en la ecuación (3.14) se obtiene  $C = 73745 \text{ [N]}$ . La carga dinámica equivalente aplicada a los rodamientos se define (ref. 9, pág. 257):

$$P = .67 F_r + 1.68 Y F_r \quad (3.15)$$

donde  $Y = 2$  (ver tabla 3.1).

substituyendo valores en la ecuación (3.15), obtenemos  $P = 129405.1668 \text{ [N]}$ .

Para calcular la duración de los rodamientos utilizamos la siguiente

fórmula basada en la fatiga del material (ref. 9, pág. 11) :

$$f_L = \frac{C}{P} f_n \quad (3.16)$$

El valor de  $f_L$  que debe alcanzarse se obtiene de la experiencia ganada con aplicaciones de rodamientos iguales o semejantes y que han demostrado su eficacia en la práctica. Estos valores ganados por experiencia garantizan el dimensionamiento correcto de los rodamientos. En las tablas de la pág. 13 a la 17 ref. 9, se indican estos valores, y para nuestro caso se debe alcanzar un valor  $f_L = 0.9$  a  $0.16$  .

$$f_n = \left[ \frac{33 \frac{1}{3}}{n} \right]^{\frac{1}{p}} \quad (3.17)$$

donde  $p$  : para rodillos cónicos =  $10/3$  (ref. 9, pág. 11).

$n$  : velocidad de giro =  $7$  [rpm] (ver capítulo 5).

substituyendo estos valores en la ecuación (3.17), obtenemos  $f_n = 1.5971$ , y a su vez substituyendo el valor de  $f_n$  en la ecuación (3.16), obtenemos el valor de  $f_L = 0.902$ .

Si para el valor de  $f_L = 1$  le corresponde una duración de 500 horas de uso continuo, para el valor de  $f_L = 0.902$  le corresponde una duración aproximada de 450 horas de uso continuo a carga máxima.

Con los resultados de  $f_n = 1.1233$  y  $f_L = .902$ , está plenamente comprobada la adecuada selección de los rodamientos.

#### *Disposición de los Rodamientos*

Para ajustar los rodamientos uno contra otro, utilizamos la

disposición en X, que se caracteriza cuando dos rodamientos de contacto angular están montados simétricamente de tal forma que el vértice de presión del rodamiento izquierdo está dirigido hacia la derecha y el vértice de presión del rodamiento derecho está dirigido hacia la izquierda. Esta disposición se aplica cuando el aro exterior está solicitado por carga en un punto o cuando sea más sencillo ajustar el aro exterior que el aro interior (ref. 16, pág. 185).

### **Soporte de los Rodamientos**

El soporte de los rodamientos es la pieza que se encargará de alojar a los rodamientos y de transmitir la carga directamente al piso del mecanismo. Como se observa en la figura 3.8 esta pieza debe ir atornillada directamente al piso del mecanismo y debe ser lo más compacta posible para no aumentar su tamaño.

Existen dos opciones para la fabricación del soporte, la primera es que el soporte detenga rígidamente el aro interior de los rodamientos y que el eje transmita la carga al aro exterior. La segunda opción es que el eje transmita la carga directamente al aro interior de los rodamientos y el soporte se una rígidamente al aro exterior de los rodamientos. Para la primera opción se requieren de piezas muy elaboradas para lograr un soporte compacto y de precisión y además se complicaría el ensamble. Por lo tanto, se optó por la configuración que se observa en la figura 3.10, cuyas dimensiones se obtienen a continuación.

#### *Cálculo de la longitud "d"*

Esta longitud corresponde al lugar donde se apoyará el aro exterior de los rodamientos, por lo tanto, como se colocarán en disposición X, la longitud es  $2T = 44.5$  [mm] (ver tabla 3.1), sin embargo, esta distancia

queda dimensionada a  $d = 43$  [mm] para que el aro exterior del rodamiento

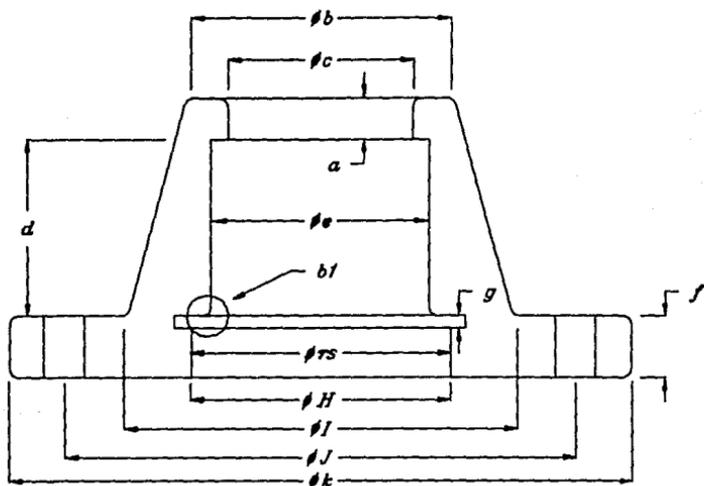


Figura 3.10 Soporte de rodamientos.

inferior exceda 1.5 el borde "bl" y con ello se les pueda aplicar la precarga necesaria para disminuir el juego radial. Esta precarga se pretende aplicar mediante una tuerca de rosca exterior (que posteriormente se diseñará), atornillada a la rosca "rs" del soporte, y al momento que esta tuerca se apriete contra el aro exterior del rodamiento inferior, le produzca un desplazamiento tal que sea suficiente para eliminar el juego. Para este tamaño de rodamientos no se necesita más de unas cuantas décimas de milímetro para conseguir la precarga, es por eso que la distancia que excede el rodamiento inferior es sólo 1.5 [mm] (ver figura 3.11).

#### Diámetro "c"

Según la tabla 3.1 , el diámetro mínimo con el cual se evita la

interferencia de esta parte del soporte con la jaula y movimiento de los rodamientos es  $D_3 = 43$  [mm], por lo tanto,  $C = 44$  [mm] .

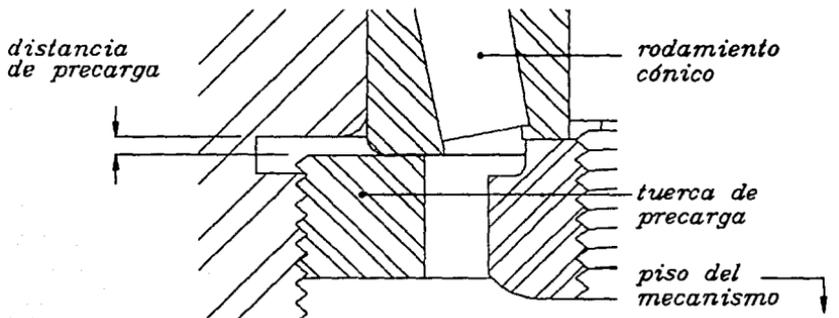


Figura 3.11 Distancia para precarga.

#### **Diámetro "e"**

Este diámetro está perfectamente definido por el tamaño del diámetro externo del aro exterior de los rodamientos, que según la tabla 3.1 es  $D = 52$  [mm], sin embargo, si este alojamiento no se maquina con un ajuste apropiado se producen errores de alineación que no pueden compensar los rodamientos cónicos. Al elegir un ajuste existen tres criterios importantes:

- 1) Fijación segura y asiento uniforme de los aros.
- 2) Montaje y desmontaje fáciles.
- 3) Posibilidad de desplazamiento del rodamiento libre.

La fijación más sencilla de los aros en sentido circunferencial consiste en un ajuste fijo. Con ello se consigue también el asiento uniforme de los aros, necesario para aprovechar totalmente la capacidad

de carga. Cuanto mayor sea la carga, tanto mayor deberá elegirse el apriete del ajuste, principalmente si hay que contar con golpes o choques. También debe tenerse en cuenta el gradiente de temperaturas entre el aro del rodamiento y la pieza anexa, además del tipo de rodamiento y su tamaño.

Para el montaje de rodamientos de precisión normal es recomendable prever por lo menos la calidad de mecanizado 6 para las dimensiones del eje y la calidad 7 para el mecanizado del agujero del alojamiento. En las páginas de la 63 a 78 de la ref. 9, se indican recomendaciones para la elección de las tolerancias de ejes y alojamientos. Para nuestras exigencias, de una carga combinada, posibles golpes y precisión de giro elevada, se recomienda un ajuste H7 para el alojamiento. Para el caso del eje se recomienda, para las mismas condiciones, que sea maquinado con un ajuste de h6 o j6. Sin embargo, para el alojamiento se decidió dar un ajuste un punto arriba en calidad, por lo que será fabricado con un ajuste M6 . Y para el ajuste del diámetro del tornillo se tomó en cuenta los estándares de fabricación del proveedor del tornillo:

$$D_T = 20 \begin{matrix} +.0076 \\ -.0026 \end{matrix} \text{ [mm]}$$

Espesor "a"

Este espesor representa una pequeña pestaña que soportará la carga que transmite el tornillo a los rodamientos. Por lo tanto, debe ser diseñado para que no falle por cortante.

Tenemos que a este espesor le será aplicada una carga máxima igual a  $R_t = 39485.25$  [N], y la carga máxima que puede soportar se obtiene de

$$\tau_y = \frac{F_{\text{máx}}}{A}$$

- donde  $\tau_y$  : esfuerzo de fluencia al cortante ( $\tau_y = .577 S_y$ ).  
 $S_y$  : esfuerzo de fluencia del A.I.S.I. 1018 (372.33 [MPa]).  
 $A$  : área transversal de la pestaña.  
 $F_{m\acute{a}x}$  : fuerza máxima que soporta la pestaña.

si definimos la longitud del espesor  $a = 10$  [cm] tenemos un área de

$$A = \pi e a = 1.634 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

por lo tanto, la fuerza máxima que soporta la pestaña es

$$F_{m\acute{a}x} = \tau_y A = 351 \times 10^3 \text{ [N]}$$

con lo cual tenemos un factor de seguridad de

$$n = \frac{351 \times 10^3}{39485.25} = 8.88$$

#### Distancia "f"

Se sigue el mismo procedimiento que el cálculo de la distancia "a", por lo tanto, como esta distancia se ha dimensionado  $f = 15$  [cm] es mayor que la distancia "a" y no habrá problema.

#### Diámetro "H"

Debe ser tal que permita la fácil fabricación de una rosca estándar para alojar la tuerca de precarga y que además no interfiera con el movimiento del tornillo. Para este diámetro se elige un valor  $H = 2.5$  [pulg] = 63.5 [mm] .

### *Distancia "g"*

Es una ranura de desahogo de la cuerda para su fácil fabricación y se decidió que sea de un valor  $g = 3$  [mm] .

### *Diámetro "I" y "b"*

Estos dos diámetros se combinan para dar al soporte una conicidad que lo hace verse más estético. Los problemas de resistencia mecánica no son críticos en estas dos distancias, sin embargo, el diámetro "I" no debe ser muy pequeño porque el soporte podría fallar por resistencia a la tensión.

En principio una buena combinación de estas dos distancias es  $b = 64$  [mm] e  $I = 92$  [mm]. Procediendo de la misma manera como se calculó el factor de seguridad para el área transversal que forma la distancia "a", aquí obtenemos un factor de seguridad para falla por resistencia a la tensión del área transversal que forma la distancia "b" de  $n = 11.61$ . Y como el área transversal que forma la distancia "I" es mayor que el área transversal que forma la "b", no es necesario calcular el factor de seguridad para "I". Por lo tanto se concluye que ambas distancias son mecánicamente correctas.

### *Diámetro "J" y "k"*

Una vez que se tiene definido el tamaño de los tornillos, se define el valor del diámetro "J" y el valor del diámetro "k", de tal manera que los tornillos queden cómodamente alojados y se permita que una llave los apriete sin obstáculos. En principio se utilizan 3 tornillos espaciados equidistantemente sobre el diámetro "J", y se proponen tornillos de  $3/8$  [pulg] de acero para soportar la carga. Consultando la ref. 1 pág. 891, se determina el tamaño de la cabeza hexagonal de los tornillos y

finalmente los diámetros resultan ser  $J = 122$  [mm] y  $k = 148$  [mm] . Posteriormente en el apartado 3.4.5 se diseña a detalle las características de los tornillos.

#### *Acabado Superficial*

En cuanto al acabado superficial de la pieza, la única zona de cuidado especial, aparte de las zonas que llevan un ajuste, es la base. En esta zona no se permite un acabado superficial de menor calidad al rectificado, pues de esta superficie depende la precisión y perpendicularidad que se exigen en los factores de diseño.

Finalmente la forma, dimensiones y características del soporte de rodamientos se pueden ver en el plano MPF02.

#### **3.4.4 Dimensiones Finales del Tornillo y Accesorios**

Una vez que se tiene bien definido el *soporte de rodamientos* y los *rodamientos* podemos dimensionar los demás accesorios necesarios para el armado del sistema y definir el tamaño final del *tornillo de bolas*. En la figura 3.12 se observan las dimensiones finales y accesorios que hay que calcular.

#### *Distancia "af"*

En esta distancia no es muy importante tener una dimensión exacta, es la distancia de separación del final del tornillo al piso del mecanismo. Digamos que esta distancia puede ser:  $af = 3 \text{ ó } 4$  [mm] .

#### *Longitud "df"*

Corresponde al tamaño del *buje separador* que tiene el objeto de

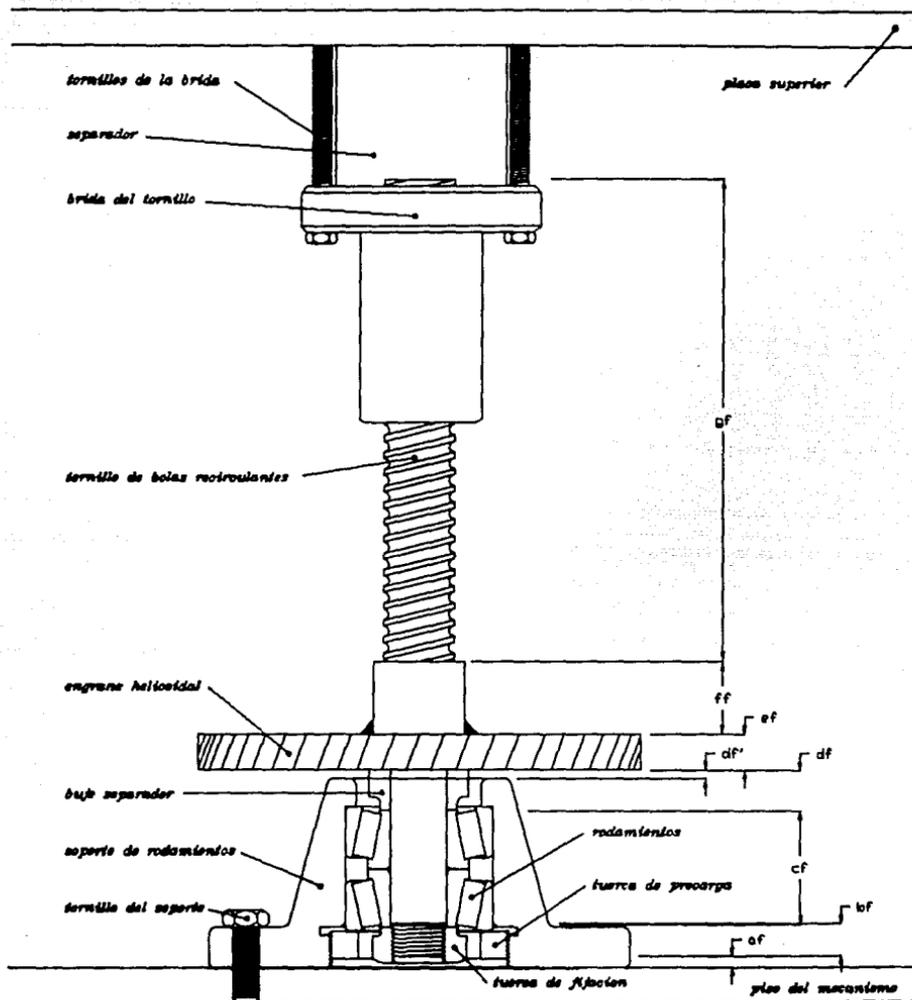


Figura 3.12 Sistema de posicionamiento

provocar una separación  $df'$  entre la cara inferior del engrane y el extremo superior del soporte de rodamientos. Con este buje separador se asegura que el engrane nunca se mueva de su posición. Si definimos una distancia aproximada  $df' = 3 \text{ ó } 4$  [mm], el tamaño del buje separador se calcula como sigue.

**Buje Separador (pieza 4, plano MEC02 y figura 3.12)**

El valor del diámetro del tornillo de bolas recirculantes es

$$D_T = 20 \begin{matrix} +0.0076 \\ -0.0026 \end{matrix} \text{ [mm]}$$

El diámetro interior del buje separador debe ser  $D_{IB} = 20$  [mm], y con un ajuste que se propone sea  $G7$ ,

$$D_{IB} = 20 \begin{matrix} +0.028 \\ -0.007 \end{matrix} \text{ [mm]}$$

con este valor al ensamblar el buje con el tornillo originamos un ajuste llamado comercialmente de deslizamiento (ref. 14, pág. 531), en donde obtenemos un juego máximo =  $0.0306$  [mm] y un apriete máximo =  $0.0006$  [mm]. Muy adecuado para las funciones de un separador.

El diámetro exterior debe ser tal que no choque con las paredes del soporte, por ejemplo,  $35$  [mm] y además la parte que hace contacto con el aro interior del rodamiento superior, debe tener un diámetro máximo  $D_{Imax} = 27$  [mm] por una longitud de al menos  $a_{imín} = 3$  [mm] para no interferir con la jaula de los rodillos cónicos (ver tabla 3.1).

Para conseguir una separación  $df' = 3$  [mm] entre el engrane y el soporte, la longitud del separador debe ser  $14.5$  [mm]. En la figura 3.13 se aprecia como se obtuvo esta distancia.

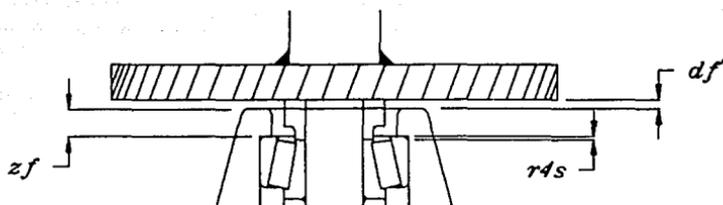


Figura 3.13 Longitud del buje separador.

Sumando las distancias  $df' + zf + r4s$ , obtenemos la longitud del buje  $L_b = 14.5$  [mm]. Las dimensiones finales, sus tolerancias, y material se observan en el plano MPF04 .

#### Distancias "ef" y "ff"

La distancia "ef" corresponde al ancho de cara del engrane helicoidal y la distancia "ff" corresponde al cubo del engrane. Estas dos distancias se definen en el capítulo 5, sistema motriz, y sus dimensiones son  $ef = 12.7$  [mm] y  $ff = 25.4$  [mm].

#### Distancias "cf", "bf" y "af"

La distancia "cf" corresponde a la distancia que alojará a los aros interiores de los rodamientos. Si observamos la tabla 3.1, a esta distancia le corresponde un valor  $2B = 42$  [mm]. La distancia "bf" corresponde a la longitud de la rosca para la tuerca de fijación del

tornillo y para no topár con el piso del mecanismo esta distancia debe ser menor que 16 [mm]. Una longitud estándar adecuada para la longitud de una cuerda es  $bf = 12.7 \text{ [mm]} = 0.5 \text{ [pulg]}$ . Por lo tanto, la distancia "af" queda automáticamente definida como  $af = 2.3 \text{ [mm]}$ . Sin embargo, es conveniente dejar una separación más grande por lo que es mejor que se tenga  $af = 4 \text{ [mm]}$ . Para aumentar esta distancia, disminuimos la distancia "cf" antes calculada aproximadamente en 1.7 [mm], por lo que al final,  $cf = 40.3 \text{ [mm]}$ .

#### **Tuerca de Fijación (pieza 8, plano MEC02 y figura 3.12)**

Esta tuerca presenta el mismo problema que el buje de separación, hará contacto directamente con el aro interior del rodamiento inferior. Esta zona de la tuerca debe tener un diámetro máximo  $Dim_{\text{máx}} = 27 \text{ [mm]}$  por una longitud  $a_{\text{máx}} = 3 \text{ [mm]}$  (ver tabla 3.1). Además, el diámetro mayor de la tuerca de fijación (pieza 8, plano MEC02) no debe interferir con la tuerca de precarga (pieza 9, plano MEC02). Las dimensiones y características finales de esta tuerca se observan en el plano MPF06.

#### **Tuerca de Precarga (pieza 9, plano MEC02 y figura 3.12)**

Diseñamos esta tuerca con el objetivo de aplicar la precarga a los rodamientos. Tiene necesariamente que ser una tuerca de rosca exterior para atornillarse en la parte inferior del soporte de los rodamientos y debe tener un diámetro interior mayor al diámetro exterior de la tuerca de fijación. El diámetro exterior se definió cuando se dimensionó el soporte de rodamientos y le corresponde un valor de  $H = 2.5 \text{ [pulg]} = 63.5 \text{ [mm]}$ .

La única manera de apretar esta tuerca es haciéndole dos hendiduras sobre el diámetro interior que permitan el uso de una llave "nariz".

La longitud (ancho de cara) de la tuerca, no permite que la precarga

a los rodamientos se pierda, pues al montar el soporte de los rodamientos, esta tuerca queda en contacto directo con el piso del mecanismo y por lo tanto, no se puede mover. Las dimensiones y características finales de esta tuerca se observan en el plano MPF05.

#### *Longitud Final del Tornillo*

El tornillo de bolas recirculantes consta de 3 secciones diferentes en cuanto a diámetro, la primera es la rosca para la tuerca de fijación. La segunda es la parte donde se alojarán los rodamientos y el engrane, y su longitud se calcula sumando las longitudes  $cf + df + ef + ff$  que se calcularon en la sección anterior (figura 3.12), por lo tanto,

$$LLT = 40.3 + 14.5 + 12.7 + 25.4 = 92.9 \text{ [mm]} \approx 3.66 \text{ [pulg]}$$

La tercera sección corresponde a la longitud de la cuerda del tornillo de bolas, y debe ser tal que le permita recorrer a la tuerca una carrera de 40 [mm] como se definió en el capítulo 1. Además, se pretende que esta longitud sea lo más pequeña posible, es decir, cuando la tuerca esté en la posición más baja de la carrera de posicionamiento debe existir un espacio mínimo entre la *placa superior* y la parte superior del *motor* (ver figura 3.12). La distancia que hay a la parte superior del motor, medida desde el piso, se calcula en el capítulo 5 y es aproximadamente 271.5 [mm]. Para librar esta distancia, y proporcionar una carrera de posicionamiento de 40 [mm] más 5 [mm] de seguridad, es suficiente que la longitud de la cuerda sea de aproximadamente de 170 ó 172 [mm]  $\approx 6.8$  [pulg].

Una vez que se conocen la dimensiones finales del tornillo de bolas, elaboramos el plano de fabricación MPF01 donde se observan todas las características finales del tornillo y además se incluyen las propiedades del cuñero (que se define en el capítulo 5) que servirá

para asegurar el engrane. Las acotaciones de este plano como única excepción se manejan en pulgadas porque el fabricante así lo exige.

### **Separador**

Esta pieza ha sido diseñada con el objeto de proporcionar un preciso y fácil ensamble de la placa superior (pieza 21, plano MEC02), con ella se asegura la perpendicularidad de la placa superior y el eje de la tuerca del tornillo de bolas. Su longitud debe ser al menos del mismo tamaño que la carrera de posicionamiento, y como hemos diseñado el tamaño del tornillo para que permita una carrera máxima de 45 [mm], la longitud del separador se diseña a  $L_s = 50$  [mm], de tal manera que cuando la tuerca baje más de lo debido, el tornillo de bolas no choque con la placa superior.

El diámetro exterior del separador, es exactamente del tamaño del círculo que forman los tornillos de la tuerca (pieza 26, plano MEC02). De esta manera, el separador queda perfectamente ajustado entre ellos. Las dimensiones y características finales de esta pieza se observan detalladas en el plano MPF03 .

### **3.4.5 Tornillos de Sujeción**

#### **Tornillos del Soporte**

##### *Precarga*

El soporte de rodamientos ha sido diseñado para atornillarse al piso del mecanismo (placa de referencia, pieza 11, plano MEC02), mediante tres tornillos de  $3/8$  " x 1"-24 UNF-2A-RH. Estos tornillos recibirán una carga externa igual a la reacción en el tornillo  $R_t = 39485.25$  [N], por lo tanto, cada tornillo recibirá una carga externa de  $R_{pt} = 13161.75$

[N]. La ref. 1, pág. 404, recomienda que la precarga en los tornillos sea

$$CP < F_i < A_t S_y \quad (3.19)$$

donde  $F_i$  : precarga del tornillo.  
 $C$  : constante de elasticidad.  
 $P$  : carga externa al tornillo  $P = R_{PT}$  .  
 $A_t$  : área transversal del tornillo.  
 $S_y$  : resistencia de fluencia del tornillo.  
 $n$  : factor de seguridad ( $n \geq 1.5$ , ref. 1, pag. 404).

la constante de elasticidad se calcula

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (3.20)$$

donde  $k_b$  : constante de rigidez del tornillo.  
 $k_m$  : constante de rigidez de los elementos a sujetar.

la constante  $k_b$  se calcula

$$k_b = \frac{A_t E}{\ell} \quad (3.21)$$

donde  $\ell$  : espesor total de las piezas a sujetarse.  
 $E$  : módulo de elasticidad.

la constante  $k_m$  se calcula

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[ 5 \left( \frac{\ell + 0.5 d}{\ell + 2.5 d} \right) \right]} \quad (3.22)$$

donde  $E$  : módulo de elasticidad de las piezas a sujetar.

$d$  : diámetro del tornillo.

$\ell$  : longitud total de las piezas a sujetar.

Para este caso tenemos  $\ell = 25.4$  [mm] y  $d = 3/8$  [pulg] =  $9.525$  [mm]. El módulo de elasticidad para aceros al carbono tiene un valor  $E = 207$  [GPa]. Substituyendo estos valores en la ecuación (3.22) obtenemos

$$k_m = 2.672 \times 10^9 \text{ [N m]}$$

el área transversal del tornillo de diámetro "d" es igual a  $A_t = 71.256 \times 10^{-6}$  [m<sup>2</sup>]. El módulo de elasticidad del tornillo es también  $E = 207$  [GPa], substituyendo estos valores en la ecuación (3.21) obtenemos

$$k_b = 580.71 \times 10^6 \text{ [N m]}$$

y substituyendo estos valores en la ecuación (3.20) se obtiene

$$C = 178.53 \times 10^{-3}$$

por lo tanto, el valor de la precarga debe ser  $F_i \geq C R_{PT} = 2349.8$  [N]. Con este resultado sabemos que debemos elegir un tornillo que soporte al menos una carga  $R_{PT} = 13161.75$  [N], más una precarga  $F_i \geq 2349.8$  [N]. En la tabla 8-5 (ref. 1, pág. 403) se indican los valores de resistencia a la fluencia y resistencia a la prueba de diferentes grados de tornillos. La resistencia a la prueba es el valor que se usa para la elección de un tornillo. Para nuestro caso la resistencia de prueba mínima que requerimos es

$$S_{pt} = \frac{R_{PT}}{A_t} = \frac{13161.75}{71.256 \times 10^{-6}} = 184.71 \text{ [MPa]}$$

y si utilizamos un factor de seguridad de  $n = 1.5$  tenemos que el nuevo

valor es  $S_{pt} = 1.5 (184.71 \text{ [MPa]}) = 277.07 \text{ [MPa]}$  , por lo que un tornillo de grado 2 o grado 4 son suficientes. Sin embargo, en los tornillos de grado 1 a grado 4 no existe una manera visual de reconocer que grado son y se podría adquirir un tornillo de grado 1 o grado 3 e indudablemente fallarían. Por esta razón elegimos en principio tornillos de grado 5 mínimo, cuya resistencia de prueba es  $S_p = 85 \text{ kpsi} = 585.65 \text{ [MPa]}$ .

En la pág. 405, ref. 1, se recomienda que el valor de la precarga sea

$$0.6 F_p < F_i < 0.9 F_p$$

donde  $F_p$  : es la carga de prueba obtenida de la ecuación

$$F_p = A_t S_p$$

substituyendo valores obtenemos  $F_p = 41.731 \times 10^3$  , por lo que un valor de precarga adecuado es  $F_i = 0.7 (41.731 \times 10^3) = 29212 \text{ [N]}$ .

Con este valor de precarga  $F_i$  y con la carga externa  $R_{PT}$ , se calcula el valor de la carga resultante en el perno mediante la ecuación (ref. 1, pág. 395),

$$F_b = \frac{k_b R_{PT}}{k_b + k_m} + F_i = C R_{PT} + F_i$$

$$F_b = 178.53 \times 10^{-3} (13161.75) + 29212 = 31562 \text{ [N]}$$

valor con el cual obtenemos un factor de seguridad para cada tornillo de

$$n = \frac{F_p}{F_b} = \frac{41731 \text{ [N]}}{31562 \text{ [N]}} = 1.32$$

## Tornillos del Separador

### Precarga

Estos tornillos deben tener un diámetro  $d_s = 1/4$  [pulg] = 6.35 [mm] para que quepan en los agujeros de la brida de la tuerca del tornillo de bolas. El largo de estos tornillos es igual al largo del separador, más el ancho de la brida y más la longitud que se atornillan en la placa superior. El número de tornillos de la brida es 4, por lo que cada tornillo soporta una carga externa de

$$R_{sp} = \frac{R_T}{4} = \frac{39485.25 \text{ [N]}}{4} = 9871.3 \text{ [N]}$$

el área transversal de los tornillos de diámetro " $d_s$ " es  $A_t = 31.669 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$ . La longitud o espesor total de las piezas que han de sujetarse es  $\ell = 3$  [pulg] = 76.2 [mm]. Con estos valores, utilizando las mismas ecuaciones (3.21) y (3.22), se obtiene el valor de  $k_b = 86.030 \times 10^6 \text{ [N m]}$  y el valor de  $k_m = 1.4132 \times 10^9 \text{ [N m]}$ . Por lo tanto, el valor de la constante  $C$  utilizando la ecuación (3.20) es  $C = 57.383 \times 10^{-3} \text{ [N m]}$ . Lo que nos arroja que el valor de la precarga  $F_i$  debe ser

$$F_i \geq C R_{sp} = 57.383 \times 10^{-3} (9871.3 \text{ [N]}) = 566.44 \text{ [N]}$$

Si escogemos un tornillo de grado 5 tenemos  $S_p = 85$  [kpsi] = 585.65 [MPa] por lo que el valor de  $F_p$  es igual

$$F_p = A_t S_p = 31.669 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]} (585.65 \text{ [MPa]}) = 18547 \text{ [N]}$$

de aquí escogemos un valor de precarga elevado igual a  $F_i = .6(18547) = 11128 \text{ [N]}$ . Con este resultado calculamos el valor de la carga resultante sobre el tornillo

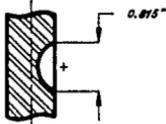
$$F_b = C R_{sp} + F_i = 57.383 \times 10^{-3} (9871.3) + 11128 = 11694 \text{ [N]}$$

valor con el que tenemos un factor de seguridad de

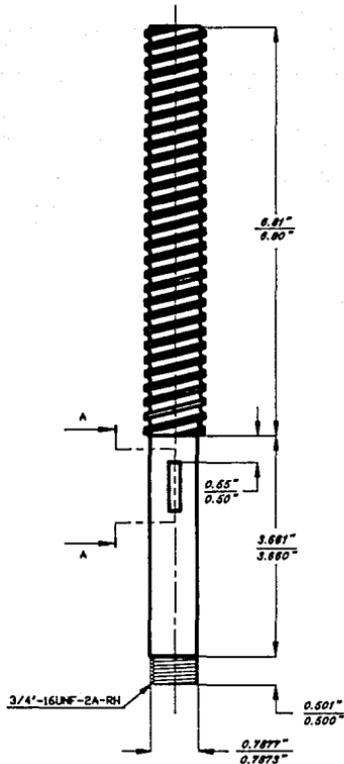
$$n = \frac{F_p}{F_b} = \frac{18547 \text{ [N]}}{11694 \text{ [N]}} = 1.586$$

Por lo tanto, la elección de los tornillos de acero grado 5 es correcta. Las características de estos tornillos se observan en el plano MEC02.

CORTE A - A



Cuñero Woodruff normalizado  
Cuña 3/16" x 7/8" No. 607



No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Perfiles de B.	Warner A-1004	comercial



PROYECTO: *Mecanismo de posicionamiento*



Perfiles de bolas retorcidas

CDTAS:  
pulg.

RESPONSABLE:  
F. E. R.

REVISD

DIBUJO:  
ALLA-PLAZA-PAC

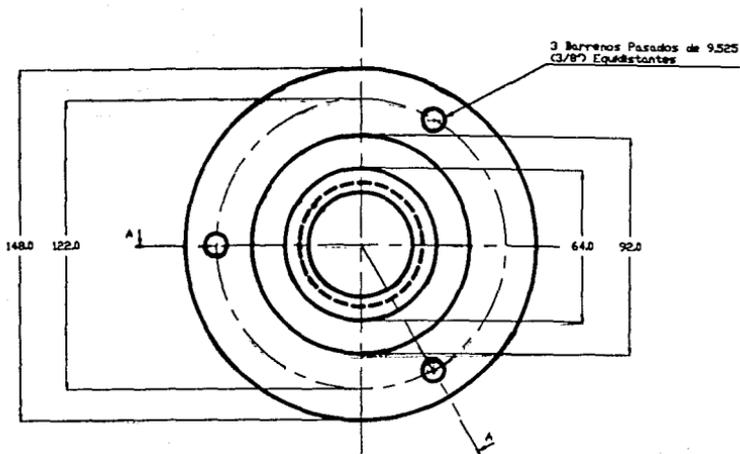
No PLANO  
NFP01

ESC: 1:2

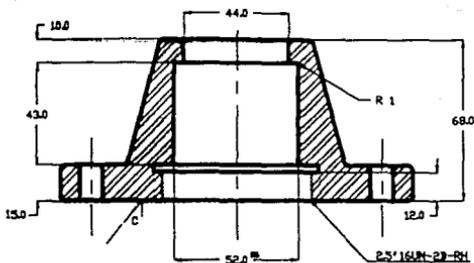


FECHA: 8/11/1980

CLAVE

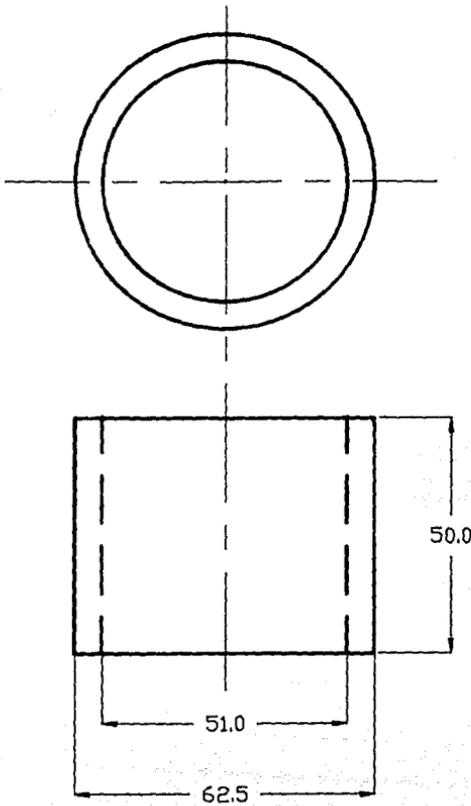


CORTE A - A



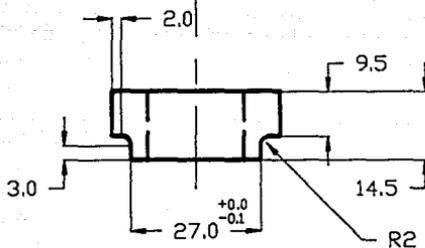
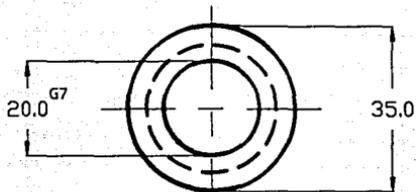
CONDICIONES		TOLERANCIAS EN DECIMALES															
Por. Superior	> 0.01	> 0.01	> 0.02	> 0.03	> 0.04	> 0.05	> 0.06	> 0.07	> 0.08	> 0.09	> 0.10	> 0.12	> 0.15	> 0.20	> 0.30	> 0.50	> 1.00
Por. Inferior	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.12	0.15	0.20	0.30	0.50	1.00
FIN	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
CD	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.12	0.15	0.20	0.30	0.50	1.00

No.	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO: <i>Mantenimiento de perforacion/onda</i>			CDM
1	<i>Disq. rotacionales</i>	<i>A.I.S.I. 1018</i>	<i>1 pieza</i>	Departo de Mantenimiento			
				RESPONSABLE: <i>F. R. R.</i>	REVISO:	DIBUJO: <i>MANUEL GONZALEZ</i>	No PLANO: <i>RPPO2</i>
				ESC: <i>1:2</i>	FECHA: <i>8/11/1998</i>		CLAVE:



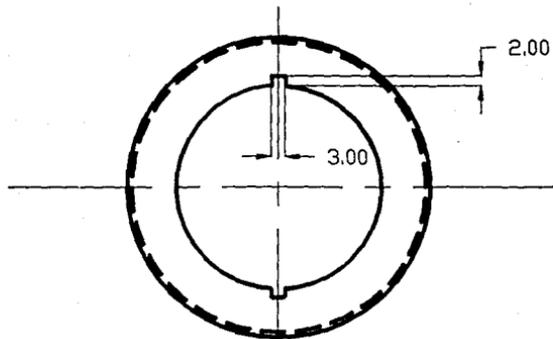
ACABADOS		TOLERANCIAS DE FABRICACION									
Fin. Superficial	0.05	> 0.05	> 0.05	> 0.1	> 0.15	> 0.2	> 0.3	> 0.4	> 0.5	> 0.6	> 0.8
Acabado	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	
Fin. Superficial	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	
Acabado	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	COTAS		No PLANO
1	Superador	A.I.S.I. 1018	1 pieza	Accesorios del tornillo	1/16"	0.0075	
				RESPONSABLE:	REVISTO:	DIBUJO	MPD/S
				F. R. R.		PLA. PL. 000 1700	CLAVE
				ESC: 1:1		FECHA: 08/11/1990	

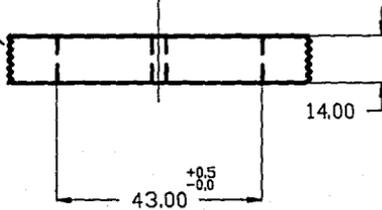


ACABADOS			TOLERANCIAS DE BRINDADO					
Fin. Superior	> 0.05	> 0.10	> 0.15	> 0.20	> 0.25	> 0.30	> 0.35	
Fin. Inferior	-0.05	-0.10	-0.15	-0.20	-0.25	-0.30	-0.35	
SECC.	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	
SECC.	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	
SECC.	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	
Subse - Quilómetros								
0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	AUTORIZACION		CDM
1	Duple separador	A.T.S.I. 1018	1 pieza	Abastecimiento de paratierraniente	AUTORIZACION		No PLANO
				RESPONSABLE:		REVISOR:	DIRIJOR:
				F. R. R.		REVISOR:	DIRIJOR:
ESC: 1:1				FECHA: 28/11/1980		CLAVE	

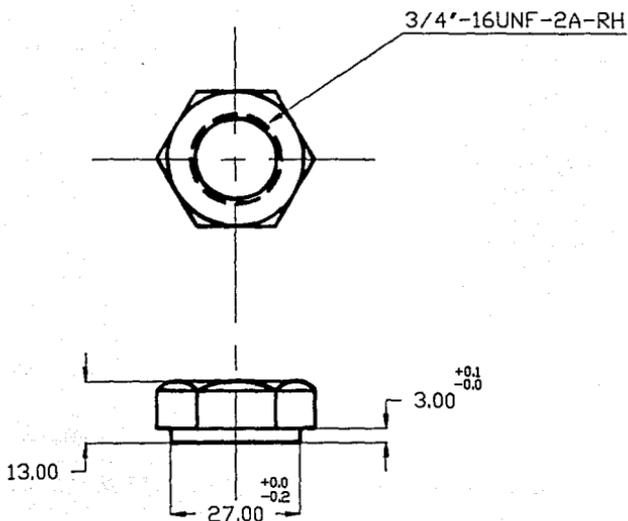


2.5'-16UN-2B-RH



ACABOS		TOLERANCIAS DE ACABADO														
✓	0.05	> 0.3	> 0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
✓	0.05	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
✓	0.05	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

NO	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	ACCIONES DEL TERCERO			CDTACH	NO PLANO
1	Puercas procegras	A.I.S.I. 1018	1 pieza	Abastecimiento de parafenonamiento	RESPONSABLE	REVISOR	DIBUJISTA	CDTACH	APPOIS
					F. R. R.				CLAVE
				ESCALA	FECHA	26/11/1980			



*Nota: Fabricar a partir de una tuerca comercial de 3/4" (ANSI B18.2-1972).*

ACABADOS			TOLERANCIAS DE DIMENSIONES							
Fac. Superior	Fac. Inferior		> 12	> 6	> 3	> 1	> 0.5	> 0.2	> 0.1	> 0.05
✓	✓	✓	± 0.12	± 0.075	± 0.05	± 0.03	± 0.02	± 0.015	± 0.01	± 0.0075
0.2	0.1	0.05	± 0.12	± 0.075	± 0.05	± 0.03	± 0.02	± 0.015	± 0.01	± 0.0075
			Haces - Chavetas							
0.2	0.1	0.05	± 0.12	± 0.075	± 0.05	± 0.03	± 0.02	± 0.015	± 0.01	± 0.0075

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO: <i>Montaje de parietometría</i>	CITAS: <i>none</i>
1	<i>Tornillo fijado</i>	<i>Ver nota</i>	<i>1 pieza</i>	<i>Acertarías del tornillo</i>	No PLANO <i>KPPDF</i>
				RESPONSABLE: <i>F. B. R.</i>	REVISOR: <i>ALBA, PL, MIB, F. B.</i>
				ESC: 1:1	FECHA: <i>06/11/1990</i>
					CLAVE

# CAPITULO

# 4

## SISTEMA DE GUIADO



FJR

## SISTEMA DE GUIADO

### 4.1 DESCRIPCION DEL PROBLEMA

Debido al principio básico de funcionamiento del dispositivo de medición, se requiere distanciar paralelamente los elementos superior e inferior, de tal manera, que siempre se mantenga el paralelismo entre éstos.

Recordando que en el caso crítico se generan dos fuerzas de atracción de 2000 [kgf] mas, menos el 10%, distanciadas  $D = 33$  [cm] del centro de gravedad, y como se cuenta con un sistema de posicionamiento del tipo centrado, sólo existe una reacción que resiste las fuerzas generadas por el dispositivo, por lo que, un desequilibrio en éstas produce un momento que tendería a girar la parte inferior del sistema con respecto a la horizontal. Este momento tiene que ser soportado por el sistema de guiado, puesto que el tornillo de bolas recirculantes no resiste este tipo de cargas.

Las exigencias propias del sistema requieren una tolerancia cerrada entre la separación de las partes superior e inferior. Adjunto a esto, se requiere un posicionamiento exacto en las tres dimensiones del espacio, ya que dichas partes entran en el centro de unos cilindros y el espacio es muy limitado, por lo que es necesario guiar un plano paralela y colinealmente a un segundo plano de referencia, en otras palabras, a la parte inferior se le deberá impedir desplazamiento o giro en el espacio tridimensional, excepto el desplazamiento lineal en la dirección vertical.

### 4.2 ALTERNATIVAS DE SOLUCION

Después de estudiar este problema, se concluye que las principales

variables del diseño del sistema de guiado son:

- 1.- Número de guías a ser empleado en el sistema.
- 2.- Tipo y sección transversal de las guías.
- 3.- Material empleado en las guías y sus soportes.
- 4.- Factores de espacio, temperatura, corrosión, fricción y desgaste.

#### 4.2.1 Número de Guías a ser empleado

Desde el punto de vista teórico se requieren de tres puntos en el espacio para definir un plano, por lo que con una sola guía se puede definir el problema, pero esto representa algunas desventajas en otros aspectos, ya que todo el momento flexionante tendría que ser soportado por una sola guía, y considerando que se dificulta poner la guía al centro del sistema, puesto que en ese lugar se pondrá el tornillo posicionador del plano, ésta tendría que ser una guía hueca o descentrada (ver figura 4.1).

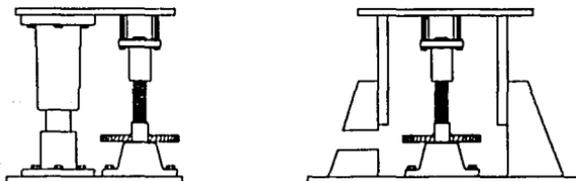


Figura 4.1 Posicionando con una guía.

Como se ve claramente en la figura, una guía hueca presentará muchos problemas para el montaje y la transmisión de potencia al tornillo de bolas recirculantes, y por otro lado, una guía descentrada produce un sistema asimétrico que podría trabarse dependiendo del momento desequilibrante y de la fricción de la guía. En adición a esto, se tendría que fabricar una guía muy robusta.

Se pueden utilizar dos o más guías en este sistema, éstas se pueden distribuir en forma asimétrica o simétricamente en los alrededores del tornillo de bolas recirculantes como se puede apreciar en los diagramas de planta que se presentan a continuación.

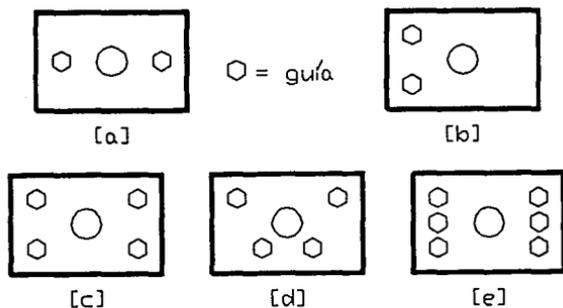


Figura 4.2 Algunas posibilidades de distribución de guías.

Considerar más de cuatro guías es irrelevante, ya que el espacio con que se cuenta es limitado. Con objeto de obtener un sistema de guiado estable y sencillo se decide por un sistema simétrico a los dos ejes principales del plano, y con esto, se descartan las alternativas

asimétricas, por lo que se puede escoger entre las alternativas "a", y "c" de la figura 4.2 .

Al quedarnos dos alternativas es necesario considerar otros factores de diseño para decidir cual puede ser la alternativa que mejor satisfaga las necesidades del proyecto.

#### 4.2.2 Tipo y Sección Transversal de las Guías

Existe gran variedad en las secciones utilizadas para guías, pero sólo existen dos tipos fundamentales de guías: las guías "embaladas" que utilizan rodamientos antifricción (rodamientos que aumentan la eficiencia en el traslado de cargas a más del 95%) y las guías con cojinetes antifricción, o que ocupan dos superficies de rozamiento. Dentro de los rodamientos antifricción se encuentran dos secciones principales: cilíndrica y rieles embalados.

- Cilíndrica.

Se pueden tener tres tipos de rodamientos lineales que corran sobre cilindros:

- Rodamientos de casquillo cerrado.
- Rodamientos de casquillo ranurado.
- Rodamientos de casquillo abierto.

Entre los rodamientos lineales de casquillo cerrado se tienen dos tipos: los que permiten un giro sobre su propio eje y los que no permiten el giro sobre su eje, que tienen la aplicación particular de poder transmitir un par y funcionar como flechas telescópicas (pueden variar su longitud total) (ver figuras 4.3 y 4.4).

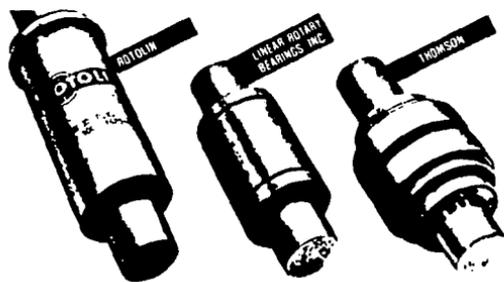


Figura 4.3 Rodamientos de casquillo cerrado.

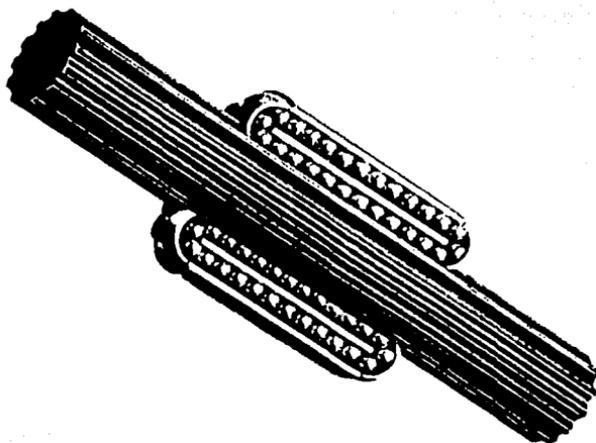


Figura 4.4 Rodamiento de casquillo cerrado sin giro.

- Rodamientos de casquillo ranurado.

Implementados con soportes de ranura ajustable, se pueden utilizar para obtener un juego deseado o eliminarlo completamente, para así obtener gran precisión e incluso trabajar el rodamiento con una ligera precarga. Este tipo de rodamiento se puede apreciar en la figura 4.5 .



Figura 4.5 Rodamientos de casquillo ranurado.

- Rodamientos de casquillo abierto.

Este tipo de rodamientos tiene la gran ventaja de contar con una guía empotrada en toda su longitud, por lo que se obtiene gran rigidez y precisión en el guiado (ver fig. 4.6).

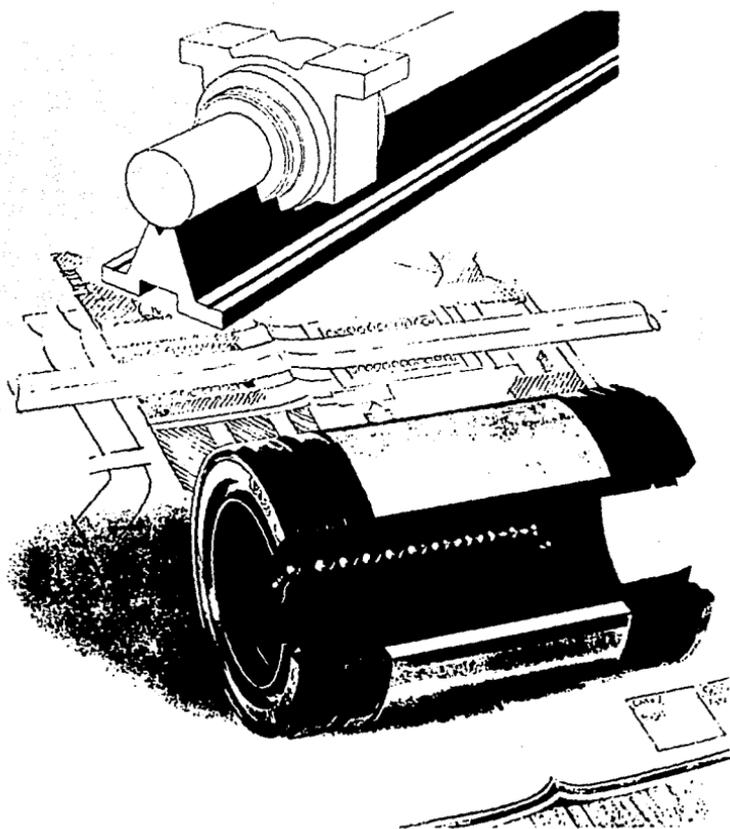


Figura 4.6 Rodamientos de casquillo abierto.

Las ventajas que representa utilizar rodamientos lineales en el guiado son: principalmente se obtiene gran precisión (de  $-7 \text{ } (\mu\text{m})$  a  $88 \text{ } (\mu\text{m})$  dependiendo del diámetro del rodamiento y de la tolerancia de maquinado del eje), operación silenciosa a bajas y altas velocidades, pueden trabajar a altas velocidades y aceleraciones ( $5 \text{ } (\text{m/s})$  y  $50 \text{ } (\text{m/s}^2)$ ), pueden trabajar continuamente en un rango de temperaturas de  $-20^0$  a  $100^0 \text{ } [C]$ , presentan coeficientes de rozamiento tan bajos como  $0.0015$  a  $0.0075$ , dependiendo del tipo de rodamiento, lubricante y del tipo de obturador del rodamiento.

- Rieles embalados.

Este tipo de rieles pueden ser embalados mediante rodillos de agujas, rodillos esféricos o a rótula y mediante balines.

Los rieles embalados sólo se consiguen de importación, son de alto costo y gran precisión (un máximo de  $15 \text{ } (\mu\text{m})$  de juego libre y una máxima desviación de paralelismo de  $9 \text{ } (\mu\text{m})$ ) (ver figuras 4.7 y 4.8).

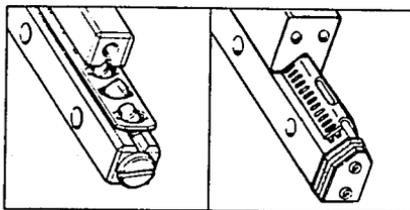


Figura 4.7 Algunos rieles embalados.

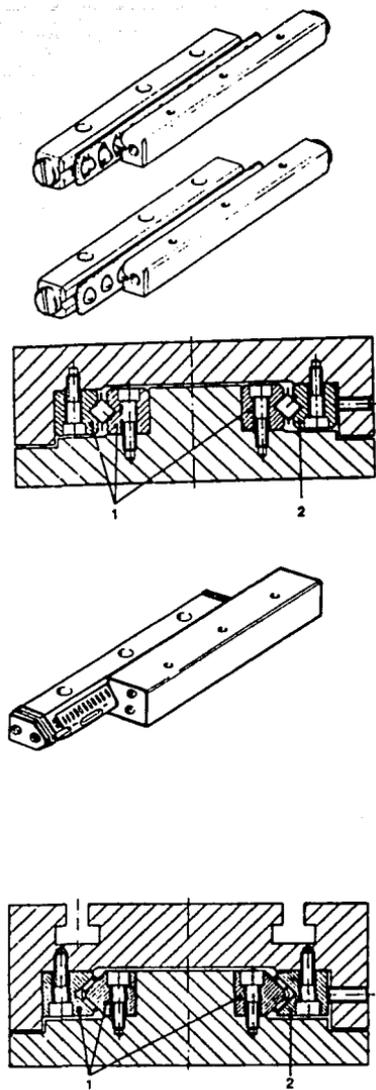


Figura 4.8 Algunos rieles embalados (continuación).

Entre las secciones transversales de las guías con cojinetes antifricción convencionales tenemos:

- Circular
- Prismáticas.
  - Triangular.
  - Cola de Milano.
  - Trapezoidal.

Las principales ventajas que presenta la sección circular sobre las guías prismáticas es que son de fácil fabricación y bajo costo, además de que se les puede implementar fácilmente elementos antifriccionantes intercambiables como son los bujes de bronce fosforado.

#### 4.2.3 Material Empleado en las Guías y sus Soportes

Los principales materiales empleados en las guías son de alta resistencia con una gran dureza superficial, para asegurar que no se deformen plásticamente y no se rayen ni desgasten. Generalmente se usan aceros de alto contenido de carbono para que puedan ser templados y revenidos, y así obtener una dureza superficial adecuada, manteniendo las propiedades elásticas del núcleo, ya que de lo contrario se podría ocasionar una ruptura de la guía.

Entre los aceros de medio contenido de **carbono** tenemos los de la designación A.I.S.I. 1025 a 1055, ya sea templados y revenidos, o estirados en frío (ref. 5, pág. 249).

Para obtener mejores características se puede emplear un acero aleado de la designación A.I.S.I. 4140 o bien 4142 templados y revenidos a diferentes temperaturas dependiendo de la dureza, resistencia y del exponente de endurecimiento por deformación que se requiera.

Referente a los materiales empleados para los soportes de las guías, son recomendables los de fundición grls, y en algunas ocasiones los de acero rolado en frío de las denominaciones A.I.S.I. 1010 al 1018, dependiendo del tipo de soporte, del número de piezas a ser fabricado y del costo del material y manufactura.

Para la aplicación de este sistema de guiado, el material del soporte de las guías debe presentar un módulo elástico muy elevado y un bajo costo, tanto en el material como en su fabricación, por lo que se decidió emplear materiales comerciales de fácil adquisición y maquinado.

#### **4.2.4 Factores de espacio, Temperatura, Corrosión, Fricción y Desgaste.**

- El espacio con que se cuenta para este sistema es el comprendido en la parte inferior del dispositivo de medición. En lo que a la altura se refiere, ésta debe ser la menor posible para así obtener un mecanismo compacto y ligero. En este caso en particular, después de haber analizado todo el proyecto en conjunto se determinó que la altura mínima que deberían tener las guías era la altura máxima del moto-reductor colocado en su sitio final (ver cap. 3 y 5).

- La temperatura juega un papel muy importante en las tolerancias del sistema de guiado, pues si se desea hacer un guiado de precisión, se requieren tolerancias muy cerradas que aseguren que cuando el sistema completo alcance su máxima temperatura de trabajo (teóricamente no excederá de  $130^{\circ}$  [C]), y por ende los materiales alcancen su máxima dilatación térmica, el mecanismo no se trabe o "atasque", puesto que tal efecto podría causar severos daños al moto-reductor y al tornillo de bolas recirculantes.

- En los materiales que se piensan utilizar en la construcción de este mecanismo, la temperatura de  $130^{\circ}$  [C] es relativamente baja para

causarles alguna alteración física o química.

- Los agentes corrosivos a los que está expuesto el sistema de guiado son mínimos, ya que la cubierta evita el acceso de éstos al sistema, siendo la humedad del ambiente la única que podría dañarlo.

- Fricción y desgaste. Estos son dos factores importantes cuando se desea calcular la vida del sistema, el desgaste de las piezas y la potencia que disipa el sistema de guiado. Para la reducción de estos dos factores se contemplan dos principales alternativas, que son la de utilizar bujes antifricción de un material más blando y lubricado, y la de utilizar rodamientos lineales antifricción ( Ball Bushing ) que instalados adecuadamente presentan fricciones tan bajas, que se puede despreciar la potencia disipada por las guías.

#### 4.3 ANALISIS Y SELECCION

Por las ventajas que se mencionaron en el apartado anterior y principalmente porque las guías circulares son de fácil maquinado, y se pueden obtener de perfiles comerciales de bajo costo, la sección de las guías en cuestión debe ser circular. Ahora bien, las guías pueden ser huecas o sólidas. Con las guías huecas se obtiene una relación  $\omega/I$  (peso/Momento de inercia) menor que con guías sólidas, pero es poco comercial un tubo de suficiente espesor de pared y del material deseado para este caso. Por lo anterior, se decidió utilizar guías sólidas de sección circular de acero de la denominación A.I.S.I. 4140 templado y revenido.

Para decidir cuántas guías emplear en el sistema de guiado se consideraron los factores de espacio, peso y momento de inercia (I) como variables de diseño, puesto que se cuenta con el espacio limitado y se

desea tener un sistema lo más rígido posible; y en este caso en particular, la rigidez del sistema depende directamente del momento de inercia.

Por la disposición física de las guías y las fuerzas que actúan sobre éstas, se tiene un sistema de guías en paralelo que se puede reducir a una I total del sistema que será ( suponiendo que todas las guías tienen diámetros iguales a "d" ):

$$I_r = n I_i \quad (4.1)$$

donde  $n$  : Número de guías.

$I_i$  : Momento de inercia con respecto a un eje dado.

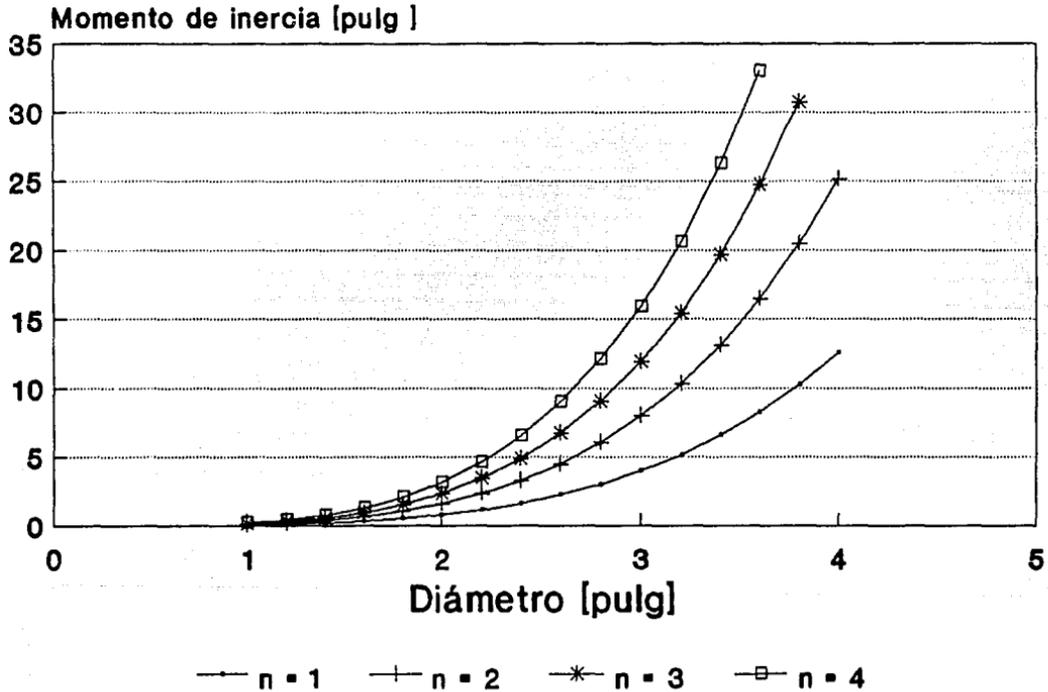
Se puede apreciar claramente en la fórmula que el momento de inercia crece linealmente contra el número de guías. Ahora bien, si mantenemos constante el número de guías y aumentamos el diámetro nos encontramos con un incremento exponencial a la cuarta potencia. Esto se puede apreciar más claramente en la gráfica 4.1 .

En la gráfica se ve que para un valor de I se pueden tener 1, 2, 3 o más guías con diferentes diámetros.

Para poder decidir cuántas guías se deben utilizar, se aplica el siguiente método:

Escogemos un valor arbitrario de I, por ejemplo el que corresponde al utilizar dos guías de dos pulgadas de diámetro, de la gráfica se obtiene  $I = 1.570794$  [pulg<sup>4</sup>], que sería lo mismo si utilizáramos cuatro guías de 1.6818 pulgadas de diámetro. Como se puede apreciar con estos

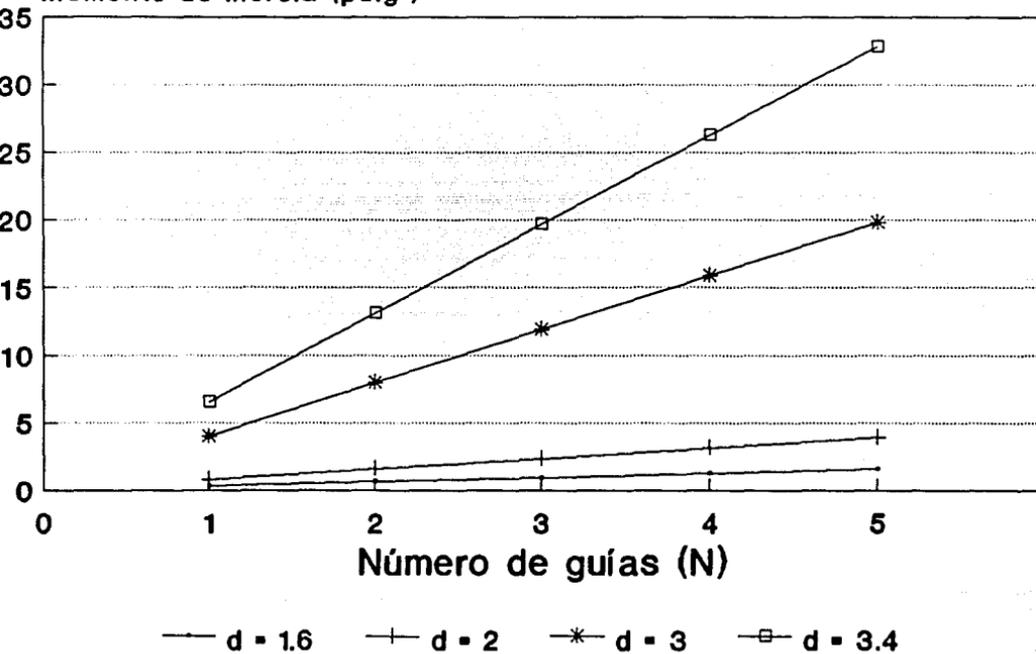
# COMPORTAMIENTO I vs D



Gráfica 4.1

# COMPORTAMIENTO I vs N

Momento de inercia (pulg )



dos valores aumentando un poco el diámetro se disminuye rápidamente el número de guías.

Utilizando el peso como otro factor de selección, se puede encontrar que el peso por unidad de longitud de guía  $\omega$  es :

$$\frac{W}{l} = \omega = \frac{\gamma n \pi d^2}{4}$$

Evaluando para  $d = 2$  , y  $n = 2$  se obtiene:  $\omega = 2\gamma\pi$

Evaluando para  $d = 1.6818$  y  $n = 4$  se obtiene:  $\omega = 2.82\gamma\pi$

Se puede apreciar que pesa 41.42 % más el sistema de cuatro guías que el de dos, sin contar el peso de la soportería de las guías, que en muchas ocasiones es más importante el peso del soporte que el peso de la guía.

**Por todo lo anterior se decide utilizar dos guías.**

Para decidir que diámetro y tipo de elementos antifricción utilizar, se decidió hacer un ciclo iterativo aproximado de las fricciones sobre los bujes y las deflexiones elásticas de los ejes.

Utilizando dos bujes o cojinetes por guía, separados una distancia de 6 [cm] se obtiene que, para soportar esta carga con rodamientos lineales antifricción, se requiere un diámetro de eje de 50 [mm] de espesor (ref. 8), obteniéndose la designación de S.K.F. LBAR50 para las guías.

Calculando la fricción que se presenta en los bujes se encuentra que para el caso de utilizar cuatro bujes de bronce fosforado con lubricante, se obtiene una fricción máxima de 198 [kgr], representando

aproximadamente el 4.95 % de la carga total a mover.

Utilizando rodamientos lineales con una  $\mu = 0.0075$  se obtiene una carga de fricción de 16.05 [kgr] lo que equivale a 0.41 % de la carga total a ser desplazada por el tornillo de bolas recirculantes.

Los rodamientos lineales no se consiguen en el mercado nacional, S.K.F. los importa de Alemania, y algunas otras marcas los importan de E.U.A.; debido a esto, el costo de estos rodamientos, sus soportes y guías se elevan a precios no justificables para este proyecto, y en adición a esto, los tiempos de entrega varían de 6 a 16 semanas, por lo tanto, se prefirió utilizar bujes de bronce fosforado.

Finalmente, se puede concluir que el sistema de guiado constará de dos guías cilíndricas de 50 [mm] de diámetro, dos chumaceras con bujes de bronce y dos candeleros para la sujeción de las guías a  $90^{\circ}$  con respecto al plano de referencia. Por cuestiones de simetría se alinearon las guías con las fuerzas generadas por el dispositivo de medición.

#### 4.4 DISEÑO DE DETALLE

##### 4.4.1 Sistema de Guiado

Una vez determinado el diámetro de las guías y la cantidad de éstas (dos guías de acero A.I.S.I. 4140 y  $D = 50$  [mm]), es necesario determinar la deflexión máxima que pueden sufrir. El paso previo para el cálculo de la deflexión es un análisis de las fuerzas activas y reactivas en los elementos en cuestión.

Considerando que la fricción tiende a cero en los bujes, es decir, no oponen ninguna resistencia vertical, y que cada buje toca la guía en un punto ante la acción de la carga desequilibrada, el diagrama de

cuerpo libre queda de la siguiente manera:

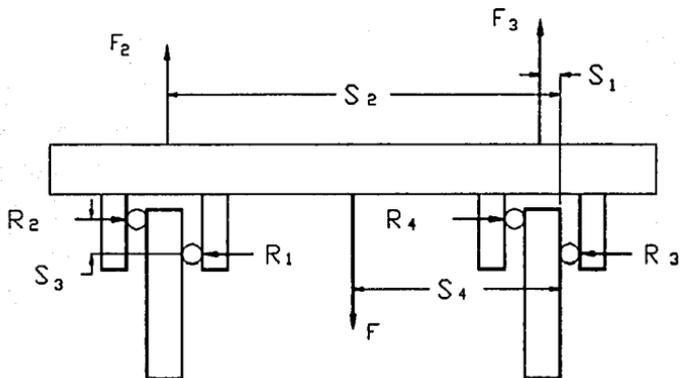


Figura 4.9 D.C.L. del sistema de guiado.

donde  $\Sigma F_x = 0$

$$R_1 - R_2 + R_3 - R_4 = 0 \quad (4.2)$$

$\Sigma F_y = 0$

$$F_2 + F_3 - F = 0 \quad (4.3)$$

$\Sigma M_a = 0$

$$- F_3 x S_1 - F_2 x S_2 - (R_4 + R_2) x S_3 + F x S_4 = 0 \quad (4.4)$$

de (4.2)

$$R_2 + R_4 = R_1 + R_3 \quad (4.5)$$

substituyendo (4.4) en la ecuación (4.5):

$$R_1 + R_3 = (F x S_4 - F_3 x S_1 - F_2 x S_2) / S_3$$

sabemos que:

$$F = 4000 \text{ [kgf]}$$

$$S_1 = 2.54 \text{ [cm]}$$

$$F_2 = 1800 \text{ [kgf]}$$

$$S_2 = 35.54 \text{ [cm]}$$

$$F_3 = 2200 \text{ [kgr]}$$

$$S_3 = 10.00 \text{ [cm]}$$

substituyendo los valores en la ecuación anterior:

$$R_1 + R_3 = 660 \text{ [kgr]}$$

Puesto que el sistema es hiperestático, no se cuenta con ecuaciones adicionales que proporcionen los valores individuales de  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  y  $R_4$ . No obstante, hasta ahora conocemos que la suma de los pares correspondientes ( $R_1 + R_3$ ,  $R_2 + R_4$ ) contribuyen con un valor de 660 [kgr], y tomando en cuenta que el sistema de dos guías es simétrico se puede suponer con poco margen de error que la magnitud de las reacciones son iguales en ambos elementos, es decir,  $|R_1| = |R_2| = |R_3| = |R_4|$ . De donde concluimos que la carga que soporta cada guía es un par de fuerzas separadas por la distancia que existe entre los bujes de las guías, o bien, se puede hacer equivalente este par de fuerzas a un momento puro aplicado en su extremo. El momento equivalente lo obtenemos de:

$$M = R_2 \times S_3 = 330 \text{ [kgr]} \times 9.78 \text{ [N/kgr]} \times 0.1 \text{ [m]} = 323.73 \text{ [Nm]}$$

Calculando el esfuerzo máximo en el eje tenemos:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M r}{I} ; \quad I = \int y^2 dA = \frac{\pi r^4}{4} \quad (4.6)$$

$$\text{Por lo tanto: } \sigma_{\text{máx}} = \frac{4 M}{\pi r^3} ; \text{ de donde:} \quad (4.7)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 26.38 \text{ [MPa].}$$

La resistencia de fluencia mínima que contempla el acero A.I.S.I.

4140 es de 903 [MPa].; y como se esperaba se tiene un amplio margen, por lo tanto el esfuerzo al que se somete el sistema no representa ningún peligro.

Después de observar este resultado se concluye que los elementos del sistema de guiado no tienen problemas por resistencia mecánica, por tanto se hizo un diseño preliminar de los elementos que soportan la guía y se realizará un estudio de deformación elástica para verificar que el sistema cumpla con la precisión que requiere el dispositivo de medición.

Se tiene que la tolerancia máxima permisible entre la variación de alturas del dispositivo es de 0.3 [mm] o bien  $3 \times 10^{-4}$  [m] y como la distancia horizontal que existe entre los dos puntos de referencia es de 0.33 [m] esto nos produce un ángulo de desviación máxima de:

$$\theta = \tan^{-1} \frac{3 \times 10^{-4}}{0.33} = 0.052087^{\circ}$$

$$\theta = 0^{\circ} 3' 7.51''$$

Se puede apreciar que el ángulo de desviación máximo  $\theta$  es muy pequeño, lo que conduce al diseño de un sistema muy rígido para lograr esta precisión.

Debido a las limitantes físicas del problema, se determinaron tres elementos principales, la guía y dos soportes, uno fijo y otro deslizable.

El conjunto se muestra a continuación:

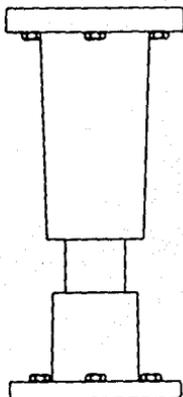


Figura 4.10 Sistema de guiado.

Analizando el conjunto se encontró que se puede simplificar a un sistema de vigas en cantiliver, empotradas una contra otra (ver figura 4.11).

Los momentos de inercia  $I$  se pueden calcular mediante las fórmulas:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad \text{ó} \quad I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (4.8)$$

según sea un eje hueco o sólido.

Calculando los momentos de inercia:

$$I_1 = 2.23039 \times 10^{-5} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_2 = 1.47196 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_3 = 1.31916 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_4 = 3.06796 \times 10^{-7} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_5 = 2.01061 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_6 = 2.05416 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_7 = 2.8122 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_8 = 2.3545 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_9 = 2.2921 \times 10^{-5} \text{ [m}^4\text{]}$$

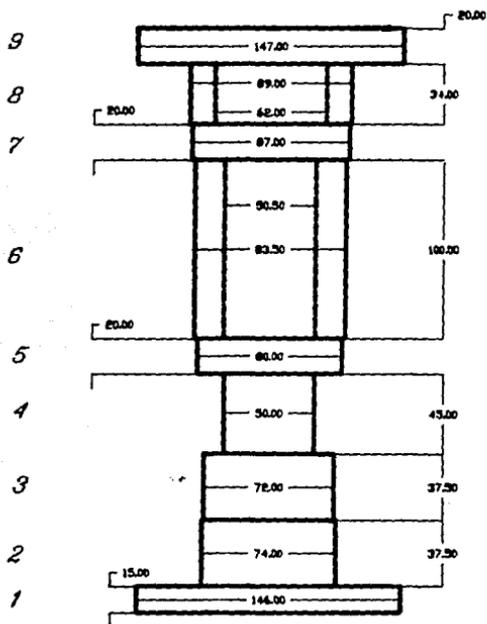


Figura 4.11 Sistema de vigas en cantiliver.

Ahora bien, para poder calcular la deflexión total de todo el sistema, se tienen que sumar las deflexiones parciales de cada elemento más la proyección de su longitud por el ángulo acumulado de desviación anterior. En otras palabras es necesario tomar en cuenta la historia de la deflexión a lo largo de todo el sistema, esto se puede demostrar en el siguiente ejemplo: se supone un elemento en cantiliver y con un cambio de sección en  $l/2$ ,

donde 
$$y_a = \frac{M(l/2)^2}{2 E I} \quad (4.9)$$

$$\theta_a = \frac{M l}{2 E I} \quad (4.10)$$

Al tener la deflexión en a y el ángulo de desviación en a se puede calcular la deflexión total en b mediante la fórmula:

$$y_b = y_a + (l/2)\text{sen } \theta_a \quad (4.11)$$

Luego, al considerar tres elementos a flexión pura provocada por un momento en el final de una barra empotrada con dos cambios de sección, se encuentra que la fórmula para la deflexión en el extremo de la barra es:

$$\begin{aligned} y_t = & y_1 \cos(\theta_0) + l_1 \text{sen}(\theta_0) + y_2 \cos(\theta_0 + \theta_1) + \\ & + l_2 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1) + y_3 \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2) + \\ & + l_3 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2) \end{aligned} \quad (4.12)$$

Generalizando para n elementos y sabiendo que  $\theta_0$  tiene un valor de

Quando el eje neutro de la viga se encuentra a  $90^\circ$  con respecto a la pared de empotramiento, se reduce la fórmula a la siguiente sumatoria:

$$y_i = \sum_{l=1}^n [y_l \cos(\sum_{j=0}^{l-1} \theta_j)] + \sum_{l=2}^n [l_1 \sin(\sum_{j=0}^{l-1} \theta_j)] \quad (4.13)$$

Determinando las deflexiones y los ángulos mediante las fórmulas:

$$y_1 = \frac{M_1 l_1^2}{2 E_1 I_1} ; \quad \theta_1 = \frac{M_1 l_1}{E_1 I_1} \quad (4.14)$$

Calculando las deflexiones y ángulos:

$$\begin{aligned} y_1 &= 7.894423 \times 10^{-9} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_1 = 1.052532 \times 10^{-6} \text{ [rad]} \\ y_2 &= 1.076529 \times 10^{-6} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_2 = 4.784573 \times 10^{-5} \text{ [rad]} \\ y_3 &= 1.201225 \times 10^{-6} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_3 = 5.338777 \times 10^{-5} \text{ [rad]} \\ y_4 &= 5.165021 \times 10^{-6} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_4 = 2.295565 \times 10^{-4} \text{ [rad]} \\ y_5 &= 1.556786 \times 10^{-7} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_5 = 1.556786 \times 10^{-5} \text{ [rad]} \\ y_6 &= 5.489610 \times 10^{-6} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_6 = 9.142684 \times 10^{-5} \text{ [rad]} \\ y_7 &= 1.113039 \times 10^{-7} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_7 = 1.113039 \times 10^{-5} \text{ [rad]} \\ y_8 &= 3.841954 \times 10^{-7} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_8 = 2.259973 \times 10^{-5} \text{ [rad]} \\ y_9 &= 1.365580 \times 10^{-8} \text{ [m]} & ; & \quad \theta_9 = 1.365580 \times 10^{-6} \text{ [rad]} \end{aligned}$$

Teniendo estos valores se puede expandir la fórmula (4.13):

Para:

$$i=1; y_1 \cos \theta_0$$

$$i=2; y_2 \cos(\theta_0 + \theta_1) + l_2 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1)$$

$$i=3; y_3 \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2) + l_3 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2)$$

$$i=4; y_4 \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3) + l_4 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3)$$

$$i=5; y_5 \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4) + l_5 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4)$$

$$i=6; y_6 \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5) + l_6 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5)$$

$$i=7; y_7 \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5 + \theta_6) + l_7 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5 + \theta_6)$$

$$i=8; y_8 \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5 + \theta_6 + \theta_7) + l_8 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5 + \theta_6 + \theta_7)$$

$$i=9; y_9 \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5 + \theta_6 + \theta_7 + \theta_8) + l_9 \text{sen}(\theta_0 + \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5 + \theta_6 + \theta_7 + \theta_8)$$

Evaluando con los datos previamente calculados

$$\text{Para: } i = 1 ; 7.89440 \times 10^{-9}$$

$$\text{Para: } i = 2 ; 1.12389 \times 10^{-6}$$

$$\text{Para: } i = 3 ; 3.40164 \times 10^{-6}$$

$$\text{Para: } i = 4 ; 9.76789 \times 10^{-6}$$

$$\text{Para: } i = 5 ; 6.79252 \times 10^{-6}$$

$$\text{Para: } i = 6 ; 4.71788 \times 10^{-5}$$

$$\text{Para: } i = 7 ; 8.88804 \times 10^{-6}$$

$$\text{Para: } i = 8 ; 1.56832 \times 10^{-5}$$

$$\text{Para: } i = 9 ; 9.46521 \times 10^{-6}$$

Finalmente, se pueden calcular tanto la deflexión total del sistema como el ángulo máximo de desviación, y se encuentra que:

$$y_t = 1.02308 \times 10^{-4} \text{ [m]}$$

$$\theta_t = 0.027155^\circ \text{ o bien } \theta_t = 0' 37.76''$$

Calculando el factor de seguridad que nos brinda este sistema se encuentra que es de :  $n = 1.91$  ; valor que se considera suficiente para el proyecto.

Se puede apreciar en los cálculos anteriormente descritos que: Si se considera el diseño de las piezas mediante el parámetro de resistencia mecánica, la pieza más "débil" que es el eje guía del sistema contempla un factor de seguridad de 37.4 , pero al analizar el sistema completo mediante deflexiones elásticas se encuentra que el factor de seguridad apenas se aproxima al valor de 2, que como se puede apreciar tiene un valor apropiado, pues todavía hay que considerar otros factores que intervienen en la precisión del sistema, como puede ser el juego que exista entre los bujes.

A continuación se presentan los elementos constitutivos del sistema de guiado como quedaron finalmente.

#### 4.4.2 Eje Guía

El material del que será maquinado este eje es de la designación A.I.S.I. 4140 templado y revenido. El eje lleva un rectificado cilíndrico a una medida de  $50^{h6}$  [mm], considerando un factor de rugosidad de  $0.4 \mu\text{m}$  para el rectificado (referencia 3,pág. 13-78), para disminuir al mínimo la fuerza de fricción sobre los bujes de bronce fosforado y consecuentemente evitar el desgaste excesivo en estos elementos.

Se determinó la tolerancia del eje mediante un ajuste de agujero único del tipo fino con buena precisión (ref. 14,pág. 530).

En el plano MGF05 se puede apreciar que se le realizaron dos pequeños chafanes al eje para facilitar su entrada por ambos lados, y a

la vez evitar los vértices, ya que con cualquier golpe puede abultarse y dañarse la superficie donde entra la guía.

#### 4.4.3 Buje Guía

El material seleccionado para la fabricación del buje es de bronce fosforado, para así obtener bujes con un coeficiente de fricción de 0.19 y un esfuerzo permisible de aplastamiento para cargas cíclicas de 33 a 50 [MPa] (ref. 15,pág. Z18).

Se realizaron los siguientes cálculos para asegurar que los bujes resistirán las cargas a las que serán sometidos:

Para tener una aproximación adecuada de los esfuerzos a los que se someterán los bujes se calcularon los esfuerzos mediante la teoría de contacto de cuerpos tridimensionales de Hertz.

Haciendo referencia a la teoría de Hertz (referencia 1,pág 92), la presión máxima está dada por la ecuación:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 F}{\pi b l} \quad (4.15)$$

donde  $P_{\text{máx}}$  : Esfuerzo máximo sobre el elemento.

$F$  : Fuerza aplicada sobre el buje.

$b$  : Ancho del área de contacto del buje de forma simétrica.

$l$  : Longitud del buje o largo del área de contacto.

La presión máxima se encuentra situada en la línea que une los centros de los cilindros en el punto que corte al perímetro.

El área de contacto es un rectángulo angosto de ancho  $2b$  y longitud

1. La distribución de presiones sobre este rectángulo es elíptica y la describe la fórmula (ref. 1, pág. 94):

$$b = \frac{2 F}{\pi l} \frac{\left[ \left( (1 - \mu_1^2)/E_1 \right) + \left( (1 - \mu_2^2)/E_2 \right) \right]^{1/2}}{(1/d_1) + (1/d_2)} \quad (4.16)$$

donde  $F$  : Fuerza aplicada al buje.

$l$  : Longitud del buje.

$\mu_1$  : Módulo de Poisson del material 1.

$\mu_2$  : Módulo de Poisson del material 2.

$E_1$  : Módulo elástico del material 1.

$E_2$  : Módulo elástico del material 2.

$d_1$  : Diámetro del eje.

$d_2$  : Diámetro del buje.

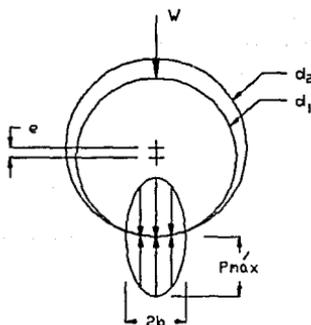


Figura 4.12 Distribución de esfuerzos de Hertz.

Como se va aplicar a un cilindro y una superficie cilíndrica interna, el valor  $d_1$  se considera negativo (ref. 1, pág. 94 ).

Considerando una tolerancia de ajuste fino de deslizamiento para el buje, se obtiene un valor de la tolerancia de H7 equivalente a la medida nominal  $50^{+0.025}_{-0.000}$  [mm] (ref. 14, pág.530).

Para cuestiones de cálculo se considera un diámetro interior del buje de 50.1 [mm], además de que se encontró que los dos valores del módulo de Poisson son muy aproximados a 0.3 , por lo que la fórmula (4.16) se reduce a:

$$b = \left[ \frac{1.59793 \times 10^{-6}}{l} \right]^{1/2}$$

Debido a que nos encontramos con una fórmula que tiene dos incógnitas, es necesario fijar una y calcular la restante de una forma iterativa para así encontrar dos valores que satisfagan correctamente las exigencias del problema. Utilizando una longitud de dos centímetros de buje, se puede calcular el lado del rectángulo.

$$\text{Para } l = 0.02 \text{ [m]} \Rightarrow b = 8.93 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

Ahora bien, calculando las dimensiones de b y l mínimas que debe tener el buje para que no se exceda el esfuerzo permisible de aplastamiento del material,  $\sigma = 33$  [MPa], se obtiene que:

$$b_{\text{mfn}} = \frac{2 F}{\sigma_{\text{máx}} \pi l} \quad (4.17)$$

$$\text{Para } l = 0.02 \text{ [m]} \Rightarrow b = 6.69 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

Calculando el factor de seguridad  $F_s$  entre  $b_{\text{mfn}}$  y la obtenida

mediante la ecuación (4.16), resulta:

$$F_s = b/b_{\min} = 1.33$$

Este valor resulta bastante aceptable recordando que la fuerza utilizada para el cálculo del esfuerzo de aplastamiento es crítica.

Determinada la longitud del buje ya se puede plantear la forma final del buje, y éste se presenta en el plano MGF06.

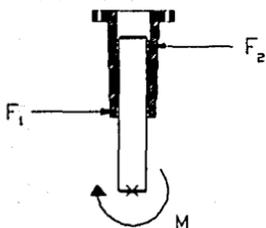
Como se puede apreciar en este plano, el buje tiene una tolerancia de 1 [mm] en su diámetro interior para que después de montado en el candelero, ( ya que al montarlo sufre una ligera contracción), se le dé la medida final con su correspondiente ajuste.

El buje ha sido provisto de una ranura de lubricación a lo largo de toda su circunferencia y una ranura de desahogo de lubricante y aire en el extremo opuesto a la grasera, para así obtener una buena lubricación del buje durante su funcionamiento. Este tipo de ranura es típica para lubricación de cojinetes según " Cleveland Graphite bronze Company " (ref. 1,pág. 594).

La tolerancia del diámetro exterior de n6 está basada en un ajuste de precisión forzado (ref. 14,pág. 530).

La fuerza de fricción producida por los cojinetes se puede calcular basándose en la figura 4.13 .

Para poder calcular la magnitud de las fuerzas F es necesario conocer que distancia existe entre el par de fuerzas.



donde

$$F_1 = F_2 \text{ par de fuerzas.}$$

$M$  = Momento aplicado al eje.

Figura 4.13 D.C.L. del eje y sus bujes.

Para determinar esta distancia nos podemos basar en el siguiente diagrama de cuerpo libre:

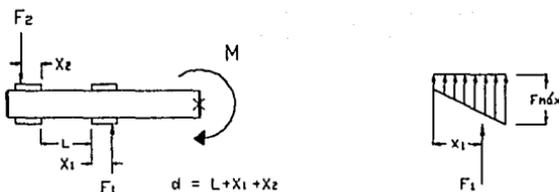


Figura 4.14 Diagrama de fuerzas del eje y bujes.

Donde  $l$  es la distancia entre cojinetes y tiene un valor de 0.1 m. Si se estima la distribución de esfuerzos lineal a lo largo del cojinete se obtiene que:

$$F_1 = \int_0^l f \, dx \quad ; \quad \text{donde } [f]_u = [N/m] \quad (4.18)$$

Por lo que la ubicación de la resultante estará aproximadamente en el centroide del triángulo, y esto es a 1/3 de su extremo. Como la longitud total del buje es de 0.02 [m] se encuentra que:

$$X_1 = X_2 = 2(0.02)/3 = 0.01333333 \text{ [m]}$$

Finalmente la distancia entre el par de fuerzas será de:

$$l + 2X_1 = 0.12666666 \text{ [m]}$$

y consecuentemente,

$$F_1 = M/d \quad ; \quad F_1 = 2556.2372 \text{ [N]}$$

Calculando la fuerza de fricción entre el buje y la guía se obtiene que:

$$F_{\mu} = \mu F_1 \quad ; \quad \text{donde } \mu \text{ es el coeficiente de fricción entre bronce y acero.}$$

Considerando un coeficiente de fricción entre el bronce fosforado y el acero con lubricante de 0.19 (referencia 15, pág Z20) se obtiene:  $F_{\mu} = 485.68506 \text{ [N]}$ .

Debido a que tenemos cuatro bujes repartidos en dos guías nos resulta una fuerza de fricción total  $F_{4\mu}$  de:

$$F_{4\mu} = 4 F_{\mu} = 1942.74 \text{ [N]}$$

#### **4.4.4 Chumacera**

La forma final de la chumacera se determinó mediante un ciclo iterativo, entre la altura mínima requerida para librar el motor y proporcionar el desplazamiento requerido, y la distancia máxima posible entre los dos bujes para reducir al mínimo la carga sobre los bujes y a la vez su desgaste.

Como se puede apreciar en el plano MGF04 la chumacera se fabricó de un acero A.I.S.I. 1010 rolado en frío. El motivo principal fue la alta rigidez que proporciona el acero comparada con la de cualquier tipo de fundición. Se determinó que se requería un ajuste de H7 para las superficies en donde se alojarán los bujes, puesto que se requiere que éstos queden fijos permanentemente, y si son removidos de su lugar será necesario sustituirlos por otros nuevos.

Asimismo, se determinó que la medida interior de la chumacera tuviera una tolerancia de juego libre de 0.5 [mm] con respecto al eje guía, ya que si los bujes sufren desgaste excesivo, la chumacera misma puede actuar como superficie de deslizamiento y así evitar una desviación de la guía que pueda causar daños severos.

Para facilitar el montaje de los bujes se diseñaron dos conos de acceso, y estos se pueden apreciar en los detalles A y B del plano en cuestión.

#### **4.4.5 Candelero Guía**

Como se mencionó anteriormente, para determinar la altura total del candelero guía fue necesario, primero, definir una altura mínima, y de este punto partir para que al hacer un ciclo iterativo entre la altura libre debajo del sistema y las longitudes parciales de la chumacera y la

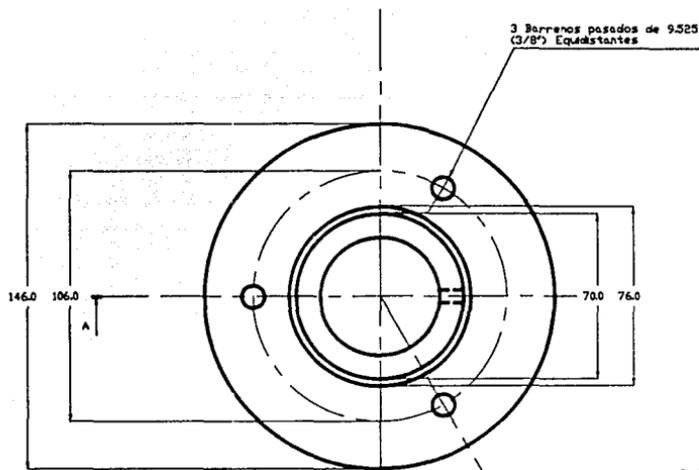
guía, se lograra obtener un candelero, con la estabilidad necesaria, para fijar al eje guía perpendicular a la placa de referencia, de tal manera, que su altura sirviera como tope físico, evitando el descenso excesivo de la parte inferior del dispositivo, la cual podría dañar otro elemento del sistema de posicionamiento.

Para poder asegurar una sujeción rígida del eje se determinó que el eje entrara a presión dentro del candelero utilizando una tolerancia de N6, ya que en todo su rango de valores no se obtiene nunca una combinación de medidas que pueda producir juego (ref. 14,pág. 530). En adición a esta tolerancia se diseñó un prisionero para asegurar que el eje nunca gire sobre su centro, ya que por la imprecisión en la redondez se puede producir juego y desalineamiento despues de un tiempo de operación.

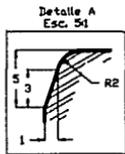
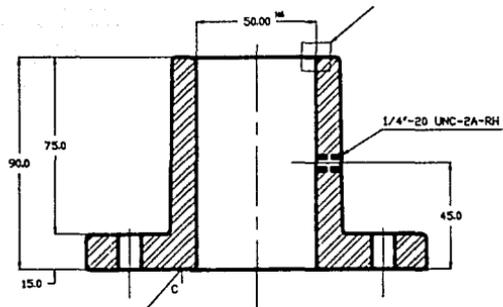
Al igual que en la chumacera se manda hacer un rectificadido de la cara que va contra la placa de referencia para garantizar la perpendicularidad entre ésta y el eje.

Por facilidad de montaje, maquinado y estandarización se decidió que todas las piezas que se requiera sujetar, se fijen mediante tres tornillos comerciales equidistantes en un eje de centro.

Para facilitar el montado del eje en el candelero se diseñó un cono de entrada como se puede apreciar en el detalle "A" del plano MGFO3.



CORTE A - A

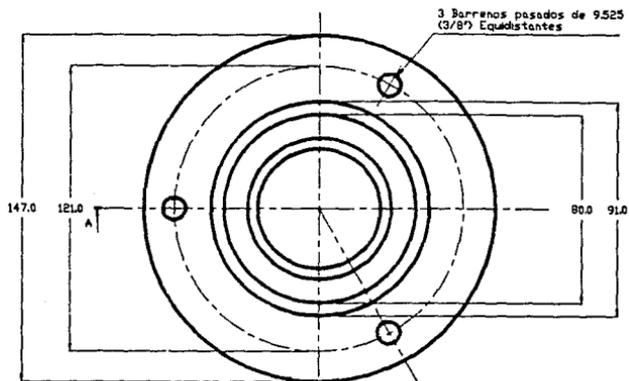


ACABADOS		TOLERANCIAS NO DIMENSIONALES							
✓	Ac. Superficial	± 0.12	± 0.12	± 0.2	± 0.30	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.30
✓	Ac. Perfil	± 0.12	± 0.12	± 0.2	± 0.30	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.30
✓	Ac. Rect.	± 0.12	± 0.12	± 0.2	± 0.30	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.30
Superf. de Puntos									
✓	Ac. Superf.	± 0.12	± 0.12	± 0.2	± 0.30	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.30

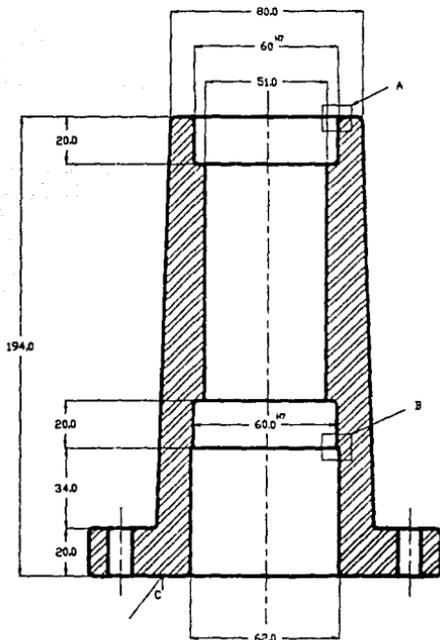
No	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS	OBSERVACIONES
1	Candilera guía	A.I.S.I. 1018	2 piezas



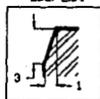
PROYECTO: Mecanismo de parionamiento				CDM
Candilera guía			COTAS: mm	
RESPONSABLE: P.B.R.	REVISOR:	DIBUJADO: PEAR, J.P., J.M., J.P.P.	FECHA: 10/11/1990	No PLANO: INC/03
ESCALA: 1:2			CLAVE	



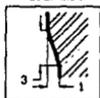
CORTE A - A



DETALLE A  
Esc. 2.5:1



DETALLE B  
Esc. 2.5:1



ACABADOS			TOLERANCIAS EN DECIMALES					
± 0.05	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.50	± 0.60	
± 0.05	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.50	± 0.60	
± 0.05	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.50	± 0.60	

Notas - Detalles

± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.4	± 0.5	± 0.6
-------	-------	-------	-------	-------	-------

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Chamascera	A.I.S.I. 1010	2 planos



PROYECTO: *Sistema de posicionamiento*



Chamascera guía

CITAS  
num

RESPONSABLE: F. B. R. REVISOR: A. R. R. DIBUJOS: P. A. S. P. A. S. P. A. S.

No PLANO

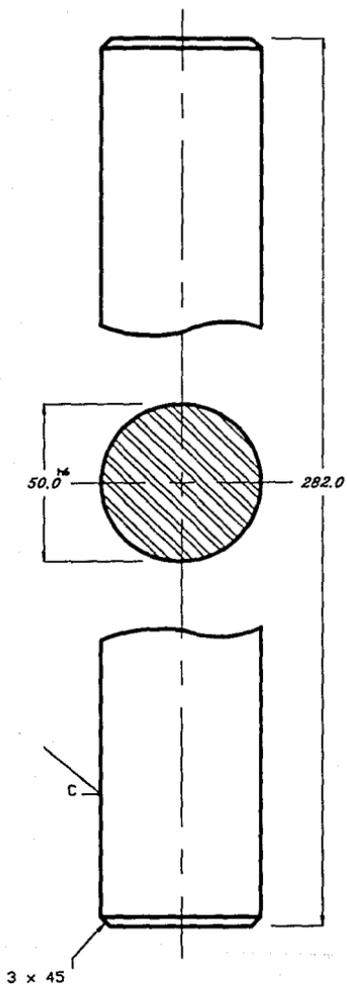
MEFD-1

ESC: 1:2



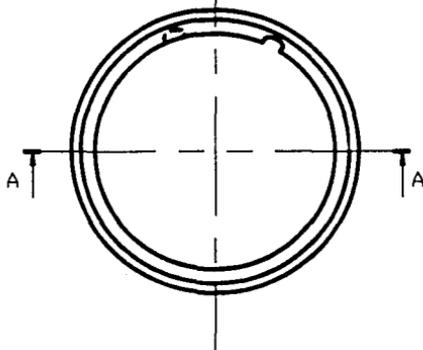
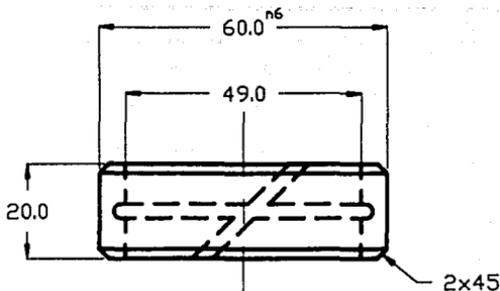
FECHA: 6/21/1980

CLAVE

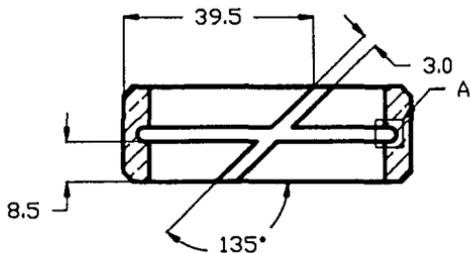


ACABADOS			TOLERANCIAS NO DIMENSIONALES			
Fac. Represent. microdimensional	> 0.05	> 0.1	> 0.2	> 0.5	> 1.0	> 100
Fac. Represent. normal	0.05	0.1	0.2	0.5	1.0	100
Fac. Represent. normal	0.1	0.2	0.5	1.0	1.5	1.5
Rugosidad - Ra (micras)						
0.2	0.4	0.8	1.6	3.2	6.3	12.5

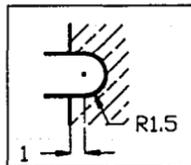
No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	CDM	
1	Op. guita	A.I.S.I. 4140	2 piezas	Abastecimiento de partes nominales	CDM	
				Cotas: mm RESPONSABLE: P. B. R. REVISOR: Z. R. R. DIBUJO: P. B. R. / Z. R. R. ESC: 1:1.5	No PLANO: NG/PDS CLAVE:	
				FECHA: 6/11/1980		



CORTE A - A



DETALLE A  
Esc. 3:1



REVISIONES		REVISIONES DE AUTORES	
1	01	1	01
2	02	2	02
3	03	3	03
4	04	4	04
5	05	5	05
6	06	6	06
7	07	7	07
8	08	8	08
9	09	9	09
10	10	10	10

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Baja guía	Dimensiones de diseño	4 planas



PROYECTO: *Montaje de particionamiento*



Dibujo

COTAS:  
mm

RESPONSABLE: *P. R. R.* REVISOR: *A. R. R.* DIBUJADO: *A. R. R.*

No. PLANO:  
*MC/PM*

ESC: 1:1



FECHA: *6/11/1980*

CLAVE

# CAPITULO

# 5

## SISTEMA MOTRIZ



FJR

## S I S T E M A M O T R I Z

### 5.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Para mover el tornillo de bolas recirculantes a plena carga con una velocidad angular de 7 [rpm] (aproximadamente) es necesario vencer un par de 396.229 [lbr-pulg] o bien 44.78 [N-m] (ver apartado 3.3.1). El accionamiento eléctrico que active al sistema debe ser de fácil control, eficiente y producir un mínimo de ruido. La transmisión que conecte al motor con el tornillo debe ser capaz de transformar la potencia de salida del motor al par y revoluciones requeridas, proporcionando un movimiento continuo y suave. Además, para efectos de precisión y control, los elementos de dicha transmisión deben acoplarse evitando el juego en lo posible. Estos elementos deben ser lo suficientemente resistentes para evitar una falla mecánica que ocasione el impacto de una parte del dispositivo contra la otra, por acción de la gran fuerza de atracción de 39200 [N] (4000 [kgf]).

El sistema motriz debe evitar la rotación involuntaria del tornillo de potencia en el momento que el motor pare, pues lo contrario repercutiría negativamente en el sistema de control y, en el peor de los casos, provocaría un impacto entre las partes del dispositivo.

Finalmente, el sistema motriz debe ser de operación silenciosa, de bajo mantenimiento y lo más compacto posible, esto último con objeto de no incrementar las dimensiones totales del prototipo.

### 5.2 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

Como la velocidad de giro de los motores eléctricos es relativamente grande (1750 [rpm]) comparada con la que se requiere en el tornillo de potencia (7 [rpm]) es necesario reducirla de alguna forma,

aproximadamente 250 veces. Tal reducción se puede lograr con un arreglo de engranes helicoidales, un sistema planetario, o una doble transmisión de sin-fin corona. Las dos primeras opciones tienen la ventaja de tener eficiencias de transmisión muy altas (90 a 95 %), mientras que la eficiencia del doble sin-fin corona no rebasa el 60 %. Sin embargo, como la potencia de trabajo del mecanismo es relativamente pequeña (1/6 [hp] a lo más), el empleo de la transmisión de engranes helicoidales o del sistema planetario no se justifica económicamente, tanto en la adquisición como en la operación, pues esta última es ocasional y de corta duración. Además, una transmisión sin-fin corona es más compacta y sencilla en su construcción, ofrece una alta reducción con pocas partes móviles, soporta cargas de choque y momentáneas más altas, es muy silenciosa y suave en la operación y posee una característica por demás importante, el eje de salida no gira si no es por la acción del motor en el eje de entrada, es decir, una vez posicionado el eje de salida éste conserva su posición aún cuando el par aplicado tienda a hacerlo girar. De esta forma se evita la utilización de un freno mecánico o magnético adicional.

La doble transmisión de sin-fin corona se encuentra comercialmente en reductores de velocidad con diferentes arreglos.

Integrando este tipo de transmisión al mecanismo de posicionamiento, el sistema motriz se reduce a tener un motor eléctrico de CD (corriente directa) acoplado al reductor de velocidad, el cual proporciona una velocidad y par a la salida lo más cercano posible a los valores deseados, y por medio de un juego de elementos de transmisión terminal, que pueden ser un par de engranes, un sistema de cadena o un sistema de banda, se conectan el reductor y el tornillo de potencia complementando así el sistema.

### 5.2.1 Reductor Sin-Fin Corona

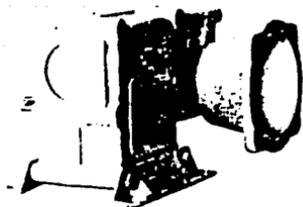
Debido a que la posición preliminar del motor es horizontal por limitaciones de espacio, el reductor debe acoplarse al motor también de manera horizontal y proporcionar un eje de salida tal que su conexión al tornillo sea lo más sencilla posible. También el reductor debe ser del tipo de flecha hueca a la entrada, pues se pretende eliminar el uso de una brida de acoplamiento.

Existen cuatro tipos de reductores que pueden emplearse en el mecanismo: GEDD, GCDB, GELDB y GCDV, según nomenclatura del fabricante Morse. Tales reductores se muestran en la figura 5.1 y en ella aparecen sus principales dimensiones, así como el peso neto de cada unidad para una reducción de 250:1.

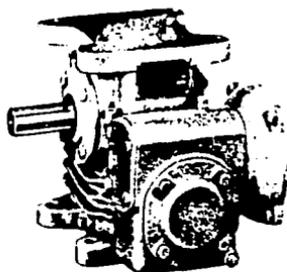
Del catálogo del fabricante se obtiene la siguiente información para los reductores mencionados:

ESTIMACION DEL PAR Y POTENCIA a 1750 [rpm] a la entrada									
TIPO	RAZON DE REDUCCION	RAZON PRIMARIA	RAZON SECUNDARIA	POTENCIA DE ENTRADA	SALIDA RPM	SALIDA TORQUE	POT. MAX. DEL MOTOR RECOMENDADA HP	NEMA	FACTOR DE SOBRECARGA
13GELD	250			0.08	7	285			302
18GEDD	250			0.15	7	710			751
18GCDB	250	10	25	0.15	7	710	.25	56C	324
18GCDV	250	10	25	0.15	7	710	.25	56C	280

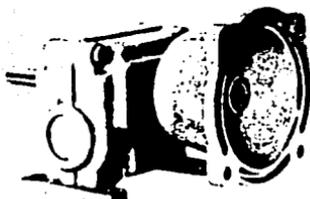
Tabla 5.1 Reductores.



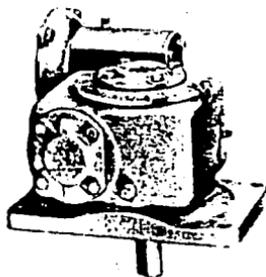
**"GEDD" Series**



**"GCDB" Series**



**"GELDB" Series**



**"GCDV" Series**

**Figura 5.1 Reductores.**

La eficiencia de cada uno de los reductores la obtenemos de:

$$\eta_r = \frac{P_{sr}}{P_{er}} \quad (5.1)$$

donde  $\eta_r$  : eficiencia del reductor.

$P_{sr}$  : potencia de salida del reductor.

$P_{er}$  : potencia de entrada del reductor.

$$P_{sr} = \frac{\text{rpm}_s \times T_s}{63000} \quad [\text{hp}] \quad (5.2)$$

Substituyendo los valores correspondientes de la tabla 5.1 se obtiene:

$\eta_r = 52.8 \%$  para el reductor tipo 13GLDB

$\eta_r = 52.6 \%$  para los reductores tipo 18GEDD,  
18GCDB y 18GCDV

### 5.2.2 Motor

Para proporcionar la potencia al tornillo de bolas recirculantes, el valor de la potencia de entrada al reductor debe ser mayor pues se deben considerar las eficiencias de transmisión tanto de los elementos terminales y los rodamientos cónicos, como la del reductor mismo. Estimando conservadoramente una eficiencia del 95 % (ref. 1, pág 654) en los elementos terminales y una eficiencia del 98 % en los rodamientos (ref. 1, pág 654) se tiene que la potencia a la entrada del reductor es:

$$P_{er} = \frac{P_T}{\eta_{et} \eta_{rod} \eta_r} \quad (5.3)$$

donde  $\eta_{et}$  : eficiencia de los elementos terminales de transmisión.

$\eta_{rod}$  : eficiencia de los rodamientos.

operando

$$P_{er} = 0.1156 \text{ [hp]}$$

Considerando ahora una eficiencia del 75 % para el motor de CD (ref. 10) se tiene la capacidad y par nominal mínimos que deberá ofrecer el motor seleccionado:

$$P_m = \frac{P_{er}}{\eta_m} \quad (5.4)$$

donde  $P_m$  : potencia del motor

$\eta_m$  : eficiencia del motor

operando:

$$P_m = 0.1541 \text{ [hp]}$$

El par de arranque del motor debe ser al menos :

$$T_m = \frac{63000 P_m}{[\text{rpm}]} \quad (5.5)$$

donde  $T_m$  : par de arranque del motor [lbr-pulg].

rpm : velocidad base del motor (1750 [rpm])

substituyendo

$$T_m = 5.5476 \text{ [lbr-pulg]} = 0.6269 \text{ [N-m]}$$

Los motores comerciales de CD con capacidades cercanas a los valores calculados son de: 1/6 y 1/4 [hp], con una velocidad base de 1750 [rpm]. La diferencia en costo y tamaño entre ellos no es significativa y por lo que respecta a estos dos factores ambos se encuentran prácticamente en igualdad de condiciones.

Asimismo, dichos motores se fabrican en tamaños de estructura NEMA 56C para un acoplamiento adecuado con el reductor.

Debido al compromiso que se tiene con el sistema de control el tipo de motor indicado para esta aplicación es el de imán permanente, el cual es el más fácil de controlar por su comportamiento lineal entre voltaje y velocidad.

### 5.2.3 Transmisión Terminal

El problema de conectar el eje de salida del reductor con el tornillo de potencia puede resolverse de tres formas diferentes: utilizando un juego de engranes, un juego de poleas y banda sincrona o un juego de catarinas y cadena.

Los engranes como medio de conexión ofrecen alta precisión en el posicionamiento, resistencia suficiente, compacticidad y sencillez en el arreglo. Si se consideran engranes helicoidales se logra adicionalmente un mando continuo y suave en la transmisión y el juego de contacto se reduce a cero. Esto permite un control más efectivo del sistema y minimiza la interferencia por golpeteo en el dispositivo. Los accesorios que requiere este tipo de transmisión son mínimos, puesto que los engranes no necesitan de ajustadores o tensores.

**CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES**

MARCA	MODELO	POTENCIA HP	VELOCIDAD rpm	NEMA	TORQUE lb.in	VOLTAJE Vac	AG MAX pulg.	PESO lb
MAGNETEK IN- DIANA GRAL.	3435735 25430A	0.25	1750	56C	9	90	8.75 P=3.25 AB=3.75 BD=5	9
TECTRON	100-25-90	.25	1725	56C	9	90	P=6.5 AB=— BO=6.75	7 kg
MORSE	WCO252	.25	1750	56C	9	90	9 3/16 P=4 11/16 BO=5 7/8	29
BALDOR		.25	1750	56C	9	90		

Tabla 5.2 Características de los motores

Una ventaja adicional que presenta una transmisión de engranes es que la carga radial sobre los árboles es menor que la transmisión por banda o cadena.

Por otro lado, los engranes se tienen que fabricar especialmente, pues cada aplicación particular requiere de características diferentes y específicas. Por esta razón, el costo de una transmisión de engranes es mayor que el equivalente de banda o cadena.

Cabe señalar que este tipo de transmisiones necesitan de lubricación periódica y cuentan con un aislamiento nulo ante cargas de choque.

La transmisión por banda síncrona también es muy precisa y proporciona un movimiento continuo y suave. Tiene la ventaja de ser un equipo comercial y de menor costo que los engranes. Además, ésta ofrece una transmisión silenciosa, libre de cargas de choque y no requiere de un sistema de lubricación. Sin embargo, este tipo de transmisión ocupa mayor espacio, pues la mínima distancia entre centros y el ancho de la banda para una potencia determinada obligan a una mayor utilización de espacio comparada con una transmisión de engranes. En este caso la banda necesita de tensores y ajustes periódicos para su funcionamiento adecuado. El elemento flexible de la transmisión no garantiza el freno de la carga de tal forma que es necesario un freno de seguridad adicional.

Finalmente, a pesar de que la transmisión por cadena ofrece una mayor confiabilidad en el aspecto resistencia que la transmisión por banda, su aplicación está restringida a arreglos en planos verticales y su utilización se justifica (al igual que la transmisión por banda) ante distancias entre centros grandes. Se puede mencionar que este tipo de transmisión presenta cierta irregularidad durante su funcionamiento, juego de contacto grande, lubricación periódica, requiere de tensadores, nivel alto de ruido y riesgo de un salto en la cadena.

### **5.3 ANALISIS Y SELECCION**

#### **5.3.1 Reductor**

La potencia y par que demanda el tornillo de potencia para su accionamiento a plena carga es (ver capítulo 3):

$$P_T = 0.0566 \text{ [hp]}$$

$$T_T = 396.229 \text{ [lbr-pul]} = 44.78 \text{ [N-m]}$$

Inmediatamente observamos que el reductor 13GLDB no proporciona el par necesario a la salida con la potencia de entrada que marca la tabla 5.1. Dicho valor podría aumentarse al suministrar una mayor potencia al reductor de tal forma que el par resultara el mínimo necesario, sin embargo, el fabricante no proporciona el dato de la potencia máxima que puede soportar el reductor. Así, este arreglo queda eliminado de las alternativas de solución. Las tres alternativas restantes ofrecen con amplio margen el par necesario y cuentan con características muy similares, sin embargo, dos de ellas 18GEDD y 18GCDB tienen el eje de salida paralelo al eje del motor, y tomando en cuenta la posición del motor, tal arreglo requiere más elementos terminales para lograr la conexión del reductor al tornillo. La posición perpendicular del eje de salida con respecto del eje del motor, que guarda la unidad tipo 18GCDV resulta en el empleo mínimo de elementos terminales, por lo tanto, éste último es el reductor que se integrará al sistema motriz (ver figura 5.2).

### 5.3.2 Motor

La disponibilidad en el país de motores de 1/6 [hp] es casi nula, lo cual limita su aplicación, pues el tiempo necesario para la importación del equipo es considerablemente grande.

Por su parte, el motor de 1/4 de [hp] es muy comercial ya sea de fabricación nacional o de importación, y éste a su vez nos ofrece un mayor margen de potencia, factor importante ante la presencia de sobrecargas eventuales.

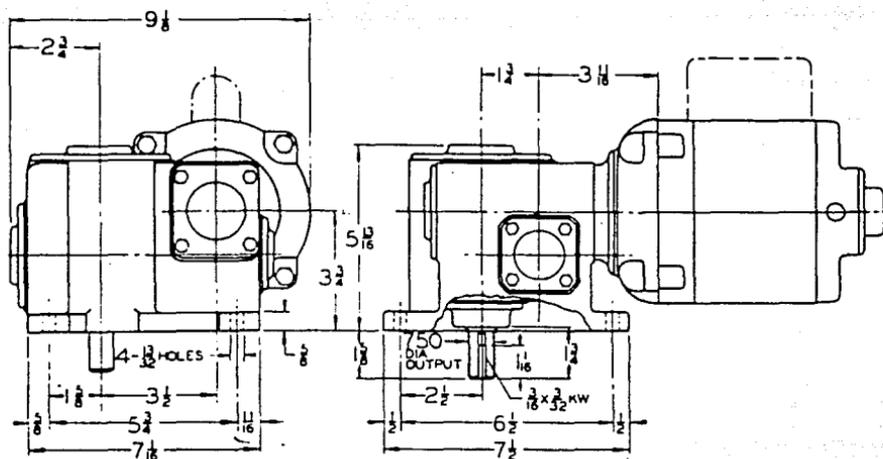


Figura 5.2 Reductor tipo 18GCDV.

De lo anterior se concluye que un motor de  $1/4$  [hp] de CD de imán permanente y con brida NEMA 56C, es el indicado para el accionamiento del sistema motriz.

### 5.3.3 Transmisión Terminal

Analizando las ventajas y las desventajas de las alternativas propuestas en la sección anterior, observamos que la transmisión por juego de engranes resulta la más conveniente, debido a su alta confiabilidad en la resistencia, a la exactitud que proporciona al

sistema de control por la ausencia de juegos de contacto, lo compacto y sencillo del arreglo y porque no necesita de dispositivos adicionales, como tensadores, ajustadores y freno de seguridad que complementen su funcionamiento.

#### 5.4 DISEÑO DE DETALLE

Básicamente, el diseño de detalle se centra en el cálculo de los engranes helicoidales y accesorios de la transmisión terminal, así como en la disposición óptima de los elementos del sistema motriz dentro del mecanismo.

Para iniciar el diseño del conjunto se toman en cuenta los elementos que limitan el alojamiento del motorreductor, a saber: guías, chumaceras y tornillo de potencia. Una plantilla que representaba dimensionalmente al motor y reductor, acoplados, se colocó en diferentes posiciones sobre una vista de planta y se identificó la disposición que ocupaba menor espacio en conjunto con los elementos restantes del mecanismo.

##### 5.4.1 Engranes y accesorios

El arreglo obtenido define una distancia entre los centros de los ejes de transmisión de 0.1524 [m] (6 pulgadas), la cual es utilizada como dato preliminar para obtener una aproximación del paso diametral normal de los engranes. Posteriormente, tal aproximación se ajusta a un valor estándar apropiado y se determina la distancia entre centros exacta y definitiva.

Los datos que se pueden fijar para el diseño de los engranes, por ser recomendados y de uso común son: el ángulo de presión normal  $\phi_n = 20^\circ$  y el ángulo de hélice  $\psi = 20^\circ$ . El número de dientes  $N$  se define tomando un valor medio de 50 dientes, en base al número de

dientes observados en engranes de dimensiones similares. Más adelante se analizará si el número de dientes propuesto cumple con la relación de contacto (mc) mínima para un funcionamiento satisfactorio. Utilizando las fórmulas de diseño siguientes, se puede calcular el valor aproximado del paso diametral normal.

$$P_t = \frac{N}{d_p} \quad (5.6)$$

donde  $P_t$  : paso diametral transversal [dte/pulg].  
 $d_p$  : diámetro de paso [pulg].

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi} \quad (5.7)$$

donde  $P_n$  : paso diametral normal [dte/pulg].

Substituyendo (5.6) en (5.7) tenemos:

$$P_n = \frac{N}{d_p \cos \psi}$$

Operando con los datos anteriormente definidos,

$$P_n = \frac{50 \text{ dientes}}{6[\text{pulg}] \cos 20^\circ} = 8.8681 \text{ [dte/pulg]}$$

Resultado que da una referencia para una adecuada selección del paso diametral normal, de los valores estándares que comúnmente se manejan en las herramientas de corte. De acuerdo al cálculo realizado, el paso diametral normal estándar más cercano a 8.8681 es de 9 [dte/pulg]. Con

este dato se realizan los cálculos anteriores en nuevamente y se define el diámetro de paso, o distancia entre centros definitiva.

Haciendo uso de (5.7) se determina el valor de  $P_t$ :

$$P_t = P_n \cos \psi$$

substituyendo,

$$P_t = 9 \cos 20^\circ = 8.4572 \text{ [dte/pulg]}$$

$$p_t = \frac{\pi}{P_t} = 0.3715$$

donde  $p_t$  : paso circular transversal

Despejando  $d_p$  en (5.6) y substituyendo el valor anterior

$$d_p = \frac{N}{P_t}$$

$$d_p = \frac{50}{8.4572} = 5.9121 \text{ [pulg]} = 0.15 \text{ [m]}$$

Valor definitivo del diámetro de paso.

Para justificar que el número de dientes seleccionado fue el adecuado, es necesario revisar que la relación de contacto correspondiente a dicho parámetro sea mayor que el mínimo recomendado  $m_c = 1.2$  (ref. 1, pág. 615).

La relación de contacto  $m_c$  está definida como:

$$m_c = \frac{L_{ab}}{p_n \cos \phi} \quad (5.8)$$

donde  $L_{ab}$  : es la línea de acción (ver figura 5.3).

$p_n$  : es el paso circular normal.

de la figura 5.3 se observa que:

por el teorema de los senos,

$$\alpha = \text{ang} \text{ sen } r_p \frac{\text{sen } 90 + \phi}{r_a} \quad (a)$$

y sabemos que:

$$r_p = \frac{d_p}{2} = \frac{5.9121}{2} = 2.9560 \text{ [pulg]} = 0.0751 \text{ [m]}$$

$$r_a = r_p + \frac{1}{P_N} = 2.956 + \frac{1}{9} \quad (5.9)$$

$$r_a = 3.0671 \text{ [pulg]} = 0.0779 \text{ [m]}$$

substituyendo en (a),

$$\alpha = 64.911^\circ$$

por tanto,

$$\beta = 180^\circ - \alpha - (90^\circ + \phi) = 5.0889^\circ$$

por el teorema de los cosenos:

$$\left( \frac{1}{2} Lab \right)^2 = r_a^2 + r_p^2 - 2r_a r_p \cos \beta$$

substituyendo valores y despejando Lab,

$$Lab = 0.579 \text{ [pulg]} = 0.0147 \text{ [m]}$$

por otro lado,

$$p_n = \frac{\pi}{P_n} = \frac{3.1416}{9} = 0.3491 \text{ [pulg/dte]} \quad (5.10)$$

y finalmente se substituye en la expresi3n de  $m_c$ ,

$$m_c = \frac{0.5790}{0.3491 \cos 20^\circ} = 1.7653$$

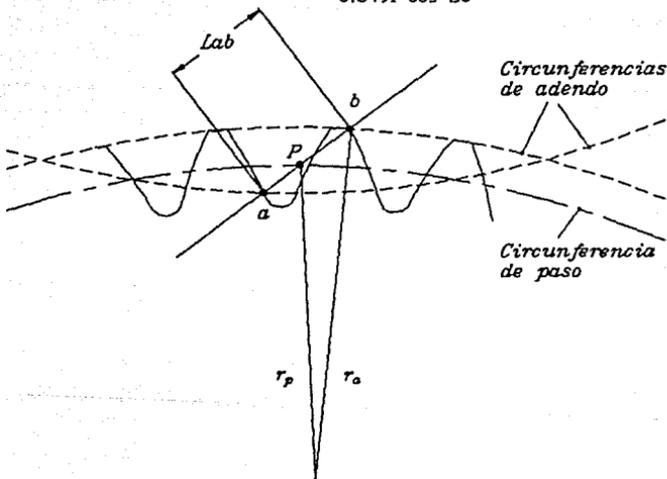


Figura 5.3 Zona de acci3n de los dientes conectados.

Como se puede observar, el valor obtenido para  $m_e$  es mayor que 1.2, por lo tanto, el número de dientes escogidos para los engranes en cuestión resulta ser bastante apropiado y confirma la bondad de una selección práctica preliminar. De lo anterior concluimos que no se presentarán problemas adicionales por inexactitud en el montaje ni choques entre los dientes.

Ahora es posible iniciar el cálculo de los esfuerzos por flexión y de compresión de la superficie en los dientes, mínimos que debe resistir el material utilizado para la construcción de los engranes.

Realizando el análisis de fuerzas, indispensable para cálculos posteriores, se determina:  
el ángulo de presión transversal  $\phi_t$  de,

$$\phi_t = \tan^{-1} \frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \quad (5.11)$$

substituyendo valores,

$$\phi_t = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 21.1728^\circ$$

la velocidad en la línea de paso  $V$  de,

$$V = \frac{\pi d_p n}{12} \quad (5.12)$$

donde  $n$  es la velocidad de giro del engrane en [rpm].

Substituyendo valores,

$$V = \frac{(\pi)(5.9121)(7)}{12} = 10.8345 \text{ [pie/min]} = 0.055 \text{ [m/s]}$$

la carga tangencial a transmitir,  $W_t$  de

$$W_t = \frac{33000 H}{V} \quad \text{[lbr]} \quad (5.13)$$

donde H es la potencia transmitida, en este caso 1/4 de [hp], suponiendo que la carga demanda la potencia total que puede entregar el motor.

Substituyendo valores,

$$W_t = \frac{33000 (1/4)}{10.8345} = 761.457 \text{ [lbf]} = 3391.3314 \text{ [N]}$$

la carga radial  $W_r$  de

$$W_r = W_t \tan \phi_t \quad (5.14)$$

substituyendo valores,

$$W_r = 761.457 \tan (21.1728) = 294.9351 \text{ [lbr]} = 1313.5642 \text{ [N]}$$

la carga axial producida  $W_a$  de,

$$W_a = W_t \tan \psi \quad (5.15)$$

substituyendo valores,

$$W_a = 761.457 \tan 20 = 277.148 \text{ [lbf]} = 1234.3451 \text{ [N]}$$

y por último la fuerza total  $W$  de,

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi_n \cos \psi} \quad (5.16)$$

substituyendo valores,

$$W = \frac{761.457}{\cos 20^\circ \cos 20^\circ} = 862.33 \text{ [lbf]} = 3840.5936 \text{ [N]}$$

Realizando ahora el análisis de la resistencia, tenemos que los esfuerzos por flexión ( $\sigma$ ) y de compresión de la superficie ( $\sigma_H$ ) se determinan por las expresiones siguientes:

$$\sigma = \frac{W_t P_t}{K_v F J} \quad (5.17)$$

$$\sigma_H = - C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p l}} \quad (5.18)$$

donde  $K_v$  :  $C_v$  : factor dinámico de velocidad.

$F$  : ancho de cara.

$J$  : factor geométrico (flexión).

$l$  : factor geométrico (durabilidad de la superficie).

Para engranes helicoidales  $K_v$  generalmente se toma como,

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}} \quad (5.19)$$

substituyendo el valor de  $V$  se obtiene,

$$K_v = C_v = 0.97954$$

La referencia 1 recomienda que el valor de  $F$  sea como mínimo  $2px$  (dos veces el paso axial), para obtener el efecto propio de los engranes helicoidales. Tomando en cuenta lo anterior, el ancho de cara para los engranes en cuestión tendría que ser como mínimo de 2 [pulg], sin embargo, por limitaciones de espacio, peso y costo se sacrificará un tanto la ventaja que ofrece este efecto, adaptándose un ancho de cara más moderado con objeto de no incrementar demasiado las dimensiones del mecanismo. Así, se propone un valor de  $1/2$  [pulg] que posteriormente será reafirmado o modificado según indiquen los cálculos de resistencia.

El valor de  $J$  se obtiene de la figura 14-8 ref. 1 resultando  $J=0.55$

Con los datos obtenidos se aplica la expresión (5.17) y tenemos,

$$\sigma = \frac{761.457(8.4572)}{0.9795(0.5)(0.55)} = 23.9065 \text{ [kpsi]} = 164.7157 \text{ [MPa]}$$

que es el esfuerzo mínimo que debe resistir el material del engrane sometido a flexión para evitar una falla estática.

Con el dato anterior es posible hacer una selección preliminar del material de los engranes. El material escogido también deberá resistir los esfuerzos por fatiga y de compresión en la superficie, para lo cual es necesario calcular los factores de seguridad que garanticen su efectividad.

Después de probar con distintos tipos de aceros se encuentra que el acero 1045 templado y revenido a  $600^\circ$  [F] es el material apropiado para

la construcción de ambos engranes. La serie de cálculos realizados para comprobar la efectividad de este material se presentan a continuación:

Las características del acero 1045 templado y revenido a 600° [F] (ref. 1, tabla A-18) son:

- resistencia de fluencia  $S_y = 220$  [kpsi] = 1515.8 [MPa].
- resistencia última  $S_u = 230$  [kpsi] = 1584.7 [MPa].
- dureza  $H_b = 450$  brinel.

Primeramente se calcula el factor de seguridad en base a la falla estática debida a esfuerzos por flexión,

$$n_G = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{220 \text{ [kpsi]}}{23.9065 \text{ [kpsi]}} = 9.2025 \quad (5.20)$$

un factor por de más adecuado y que indica una buena resistencia del material seleccionado.

Ahora se calcula el factor de seguridad en base a la falla por fatiga debido a esfuerzos por flexión.

En este caso,

$$n_G = k_o k_m n \quad (5.21)$$

donde  $k_o$  : factor de sobrecarga.

$k_m$  : factor de distribución de carga.

$n$  : factor de seguridad convencional.

Para condiciones de montaje exacto con pequeña holgura en cojinetes, flexión mínima del eje y engranes de precisión  $k_m = 1.2$  (tabla 14-1,

ref 1).

Para un mando o impulso uniforme  $k_0 = 1$  (tabla 13-12, ref 1), de esta forma,

$$n_G = 1.2 n$$

además

$$n_G = \frac{S_e}{\sigma}$$

donde

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_r S_e'$$

donde  $S_e$  : límite de fatiga del diente del engrane.

$k_a$  : factor de superficie.

$k_b$  : factor de tamaño.

$k_c$  : factor de confiabilidad.

$k_d$  : factor de temperatura.

$k_e$  : factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$S_e'$  : límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la ref.

1 obtenemos los valores de los distintos factores y tenemos:

$$k_a = 0.62 \quad (\text{fig. 13-25, ref. 1})$$

para el factor de tamaño,

$$d_{\text{eql}} = \sqrt{\frac{0.05(p_t/2)(F)}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.05(0.3715/2)(0.5)}{0.0766}} \quad (5.22)$$

$$d_{\text{eql}} = 0.2462 \text{ [pulg]} = 6.2534 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

por tanto  $k_b = 1$  para un diámetro  $d_{\text{equi}} \leq 0.3$  [pulg].

El factor de confiabilidad para una confiabilidad del 0.99 es  $k_e = 0.814$  (tabla 13-10, ref. 1).

El factor de temperatura es  $k_d = 1$ , ya que la temperatura de operación es menor de  $450^\circ$  [C].

El factor de concentración  $k_e = 1$ , debido a que la concentración de esfuerzos se encuentra implícita en el factor geométrico J.

El factor de efectos diversos  $k_r = 1$ , porque los engranes giran en ambos sentidos.

Finalmente,  $S_e' = 80$  [kpsi] ya que  $S_u > 200$  [kpsi] (ref 1).  
Substituyendo estos valores en la ecuación correspondiente,

$$S_e = 0.62(1)(0.814)(1)(1)(1)(80) = 40.3735 \text{ [kpsi]} = 278.1734 \text{ [MPa]}$$

retomando los factores de seguridad,

$$n_G = \frac{S_e}{\sigma} = \frac{40.3735}{23.9065} = 1.6888$$

y

$$n = \frac{n_G}{1.2} = \frac{1.6888}{1.2} = 1.4073$$

Factor de seguridad bastante aceptable, tomando en cuenta que la falla por fatiga en los dientes no es un problema importante debido a la baja velocidad de operación de los engranes.

Por último, se obtiene el factor de seguridad en base a la falla por fatiga en la superficie, derivada de esfuerzos de contacto o hertzianos.

La resistencia de fatiga al contacto  $S_c$ , se obtiene de:

$$S_c = 0.4 H_B - 10 = 0.4(450) - 10 = 170 \text{ [kpsi]} = 1171.3 \text{ [MPa]} \quad (5.23)$$

La ecuación para el límite de fatiga superficial corregido o resistencia hertziana ( $S_H$ ) es:

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_c \quad (5.24)$$

donde  $C_L$  : factor de duración de vida.  
 $C_H$  : factor de relación de dureza.  
 $C_T$  : factor de temperatura.  
 $C_R$  : factor de confiabilidad.

de la ref. 1, pág 652 y 680, obtenemos los valores de estos factores,

$C_L = 1$  , para  $10^8$  ó más ciclos de vida.  
 $C_R = 0.8$  , hasta 0.99 de confiabilidad.  
 $C_H = 1$  , por ser ambos engranes del mismo material.  
 $C_T = 1$  , para temperaturas moderadas.

Substituyendo los valores obtenidos en la ecuación de  $S_H$ ,

$$S_H = \frac{1(1)}{1(0.8)} 170 = 212.5 \text{ [kpsi]} = 1464.125 \text{ [MPa]}$$

La longitud de la línea de acción ( $z$ ) para un juego de engranes de un mismo diámetro se obtiene de:

$$z = 2 \sqrt{(r_p + a)^2 - r_b^2} - 2r_p \sin \phi_t \quad (5.25)$$

donde  $r_b$  : es el radio de circunferencia base.

$a$  : es el adendo.

además,

$$r_b = r_p \cos \phi_t = 2.9560 \cos 21.1728^\circ = 2.7565 \text{ [pulg]} \quad (5.26)$$

$$a = \frac{l}{P_n} = \frac{l}{9} = 0.1111 \text{ [pulg]}$$

substituyendo en la ecuación (5.25),

$$z = 0.5546 \text{ [pulg]}$$

Por otra parte, el paso base normal ( $p_n$ ) es,

$$p_n = p_n \cos \phi_n = \frac{\pi}{9} \cos 20^\circ = 0.3280 \text{ [pulg/dte]} \quad (5.27)$$

la relación de compartición de carga ( $m_N$ ),

$$m_N = \frac{p_N}{0.95z} = \frac{0.3280}{0.95(0.5546)} = 0.6226 \quad (5.28)$$

y el factor geométrico  $I$

$$I = \frac{\sin \phi_t \cos \phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (5.29)$$

donde  $m_G$  es la relación de velocidad que en nuestro caso es 1, al sustituir los valores se tiene,

$$I = 0.1352$$

ahora calculamos la carga transmitida permisible  $W_{tp}$  despejándola de

$$S_H = C_p \sqrt{\frac{W_{tp}}{C_v F d_p I}} \quad (5.30)$$

donde  $C_p$  es el coeficiente elástico.  $C_p = 2300$  para un juego de engranes de acero (tabla 13-14, ref. 1), despejando de la ecuación anterior a  $W_{tp}$ ,

$$W_{tp} = \left( \frac{S_H}{C_p} \right)^2 (C_v F d_p I)$$

y substituyendo valores,

$$W_{tp} = 3342.7672 \text{ [lbf]} = 14887.815 \text{ [N]}$$

finalmente el factor de seguridad es,

$$n_G = \frac{W_{tp}}{W_t} = \frac{3342.7672 \text{ [lbf]}}{761.457 \text{ [lbf]}} = 4.39$$

y el factor corregido  $n$

$$n = \frac{n_G}{1.2} = \frac{4.39}{1.2} = 3.6503$$

que es un factor de seguridad bastante conservador.

Estos resultados indican que el diseño y el material seleccionado son completamente satisfactorios en base a los cálculos de resistencia estática y de fatiga.

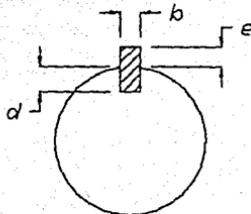
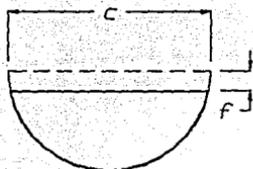
A la superficie de los engranes se les debe practicar un tratamiento térmico de carburación de endurecimiento que le dé una dureza superficial mínima de 55 Rc, con una profundidad de la capa dura de 0.025 - 0.40 pulgadas para un módulo de 3.51 (ref. 14, pág. 173). Lo anterior es con el objeto de minimizar el desgaste de los dientes y reducir la fatiga de los mismos.

Por el tamaño de los engranes y por sencillez de fabricación el aro dentado y cuerpo de los engranes serán formados del mismo material obteniéndose así un engrane macizo con cubos soldados.

Al cubo del engrane conducido se le define una longitud de una y media veces el ancho de cara del engrane, para garantizar una rigidez adecuada y que éste gire en un solo plano sin oscilar. Esta consideración también evita que cualquier inexactitud se vea amplificada por la holgura existente entre el eje y el agujero del engrane.

Con objeto de simplificar la construcción de los engranes los cubos serán incertados al orificio central practicado en el cuerpo de los engranes y se fijarán mediante el soldado circunferencial.

El espesor del cubo se determina tomando en cuenta que éste debe proporcionar suficiente material para el aciento del cuñero y ser un medio efectivo para la transmisión del momento de torsión al cuerpo del engrane.



donde  $b = 3/16$  [pulg]

$c = 7/8$  [pulg]

$d = 9/32$  [pulg]

$A : \text{Area activa} = b \times 0.7c = 0.1148$  [pulg]

$e = 3/32$  [pulg]

$f = 1/16$  [pulg]

Figura 5.4 Cuña Woodruff No. 607.

Para determinar dicho espesor es necesario definir el tipo y dimensiones de la cuña. Tratándose del engrane conducido el tipo de cuña que se utiliza comúnmente es la cuña Woodruff, la cual la encontramos comercialmente en diferentes tamaños. Si nos basamos en la recomendación de la referencia 1 que determina el tamaño de la cuña como  $1/4$  del diámetro del eje, tenemos que la dimensión "b" estándar más próxima al valor calculado (0.1875 [pulg]) es  $3/16$  [pulg] (0.1969[pulg]), ver figura 5.4 . Con el dato anterior y con una longitud de cuña de  $7/8$  [pulg], la cual abarca más del 50 % de la longitud del cubo, quedan completamente definidas las demás dimensiones de la cuña, ver figura 5.4.

Para determinar el material de la cuña se recurre a la expresión que considera la resistencia al aplastamiento, pues es más conservadora que

la que supone la falla por esfuerzo cortante (ref. 1, pág 425)

$$S_y = \frac{2 F}{A} n \quad (5.31)$$

donde  $S_y$  : Resistencia de fluencia del material de la cuña.

$F$  : Fuerza en la superficie del eje.

$A$  : Area activa de la cuña.

$n$  : Factor de seguridad.

calculando

$$F = \frac{2 \cdot T_r}{d_{eje}} = 1006.6 \text{ [lbr]} = 4483.1346 \text{ [N]}$$

y definiendo  $n = 1.5$  (ref. 1)

substituyendo en (5.31) y operando se tiene:

$$S_y = 26.3 \text{ [kpsi]} = 181.207 \text{ [MPa]}$$

lo cual indica que se puede usar hasta un acaro A.I.S.I. 1010 rolado en frío.

El espesor del cubo de los engranes se obtiene de dividir entre dos la diferencia del diámetro exterior e interior. El diámetro interior del cubo del engrane conducido es el mismo de la espiga del tornillo de potencia afectado por un ajuste forzado N7 (ref. 6, pág 530), pues se requiere que el engrane quede sólidamente montado a la espiga del tornillo acoplándose únicamente mediante presión. Para obtener el radio

exterior de este cubo simplemente se aproxima a un valor estándar el resultado de sumar el radio del eje más la dimensión "e" y un espesor no menor a 1/4 [pulg]. El diámetro exterior así obtenido es de 1.25 [pulg], con lo que se obtiene un cubo de resistencia y rigidez sobrada si se comparan sus dimensiones y material con los de la cuña que resisten bien la carga aplicada.

El diseño del cubo del engrane piñón se deriva totalmente de las características del eje de salida del reductor. El cubo, en este caso, atraviesa el cuerpo del engrane y su longitud abarca la totalidad de la longitud del eje de salida. La sección del cubo que sobresale en el extremo del piñón que da cara al reductor ubica al piñón a la misma altura del engrane conducido cuando el cubo topa con la ceja del eje de salida. La longitud de esta sección se obtiene al sumar las siguientes medidas: el claro entre engrane y soporte del motor de 3.65 [mm] más el espesor de la placa soporte de 6.35 [mm] más la distancia entre la ceja del eje y la base del reductor de 3 [mm], nos resulta la dimensión de 13 [mm] (ver plano MEC02 y figura 5.2).

La distancia del cubo que sobresale del otro extremo del engrane fue definida con la intención de que el cubo cubriera totalmente al eje del reductor ofreciendo así una mayor rigidez y resistencia en este elemento de transmisión. El cuñero en este cubo se determina directamente por el tipo de cuña que requiere el eje del reductor. Según las especificaciones del catálogo el eje cuenta con un cuñero del tipo cuadrado con extremo en bajada de tamaño 3/16 [pulg] x 3/32 [pulg] x 1/16 [pulg] KW. Realizando los mismos cálculos que en el caso de la cuña Woodruff, se encuentra que es posible emplear el mismo acero A.I.S.I. 1010 para la construcción de esta cuña. El diámetro interior del cubo (3/4 [pulg]) tiene un ajuste forzado N7 para acoplamiento mediante presión (ref. 6, pág. 530). El diámetro exterior de este elemento cambia sin afectar el funcionamiento de la cuña, de un diámetro de 31.75 [mm]

(1 1/4 [pulg]) en el extremo inferior a 27 [mm] en el extremo superior por razones de espacio en el soporte del motor.

Reuniendo los datos obtenidos a través de todos los cálculos anteriores es posible realizar los planos de fabricación que definen totalmente a ambos engranes. El plano de fabricación de estos elementos lo encontramos con la denominación MMF01.

#### **5.4.2 Soporte del Motor**

Este elemento es la base del conjunto motor-reductor que determina la altura de localización del engrane piñón. Dicho elemento debe ser lo suficientemente resistente para soportar los esfuerzos que genera la transmisión, robusto para absorber las vibraciones propias de la transmisión y rígido para que se asegure un contacto adecuado entre los engranes. El soporte debe permitir cierta libertad de ajuste de la posición del engrane conductor con objeto de lograr el contacto óptimo entre ambos engranes.

#### **Secuencia de Diseño**

El punto de partida lo dan las dimensiones de la base del reductor, las cuales determinan la posición de los barrenos en la superficie de asiento del soporte, así como el tamaño de esta superficie. Las dimensiones se obligan, en lo posible, a dimensiones cerradas para facilidad de fabricación. Pensando en un ensamble sencillo se recurre a la idea de una ranura en la superficie de asiento para el montaje del conjunto motor-reductor sobre el soporte y que de esta forma el ensamble del engrane piñón sea independiente del montaje sobre la base en cuestión. Esta ranura tiene un ancho que corresponde a un diámetro que libra el cubo del piñón con una holgura de 1.5 [mm]. La altura del soporte la define la cota del piso falso al extremo superior del engrane

conducido ya ensamblado (84.4 [mm]), más un claro de aproximadamente 3 [mm] que evita el rose entre los elementos. Esta altura es una de las más críticas pues, aunada al espacio vertical que ocupa el motor-reductor, determina el tamaño vertical del mecanismo por lo cual se buscó fuera la mínima posible.

El material, a utilizar en el soporte es placa de acero A.I.S.I. 1018 de 1/4 [pulg], pues ésta proporciona un espesor suficientemente grande como para maquinar roscas en los barrenos de la superficie de asiento y así evitar el empleo de tuercas que incrementarían la altura del soporte, pues se necesitaría un claro mayor entre engrane piñón y placa de asiento para alojar las tuercas. También este material en tal presentación, proporciona la resistencia y rigidez necesaria para el soporte.

Debido a limitaciones de maquinaria para el doblado de placa de 1/4" y con objeto de obtener una mejor cuadratura en el soporte, éste deberá formarse de cinco piezas soldadas, que posteriormente se barrenarán y maquinarán a las dimensiones finales.

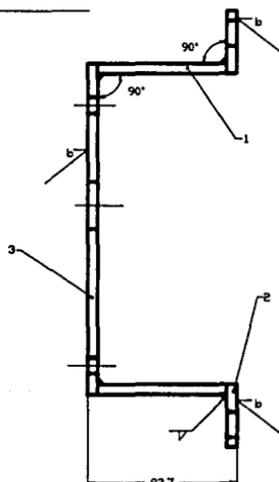
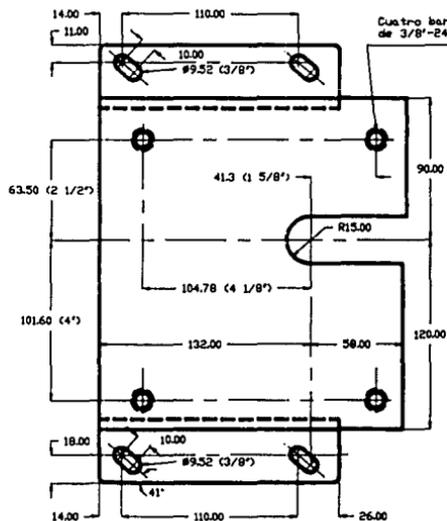
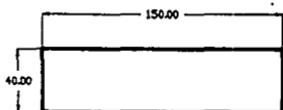
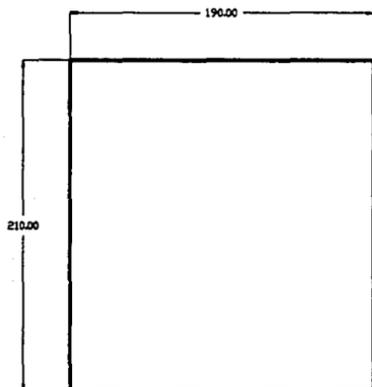
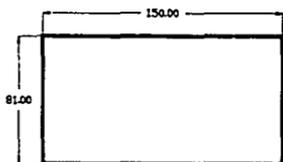
Los barrenos de fijación al piso falso, tipo ojal, fueron diseñados con un ángulo de inclinación que permite el deslizamiento del soporte a lo largo del eje sobre el que es posible ajustar el contacto de los engranes.

Las superficies que pueden afectar la tolerancia de la altura de localización del engrane piñón se les practica un afinado que asegura un buen contacto entre superficies eliminando la posibilidad de alguna inclinación por irregularidad superficial. El plano de fabricación de esta pieza lo encontramos con la denominación MMFO2.

La cota desde la placa de referencia al punto más alto del

motor-reductor, una vez ensamblado sobre el soporte en cuestión, se obtiene de realizar la siguiente adición de dimensiones: la altura del soporte del motor de 93.7 [mm] más la distancia de la base del reductor al eje del motor de 95.25 [mm] (3 3/4") más el radio del motor de 82.55 [mm] (3 1/4 [pulg]) que resulta 271.5 [mm]. Esta cota es la referencia de diseño para la longitud de la cuerda del tornillo de potencia.



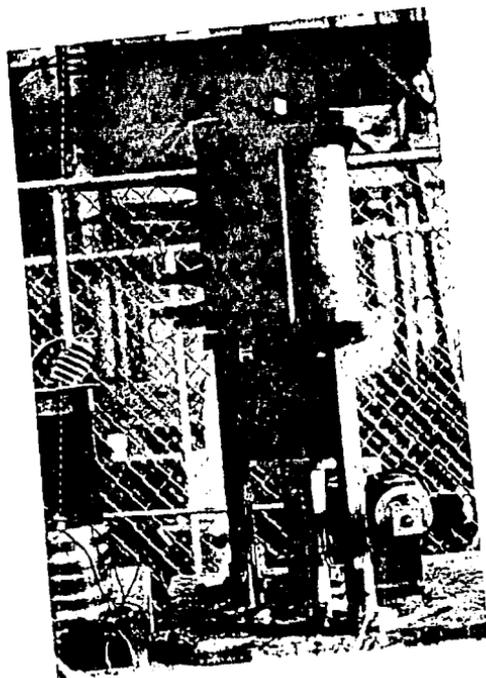


ACABADOS		TELEFONIA Y HO. DEBICAJAS	
✓	1.62	✓	1.62
✓	2.54	✓	2.54
✓	3.18	✓	3.18
✓	3.81	✓	3.81
✓	4.45	✓	4.45
✓	5.08	✓	5.08
✓	5.72	✓	5.72
✓	6.35	✓	6.35
✓	7.00	✓	7.00
✓	7.62	✓	7.62
✓	8.25	✓	8.25
✓	8.88	✓	8.88
✓	9.52	✓	9.52
✓	10.16	✓	10.16
✓	10.80	✓	10.80
✓	11.43	✓	11.43
✓	12.07	✓	12.07
✓	12.70	✓	12.70
✓	13.34	✓	13.34
✓	13.97	✓	13.97
✓	14.61	✓	14.61
✓	15.24	✓	15.24
✓	15.88	✓	15.88
✓	16.51	✓	16.51
✓	17.15	✓	17.15
✓	17.78	✓	17.78
✓	18.42	✓	18.42
✓	19.05	✓	19.05
✓	19.69	✓	19.69
✓	20.32	✓	20.32
✓	20.96	✓	20.96
✓	21.59	✓	21.59
✓	22.23	✓	22.23
✓	22.86	✓	22.86
✓	23.50	✓	23.50
✓	24.13	✓	24.13
✓	24.77	✓	24.77
✓	25.40	✓	25.40
✓	26.04	✓	26.04
✓	26.67	✓	26.67
✓	27.31	✓	27.31
✓	27.94	✓	27.94
✓	28.58	✓	28.58
✓	29.21	✓	29.21
✓	29.85	✓	29.85
✓	30.48	✓	30.48
✓	31.12	✓	31.12
✓	31.75	✓	31.75
✓	32.39	✓	32.39
✓	33.02	✓	33.02
✓	33.66	✓	33.66
✓	34.29	✓	34.29
✓	34.93	✓	34.93
✓	35.56	✓	35.56
✓	36.20	✓	36.20
✓	36.83	✓	36.83
✓	37.47	✓	37.47
✓	38.10	✓	38.10
✓	38.74	✓	38.74
✓	39.37	✓	39.37
✓	40.01	✓	40.01
✓	40.64	✓	40.64
✓	41.28	✓	41.28
✓	41.91	✓	41.91
✓	42.55	✓	42.55
✓	43.18	✓	43.18
✓	43.82	✓	43.82
✓	44.45	✓	44.45
✓	45.09	✓	45.09
✓	45.72	✓	45.72
✓	46.36	✓	46.36
✓	46.99	✓	46.99
✓	47.63	✓	47.63
✓	48.26	✓	48.26
✓	48.90	✓	48.90
✓	49.53	✓	49.53
✓	50.17	✓	50.17
✓	50.80	✓	50.80
✓	51.44	✓	51.44
✓	52.07	✓	52.07
✓	52.71	✓	52.71
✓	53.34	✓	53.34
✓	53.98	✓	53.98
✓	54.61	✓	54.61
✓	55.25	✓	55.25
✓	55.88	✓	55.88
✓	56.52	✓	56.52
✓	57.15	✓	57.15
✓	57.79	✓	57.79
✓	58.42	✓	58.42
✓	59.06	✓	59.06
✓	59.69	✓	59.69
✓	60.33	✓	60.33
✓	60.96	✓	60.96
✓	61.60	✓	61.60
✓	62.23	✓	62.23
✓	62.87	✓	62.87
✓	63.50	✓	63.50
✓	64.14	✓	64.14
✓	64.77	✓	64.77
✓	65.41	✓	65.41
✓	66.04	✓	66.04
✓	66.68	✓	66.68
✓	67.31	✓	67.31
✓	67.95	✓	67.95
✓	68.58	✓	68.58
✓	69.22	✓	69.22
✓	69.85	✓	69.85
✓	70.49	✓	70.49
✓	71.12	✓	71.12
✓	71.76	✓	71.76
✓	72.39	✓	72.39
✓	73.03	✓	73.03
✓	73.66	✓	73.66
✓	74.30	✓	74.30
✓	74.93	✓	74.93
✓	75.57	✓	75.57
✓	76.20	✓	76.20
✓	76.84	✓	76.84
✓	77.47	✓	77.47
✓	78.11	✓	78.11
✓	78.74	✓	78.74
✓	79.38	✓	79.38
✓	80.01	✓	80.01
✓	80.65	✓	80.65
✓	81.28	✓	81.28
✓	81.92	✓	81.92
✓	82.55	✓	82.55
✓	83.19	✓	83.19
✓	83.82	✓	83.82
✓	84.46	✓	84.46
✓	85.09	✓	85.09
✓	85.73	✓	85.73
✓	86.36	✓	86.36
✓	87.00	✓	87.00
✓	87.63	✓	87.63
✓	88.27	✓	88.27
✓	88.90	✓	88.90
✓	89.54	✓	89.54
✓	90.17	✓	90.17
✓	90.81	✓	90.81
✓	91.44	✓	91.44
✓	92.08	✓	92.08
✓	92.71	✓	92.71
✓	93.35	✓	93.35
✓	93.98	✓	93.98
✓	94.62	✓	94.62
✓	95.25	✓	95.25
✓	95.89	✓	95.89
✓	96.52	✓	96.52
✓	97.16	✓	97.16
✓	97.79	✓	97.79
✓	98.43	✓	98.43
✓	99.06	✓	99.06
✓	99.70	✓	99.70
✓	100.33	✓	100.33
✓	100.97	✓	100.97
✓	101.60	✓	101.60
✓	102.24	✓	102.24
✓	102.87	✓	102.87
✓	103.51	✓	103.51
✓	104.14	✓	104.14
✓	104.78	✓	104.78
✓	105.41	✓	105.41
✓	106.05	✓	106.05
✓	106.68	✓	106.68
✓	107.32	✓	107.32
✓	107.95	✓	107.95
✓	108.59	✓	108.59
✓	109.22	✓	109.22
✓	109.86	✓	109.86
✓	110.49	✓	110.49
✓	111.13	✓	111.13
✓	111.76	✓	111.76
✓	112.40	✓	112.40
✓	113.03	✓	113.03
✓	113.67	✓	113.67
✓	114.30	✓	114.30
✓	114.94	✓	114.94
✓	115.57	✓	115.57
✓	116.21	✓	116.21
✓	116.84	✓	116.84
✓	117.48	✓	117.48
✓	118.11	✓	118.11
✓	118.75	✓	118.75
✓	119.38	✓	119.38
✓	120.02	✓	120.02
✓	120.65	✓	120.65
✓	121.29	✓	121.29
✓	121.92	✓	121.92
✓	122.56	✓	122.56
✓	123.19	✓	123.19
✓	123.83	✓	123.83
✓	124.46	✓	124.46
✓	125.10	✓	125.10
✓	125.73	✓	125.73
✓	126.37	✓	126.37
✓	127.00	✓	127.00
✓	127.64	✓	127.64
✓	128.27	✓	128.27
✓	128.91	✓	128.91
✓	129.54	✓	129.54
✓	130.18	✓	130.18
✓	130.81	✓	130.81
✓	131.45	✓	131.45
✓	132.08	✓	132.08
✓	132.72	✓	132.72
✓	133.35	✓	133.35
✓	134.00	✓	134.00
✓	134.63	✓	134.63
✓	135.27	✓	135.27
✓	135.90	✓	135.90
✓	136.54	✓	136.54
✓	137.17	✓	137.17
✓	137.81	✓	137.81
✓	138.44	✓	138.44
✓	139.08	✓	139.08
✓	139.71	✓	139.71
✓	140.35	✓	140.35
✓	140.98	✓	140.98
✓	141.62	✓	141.62
✓	142.25	✓	142.25
✓	142.89	✓	142.89
✓	143.52	✓	143.52
✓	144.16	✓	144.16
✓	144.79	✓	144.79
✓	145.43	✓	145.43
✓	146.06	✓	146.06
✓	146.70	✓	146.70
✓	147.33	✓	147.33
✓	147.97	✓	147.97
✓	148.60	✓	148.60
✓	149.24	✓	149.24
✓	149.87	✓	149.87
✓	150.51	✓	150.51
✓	151.14	✓	151.14
✓	151.78	✓	151.78
✓	152.41	✓	152.41
✓	153.05	✓	153.05
✓	153.68	✓	153.68
✓	154.32	✓	154.32
✓	154.95	✓	154.95
✓	155.59	✓	155.59
✓	156.22	✓	156.22
✓	156.86	✓	156.86
✓	157.49	✓	157.49
✓	158.13	✓	158.13
✓	158.76	✓	158.76
✓	159.40	✓	159.40
✓	160.03	✓	160.03
✓	160.67	✓	160.67
✓	161.30	✓	161.30
✓	161.94	✓	161.94
✓	162.57	✓	162.57
✓	163.21	✓	163.21
✓	163.84	✓	163.84
✓	164.48	✓	164.48
✓	165.11	✓	165.11
✓	165.75	✓	165.75
✓	166.38	✓	166.38
✓	167.02	✓	167.02
✓	167.65	✓	167.65
✓	168.29	✓	168.29
✓	168.92	✓	168.92
✓	169.56	✓	169.56
✓	170.19	✓	170.19
✓	170.83	✓	170.83
✓	171.46	✓	

# CAPITULO

# 6

# ESTRUCTURA



FJR

## ESTRUCTURA

### 6.1 DESCRIPCION DEL PROBLEMA

El concepto del mecanismo de posicionamiento exige que la parte superior del dispositivo eléctrico esté fija con respecto al movimiento de los elementos activos del mecanismo. Para lograr esto y para darle unidad y rigidez al conjunto dispositivo-mecanismo, se requiere de una estructura resistente que una o acople el piso falso del mecanismo con los elementos de que consta la parte superior del dispositivo eléctrico. La selección del material está limitada al empleo de materiales no metálicos en la zona restringida del dispositivo, y no presenta limitación en la zona que ocupa el mecanismo.

El punto de partida para la definición de la estructura tomando en cuenta las limitantes impuestas por el IIE y por el diseño propio del mecanismo, se puede observar en la figura 6.1 .

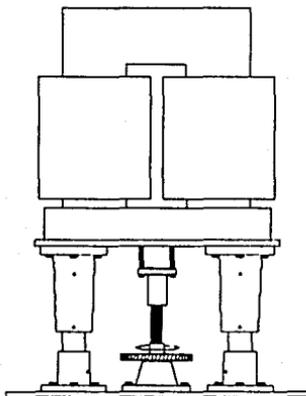


Figura 6.1 Conjunto dispositivo-mecanismo.

Los tres tonos diferentes indican elementos que no tienen conexión física entre ellos, de tal suerte que la estructura tiene que conectarlos apropiadamente para obtener el efecto propio del dispositivo. Por indicaciones del IIE, los elementos intermedios deben formar parte de la estructura pues cuentan con la suficiente resistencia para tal efecto, sin afectar el funcionamiento del dispositivo. Por lo anterior, se busca minimizar la altura de las patas de la estructura y darle mayor sencillez y rigidez a la misma. Sin embargo, la constitución de estos dos elementos no permite que se les practique cualquier tipo de perforación o maquinado.

La estructura, la cual debe partir del piso falso o placa de referencia del mecanismo y llegar a los dos elementos intermedios y de alguna forma acoplarse con el elemento superior para formar un solo bloque, deberá ser lo suficientemente rígida como para evitar: desviación en un ángulo mayor a  $0^{\circ} 3' 7''$  con respecto a la horizontal de la parte superior del dispositivo, pandeo en las patas de soporte, desajustes en el dispositivo eléctrico ante fuerzas externas generadas por la transportación terrestre y la falla por las cargas generadas. También debe ser capaz de absorber las vibraciones propias del dispositivo eléctrico.

Es importante que la disposición de la estructura contemple el ahorro de espacio en lo posible, con objeto de mantener la compacticidad del conjunto. Se determinó una circunferencia límite ( $d = 80$  [mm]) que representa la carcasa o cubierta del sistema completo, de donde la estructura no puede sobresalir.

Por restricciones en el material a emplear en la estructura en zona específica del dispositivo se debe asegurar que los materiales de resina a utilizar cuenten con temperaturas de servicio mayores a la que funciona el dispositivo eléctrico ( $130^{\circ}$  [C]).

## 6.2 ALTERNATIVAS DE SOLUCION

El número de piernas o patas de la estructura y su distribución dentro del mecanismo junto con la forma de la estructura y selección del material son los factores principales a determinar en la definición de la estructura.

En el caso que nos ocupa, el número mínimo de patas que pueden formar la estructura son tres (por estabilidad ) y se pueden colocar aún más de cinco, según convenga. Como consecuencia de la alta rigidez y estabilidad que se requiere de la estructura, aunado a la restricción de evitar elementos muy pesados, lo más recomendable es utilizar una estructura formada por más de cuatro patas, pues éstas ofrecen mayor resistencia a fuerzas externas desequilibrantes y, colocadas adecuadamente, incrementan el momento de inercia con respecto a los ejes horizontales de la estructura, haciéndola menos sensible a las deflexiones ocasionadas por momentos flexionantes. Como se desea obtener un conjunto compacto y por restricciones de espacio, las estructuras que ofrescan solución deben contar con cuatro elementos de carga o patas. La localización de estas patas debe evitar obstaculizar cualquier campo de acción de piezas móviles y restringirse a la circunferencia límite de la cubierta.

Como se dijo en la sección anterior, existe una zona en el dispositivo eléctrico en donde no se puede instalar ningún elemento metálico, por tal razón, el material a utilizar en las partes de la estructura que se dispongan en esa zona tiene que ser de alguna resina epóxica o algún material plástico que cumpla con los requerimientos de rigidez, resistencia térmica y mecánica. Se da por hecho que estos elementos no afectarán magnética ni eléctricamente el funcionamiento del dispositivo por ser materiales aislantes. Las partes de la estructura que se dispongan por debajo del elemento inferior no tienen ninguna

restricción en cuanto a material y pueden ser, inclusive, de metal.

Es importante señalar que el material aislante que se desee utilizar debe existir comercialmente en perfiles que sean aptos para formar una estructura.

Los materiales que pueden dar solución a la estructura en la zona restringida son: la epoxifibra de vidrio y el polímero denominado con la marca comercial de Nylamid, entre otros, ya que son materiales que se encuentran en varios tamaños y formas de perfiles. A continuación se presentan las principales características de ambos materiales.

	Nylamid	Epoxifibra
Módulo elástico [kgr/cm <sup>2</sup> ]	24000	340000
Resistencia a la compresión [kgr/cm <sup>2</sup> ]	850	3400
Temperatura de servicio [ °C ]	150	150
Resistividad [Ω-cm]	$5 \times 10^{14}$	$10^{12} - 10^{15}$

## 6.2 ALTERNATIVAS DE SOLUCION

### 6.2.1 Alternativa I

En esta alternativa la estructura de cuatro patas o piernas de resina forma un prisma trapezoidal proporcionando una gran estabilidad al conjunto. El piso falso del mecanismo sirve de asiento a las cuatro piernas las cuales se fijan con candeleros que les dan el ángulo adecuado. Los candeleros de acero se fijan al piso mediante tornillos de sujeción. Arriba, los elementos intermedios del dispositivo descansan sobre una placa de resina con alojamientos circulares provistos de prisioneros que sujetan a estos elementos. Dicha placa está unida a la estructura mediante tornillos de resina de sujeción. Entre el elemento

superior y los dos elementos intermedios del dispositivo se encuentra una placa que al igual que la primera cuenta con alojamientos y prisioneros donde embonan y fijan los dos elementos intermedios. Esta placa se acopla con el elemento superior mediante tornillos de resina (figura 6.2).

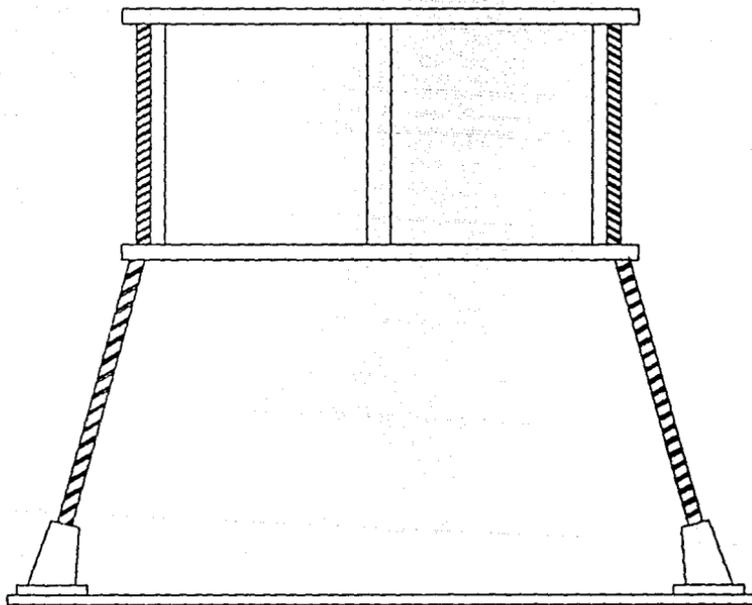


Figura 6.2 Alternativa I.

### 6.2.2 Alternativa II

Aquí las piernas de la estructura son totalmente perpendiculares al plano del piso falso. Estas se encuentran empotradas a la placa inferior del mecanismo mediante candeleros de acero de sección circular y probablemente de dimensiones similares a los candeleros de las guías. Dichos candeleros se fijan al piso falso mediante tornillos de sujeción y cuentan con prisioneros para asir las piernas de la estructura.

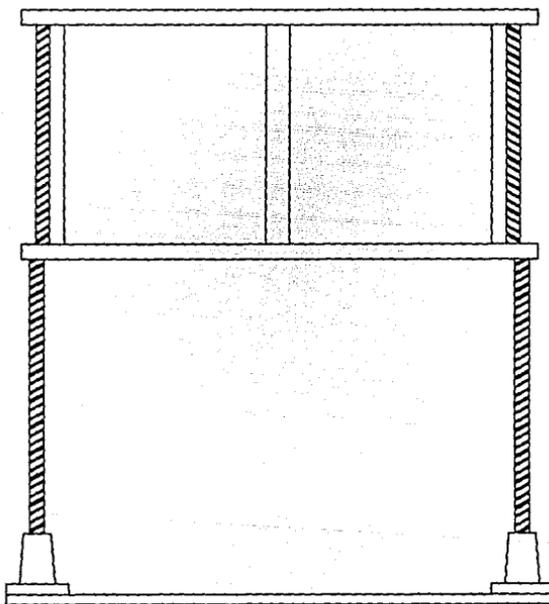


Figura 6.3 Alternativa II.

Dos placas de resina confinan a los dos elementos intermedios mediante tirantes de resina, atornillados en la placa inferior y asegurados con tuerca en la otra placa, emparedando así, dichos elementos mediante presión. Centreadores instalados en la placa inferior evitan cualquier tipo de deslizamiento sobre las placas y determinan una posición única de los elementos intermedios.

Las piernas de la estructura se fijan a la placa inferior del emparedado mediante ajuste de apriete y tornillos prisioneros. Por último el elemento superior se une a la placa superior con tornillos de sujeción completando así la estructura. Las placas de resina cuentan con orificios que les permiten ocupar su lugar dentro del dispositivo eléctrico.

### 6.3 ANALISIS Y SELECCION

En esencia, las dos alternativas propuestas parten del mismo principio y difieren en detalles de sujeción, así como en la forma en que actúan sus elementos de carga. La alternativa I presenta una mejor estabilidad debido a que las patas trabajan a flexión-compresión ante la aplicación de un momento desequilibrante, mientras que en la alternativa II sus elementos de carga sólo trabajan a flexión en las mismas condiciones de carga, haciéndola poco menos estable que la alternativa I. Sin embargo, ante la aplicación de una misma carga, las patas de la estructura I trabajan más esforzadas que en la alternativa II, ya que además de la reacción vertical que resiste a la carga, en ésta se presentan dos componentes horizontales que incrementan la resultante que produce el esfuerzo en la pata en cuestión. Por su lado, en las patas de la alternativa II sólo se presenta la reacción vertical que provoca la carga aplicada y en consecuencia trabajan menos esforzadas.

La sujeción de las patas al piso falso del mecanismo en la

alternativa I presenta ligeras complicaciones, pues ésta le debe dar los ángulos de orientación correctos a cada pata. En el caso de la estructura II este inconveniente no se presenta pues la posición de las patas es totalmente vertical y dependiendo del diámetro o tamaño de las patas se pueden utilizar candeleros similares a los utilizados en las guías.

Otro inconveniente que puede presentar la alternativa I es que ocupa mayor espacio que el requerido por la estructura equivalente con patas verticales, ya que las patas en ambos casos deben ensamblar en los mismos puntos de la placa inferior del emparedado y dando un ángulo de abatimiento a las patas repercute en una utilización mayor de espacio.

Analizando ahora la forma de sujeción de los elementos intermedios, es evidente que la alternativa II tiene mayores ventajas sobre la I pues esta última requiere de maquinados más complicados en las placas que aprisionan a dichos elementos. Además, la forma de sujeción a través de prisioneros puede ser poco efectiva y de diseño más complicado. La alternativa II comprime por medio de tirantes a los elementos intermedios y los confina a una sola posición por medio de centradores sencillos atornillados a la placa inferior del emparedado formando un solo bloque que estará unido al elemento superior mediante tornillos aislantes de sujeción. Este arreglo permite que los elementos superiores puedan ser desmontados como un todo sin peligro de un desensamble súbito. Las placas ya mencionadas en esta alternativa, por definición, son más sencillas en su diseño y consecuentemente en la manufactura.

Tomando en cuenta las observaciones anteriores, la alternativa II proporciona mayores ventajas sobre la I en base a las necesidades de este diseño en particular.

## 6.4 DISEÑO DE DETALLE

### 6.4.1 Placa Superior

Para poder fijar las guías y el tornillo de bolas recirculantes a la parte inferior del dispositivo de medición es necesario emplear una placa, para así formar la 2ª placa de referencia (placa superior), que será la que desplazemos paralelamente y solo en la dirección vertical con respecto a la 1ª placa de referencia.

Por restricciones propias del mecanismo, la placa superior se sujetará mediante ocho tornillos a la parte inferior del dispositivo de medición. Teóricamente, toda la carga será soportada por el tornillo de bolas recirculantes, por lo que las fuerzas sobre la placa quedarían de la siguiente forma:

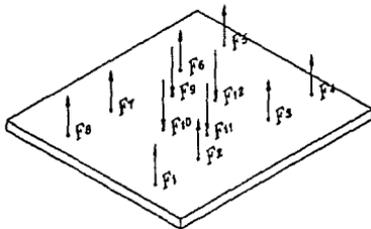


Figura 6.4 Distribución de fuerzas sobre la placa superior

En la figura  $F_1, F_2, \dots, F_8$  son las fuerzas sobre los tornillos que sujetan al elemento inferior del dispositivo y  $F_9, \dots, F_{12}$  son las fuerzas sobre la tuerca del tornillo de bolas recirculantes.

Por cuestiones de elasticidad y para poder simplificar el cálculo de las deformaciones de la placa, se pueden hacer las siguientes consideraciones:

- Se trabajará la pieza dentro de la zona elástica.

- Al aplicarse la ley de Hooke  $\sigma = E \times \epsilon$  para el análisis de la placa se puede apreciar que las fuerzas  $F_1$ ,  $F_4$ ,  $F_5$  y  $F_8$  se pueden desprestigiar, ya que  $\epsilon_1$  es mucho menor que  $\epsilon_2$ , puesto que se encuentra más alejada de las reacciones, y así para todas las demás fuerzas ya mencionadas.

- Considerando la placa como una viga simplemente apoyada se llega a la siguiente simplificación:

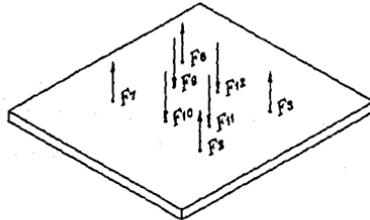


Figura 6.5 Simplificación de las fuerzas sobre la placa superior

Considerando que sólo 4 tornillos sujetan a la placa superior y transmiten toda la carga de 4 toneladas se tiene que:

$$F_2 + F_3 + F_6 + F_7 = 4000 \text{ kg}_f = 39240 \text{ [N]}$$

esta carga es resistida por el tornillo de bolas mediante su tuerca, que cuenta con cuatro tornillos, de tal forma que:

$$F_{12} + F_{11} + F_9 + F_{10} = 4000 \text{ kg}_f = 39240 \text{ [N]}$$

Como el sistema es simétrico se puede concluir que:

$$F = F_2 = F_3 = F_6 = F_7 = F_9 = F_{10} = F_{11} = F_{12} = 1000 \text{ kg}_f = 9810 \text{ [N]}$$

Por lo tanto:

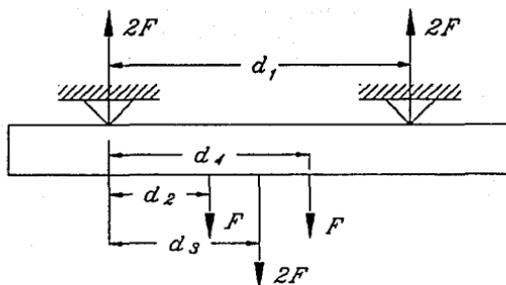


Figura 6.6 D.C.L. de la placa superior.

Debido a las restricciones físicas del dispositivo y a que ya se definió el diámetro de los centros de los tornillos que sujetan a la brida del tornillo de bolas recirculantes, las distancias quedan definidas de la siguiente forma:

$$d_1 = 0.16 \text{ [m]}$$

$$d_2 = 0.045 \text{ [m]}$$

$$d_3 = 0.08 \text{ [m]}$$

$$d_4 = 0.115 \text{ [m]}$$

y la fuerza:

$$F = 1000 \times 9.78 = 9780 \text{ [N]}.$$

Utilizando el método de áreas de momentos para calcular la deflexión máxima, se puede obtener un diagrama de momentos flectores trazado por partes (ref. 4, pág. 443).

Para esta placa, que es de acero A.I.S.I. 1018, se puede considerar un módulo de elasticidad  $E = 206.84 \times 10^6 \text{ [Pa]}$ .

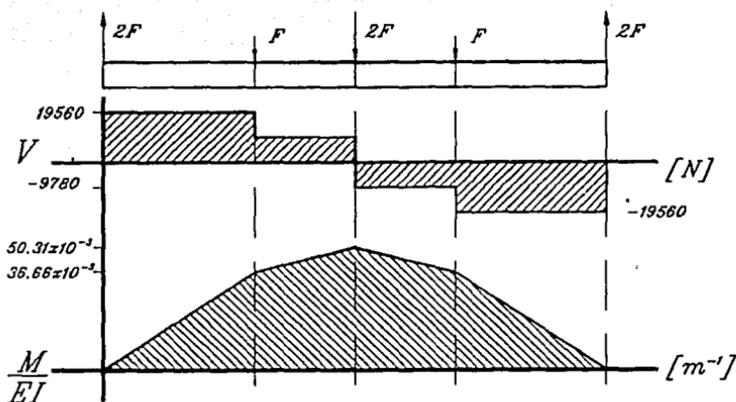


Figura 6.7 Diagrama de cortantes (V) y momentos (M) de la placa.

Para poder calcular las deflexiones requeridas es necesario el cálculo de el momento de inercia  $I$  y de las áreas ( $A_i$ ) bajo la gráfica de  $M$ , además de calcular la posición de los centroides de las áreas ( $C_i$ ), para así poder aplicar la fórmula:

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{1}{E \times I} \times \sum_{i=1}^n A_i \times C_i$$

donde  $\delta_{\text{máx}}$  : deflexión máxima de la viga.

$E$  : módulo elástico del material empleado.

$I$  : momento de inercia del área transversal.

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

Substituyendo valores se obtiene:  $\delta_{m\acute{a}x} = 4 \times 10^{-4} \text{ [m]} = 0.4 \text{ [mm]}$ .

Aparentemente, esta deformación es excesiva para la tolerancia que tenemos que cumplir con respecto a la altura vertical, pero como en el momento en que se someta la carga la deflexión se da y permanece constante mientras perdure dicha carga, por lo tanto el sistema de control de altura puede eliminar esta desviación fácilmente, ya que se calibra el aparato después de someter la carga. Por tal motivo, se determinó finalmente que la placa fuera de un material A.I.S.I 1018 rolado en frío, y en el plano MGFO2 se pueden apreciar todos sus detalles.

#### 6.4.2 Placa Inferior de la Estructura

Ya que se logró fijar la parte inferior del dispositivo de medición se pudo determinar la posición exacta en la que se requiere fijar la parte superior del dispositivo.

Por restricciones propias del sistema se requiere que la placa que soporte todos sus componentes de la parte superior sean de un material de características que no afecten a los campos magnéticos y eléctricos existentes en esta región, por tal motivo, se requirió el empleo de una placa de Nylamid. Para rigidizar un poco más esta placa fue necesario reforzarla con dos ángulos de epoxifibra de vidrio, puesto que el módulo elástico del Nylamid es relativamente muy pequeño en comparación con el del acero.

Analizando todas las fuerzas que actúan sobre la placa, se encontró que se distribuyen de la siguiente forma:

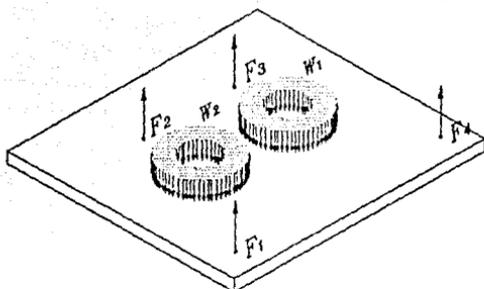


Figura 6.8 Distribución de fuerzas sobre la placa.

Simplificando la forma de visualizar las fuerzas, atendiendo a las consideraciones tomadas para la placa previamente estudiada, se puede definir la distribución de fuerzas que aparece en la figura 6.9; se puede apreciar que las fuerzas distribuidas son simétricas y se pueden representar por una sola, ubicada al centro de la placa y adicionarle un momento debido a que el módulo de la fuerza distribuida de un lado es menor que el del otro.

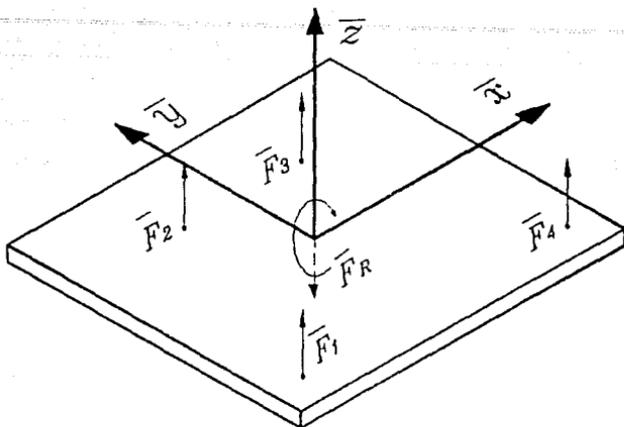


Figura 6.9 D.C.L. de la placa inferior de la estructura.

Analizando vectorialmente las fuerzas, para así obtener los valores de cada una de ellas, se tiene que:

Los vectores de fuerzas y sus vectores asociados son:

$$\bar{F}_1 = F_1 \hat{k} \text{ [N]} \quad r_1 = [-0.300 \hat{i} - 0.090 \hat{j} + 0 \hat{k}] \text{ [m]}$$

$$\bar{F}_2 = F_2 \hat{k} \text{ [N]} \quad r_2 = [-0.163 \hat{i} + 0.140 \hat{j} + 0 \hat{k}] \text{ [m]}$$

$$\bar{F}_3 = F_3 \hat{k} \text{ [N]} \quad r_3 = [0.163 \hat{i} + 0.140 \hat{j} + 0 \hat{k}] \text{ [m]}$$

$$\bar{F}_4 = F_4 \hat{k} \text{ [N]} \quad r_4 = [0.300 \hat{i} - 0.090 \hat{j} + 0 \hat{k}] \text{ [m]}$$

$$\bar{F}_R = -39120 \hat{k} \text{ [N]} \quad r_R = [0.0 \hat{i} + 0.0 \hat{j} + 0 \hat{k}] \text{ [m]}$$

$$\bar{M}_i = 637.65 \hat{j} \text{ [Nm]}$$

Recordando las ecuaciones vectoriales de estática:

- - -

$$\Sigma \vec{F} = \vec{0} \quad (6.1)$$

$$\Sigma \vec{M} = \vec{0} \quad (6.2)$$

Aplicando la ecuación 6.1 :

$$\Sigma \vec{F} = F_1 \hat{i} + F_2 \hat{j} + F_3 \hat{i} + F_4 \hat{j} - 39120 \hat{k} = \vec{0} \quad [ N ]$$

Despejando y simplificando la ecuación nos queda:

$$F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - 39120 = 0 \quad [ N ] \quad (6.3)$$

La ecuación (6.2) también se puede representar de la forma:

$$\Sigma \vec{M} = \Sigma \vec{F} \times \vec{r} + \vec{M}_1 = \vec{0}$$

por lo tanto:

$$\vec{F}_1 \times \vec{r}_1 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0.00 & 0.00 & F_1 \\ -0.30 & -0.09 & 0 \end{vmatrix} = [ 0.09 \hat{i} - 0.300 \hat{j} + 0 \hat{k} ] F_1$$

$$\vec{F}_2 \times \vec{r}_2 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0.00 & 0.00 & F_1 \\ -0.163 & 0.14 & 0 \end{vmatrix} = [ -0.14 \hat{i} - 0.163 \hat{j} + 0 \hat{k} ] F_2$$

$$\vec{F}_3 \times \vec{r}_3 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0.00 & 0.00 & F_1 \\ 0.163 & 0.14 & 0 \end{vmatrix} = [ -0.14 \hat{i} + 0.163 \hat{j} + 0 \hat{k} ] F_3$$

$$\vec{F}_4 \times \vec{r}_4 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0.00 & 0.00 & F_1 \\ 0.30 & -0.09 & 0 \end{vmatrix} = [ 0.09 \hat{i} + 0.300 \hat{j} + 0 \hat{k} ] F_4$$

Realizando la sumatoria e igualando las ecuaciones por direcciones se pueden obtener las siguientes ecuaciones:

$$\text{en } \hat{i} \quad 0.09( F_1 + F_4 ) = 0.14( F_2 + F_3 ) \quad [ \text{Nm} ] \quad (6.4)$$

$$\text{en } \hat{j} \quad 0.3( F_4 - F_1 ) = 0.163( F_2 - F_3 ) - 637.65 \quad [ \text{Nm} ] \quad (6.5)$$

Ahora bien, como tenemos cuatro apoyos, el sistema es hiperestático, por tal motivo, se requiere de más ecuaciones que nos relacionen las fuerzas, y éstas las podemos obtener de las ecuaciones de elasticidad aplicadas a las patas.

El método seguido fue el siguiente:

Primeramente se supone que la placa es totalmente rígida, y así se calculan las deformaciones en las patas, luego se consideran las fuerzas encontradas para las patas sobre la placa como si se tratara de una viga simplemente apoyada y se le calcula su máxima deflexión. En este momento ya tendríamos la deformación de las guías, la estructura y la placa de Nylamid, por lo que sumando las componentes correspondientes y descartando las deformaciones que se pueden compensar con el sistema de posicionamiento, se puede encontrar el máximo ángulo de desviación que sufren la parte superior del dispositivo con respecto a su parte inferior.

Para facilitar estos cálculos se definió que las cuatro patas fueran del mismo material, forma y longitud.

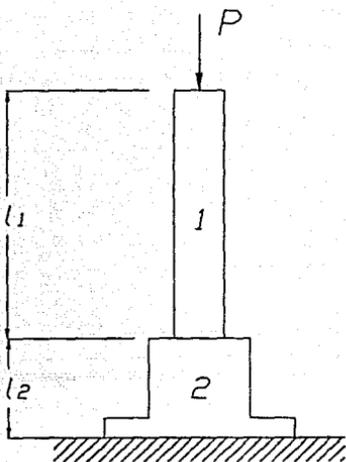


Figura 6.10 D.C.L. de la pata de la estructura.

Por cuestiones eléctricas y magnéticas, el poste de la pata se tiene que fabricar de epoxifibra de vidrio, pero el candelero inferior se puede fabricar de acero A.I.S.I. 1018.

Para determinar la ecuación de la deformación  $\delta$  que sufre la pata para cualquier carga, se supondrá que la parte del poste que entra dentro del candelero adquiere el módulo elástico del candelero, puesto que en esta zona no se puede definir claramente como ayuda el candelero a soportar la carga aplicada a la pata, y así se puede simplificar un poco la ecuación resultante.

Del diagrama de cuerpo libre (ref. 4, pag. 32) se puede obtener que:

$$\delta T = \delta_1 + \delta_2 \quad (6.6)$$

$$y \quad \epsilon = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta \delta}{\Delta X} \approx \frac{\delta}{L} \quad (6.7)$$

$$\sigma = E \times \epsilon \quad (6.8)$$

$$\sigma = P/A \quad (6.9)$$

- donde  $\delta_1$  : deformación axial de la sección 1.  
 $\delta_2$  : deformación axial de la sección 2.  
 $\delta T$  : deformación total de la pata.  
 $\epsilon$  : deformación normal.  
 $L$  : longitud de la pieza.  
 $\sigma$  : esfuerzo axial.  
 $E$  : módulo de elasticidad del material en cuestión.  
 $P$  : fuerza aplicada.  
 $A$  : área transversal de la pieza.

Combinando las ecuaciones (6.7), (6.8) y (6.9) se obtiene:

$$\delta T = P \times C_a \quad y \quad C_a = \frac{L_1}{A_1 \times E_1} + \frac{L_2}{A_2 \times E_2}$$

$$\therefore \text{por pata: } \delta_i = F_i \times C_a \quad ; \quad i = 1, 2, 3 \text{ y } 4 \quad (6.10)$$

Ahora bien, para poder relacionar las  $\delta$  se supondrá que en todo momento las cuatro patas pertenecen a un mismo plano, esto significa que la placa es indeformable, por lo que se puede determinar la ecuación de el plano que contenga las cuatro patas.

Para definir un plano se requiere de tres puntos no colineales, y para este caso podemos tomar los puntos finales que tocan a la placa de las tres primeras patas, con lo que los tres puntos estarán definidos por los vectores:

$$\bar{P}_1 = -0.3 \hat{i} - 0.09 \hat{j} - \delta_1 \hat{k}$$

$$\bar{P}_2 = -0.163 \hat{i} + 0.14 \hat{j} - \delta_2 \hat{k}$$

$$\bar{P}_4 = 0.3 \hat{i} - 0.09 \hat{j} - \delta_4 \hat{k}$$

$$\text{si } \bar{u}_1 = \bar{P}_2 - \bar{P}_1 \quad ; \quad \bar{u}_2 = \bar{P}_4 - \bar{P}_1$$

podemos obtener dos vectores pertenecientes al plano:

$$\bar{u}_1 = 0.137 \hat{i} + 0.23 \hat{j} + (\delta_1 - \delta_2) \hat{k}$$

$$\bar{u}_2 = 0.600 \hat{i} + 0.00 \hat{j} + (\delta_1 - \delta_4) \hat{k}$$

Por lo que el plano quedaría definido por:

$$\bar{p} = P_1 + r(\bar{u}_1) + s(\bar{u}_2) \quad (6.11)$$

Para generar una ecuación que nos relacione las cuatro deformaciones podemos obtener un vector normal  $N$  al plano de las patas y luego al aplicar el producto punto entre este vector y el vector de la pata 3 se puede obtener una sola ecuación que nos relaciona las deformaciones.

El vector normal al plano  $N$  se obtiene mediante la fórmula:

$$\bar{N} = \bar{u}_1 \times \bar{u}_2$$

$$\bar{u}_1 \times \bar{u}_2 = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0.137 & 0.23 & \delta_1 - \delta_2 \\ 0.60 & 0.00 & \delta_1 - \delta_4 \end{vmatrix} = 0.23(\delta_1 - \delta_4) \hat{i} + (0.6(\delta_1 - \delta_2) - 0.137(\delta_1 - \delta_4)) \hat{j} - 0.138 \hat{k}$$

Calculando el vector de posición de la tercer pata  $u_3$  tenemos que:

$$\bar{u}_3 = (\bar{p}_3 - \bar{p}_1) = 0.463\hat{i} + 0.23\hat{j} + (\delta_1 - \delta_3)\hat{k}$$

por lo tanto:  $\bar{N} \cdot \bar{u}_3 = 0$  (ref. 6, pág. 99) (6.12)

de donde se puede obtener la siguiente ecuación simplificada:

$$0.075\delta_1 - 0.075\delta_4 - 0.138\delta_2 + 0.138\delta_3 = 0$$

Substituyendo las ecuaciones (6.10) en esta última y simplificando:

$$0.075(F_1 - F_4) = 0.138(F_2 - F_3) \quad (6.13)$$

Agrupando las cuatro ecuaciones de nuestro sistema de fuerzas:

$$\begin{bmatrix} 1.000 & 1.000 & 1.000 & 1.000 \\ 0.090 & -0.140 & -0.140 & 0.090 \\ -0.300 & -0.163 & 0.163 & 0.300 \\ 0.075 & -0.138 & 0.138 & -0.075 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 39120 \\ 0 \\ 637.65 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se encuentra que:

$$F_1 = 11085.6142 \text{ [N]}$$

$$F_2 = 7208.0041 \text{ [N]}$$

$$F_3 = 8099.8221 \text{ [N]}$$

$$F_4 = 12726.5597 \text{ [N]}$$

Para calcular aproximadamente la deflexión que sufre esta placa inferior, se requiere estudiar el sistema superior completo, ya que se tienen dos placas, una superior y la inferior, unos tirantes, y además de contar con dos elementos de gran tamaño con un módulo elástico muy elevado (mucho mayor que el del Nylamid), por lo que para el momento de inercia de la viga se tomará en cuenta el efecto de la placa superior y se aplicará el teorema de los ejes paralelos para trasladar el efecto del momento de inercia de la placa superior al eje neutro de la placa inferior.

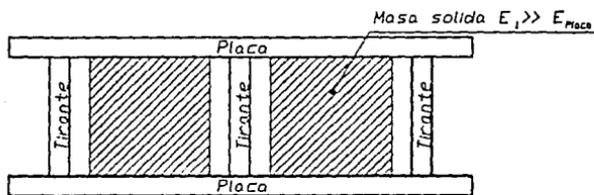


Figura 6.11 Diagrama esquemático de las placas de la estructura.

Para este conjunto de piezas se puede aproximar el momento de inercia del sistema a la siguiente ecuación:

$$I_T = I_{p_1} + I_{p_2} + d_2^2 A_2 + I_a + d_a^2 A_a \quad (6.14)$$

donde:  $I_T$  : momento de inercia del sistema.

$I_{p_1}$  : momento de inercia de la placa 1 con respecto a su eje neutro.

$I_{p_2}$  : momento de inercia de la placa 2 con respecto a su eje neutro.

$d_2$  : distancia entre el eje neutro de la placa y el de

referencia.

$A_2$  : área transversal de la placa 2.

$I_a$  : momento de inercia de los refuerzos de ángulo.

$d_a$  : distancia entre el eje neutro del refuerzo y el de referencia.

Substituyendo valores y simplificando se encuentra que:

$$I_r = 5.7416 \times 10^{-3} \text{ (m}^4\text{)}$$

Analizando el sistema equivalente se puede visualizar como una viga en voladizo de la siguiente forma:

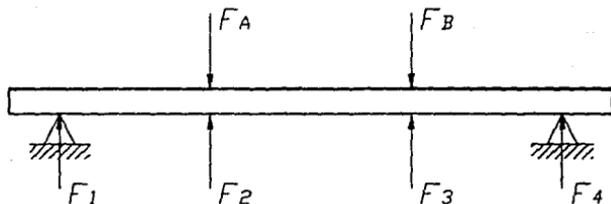


Figura 6.12 D.C.L. del sistema equivalente de placas.

Utilizando el método de áreas de momentos para calcular la deflexión máxima, se puede obtener un diagrama de momentos flectores trazado por partes (ref. 4, pág. 443).

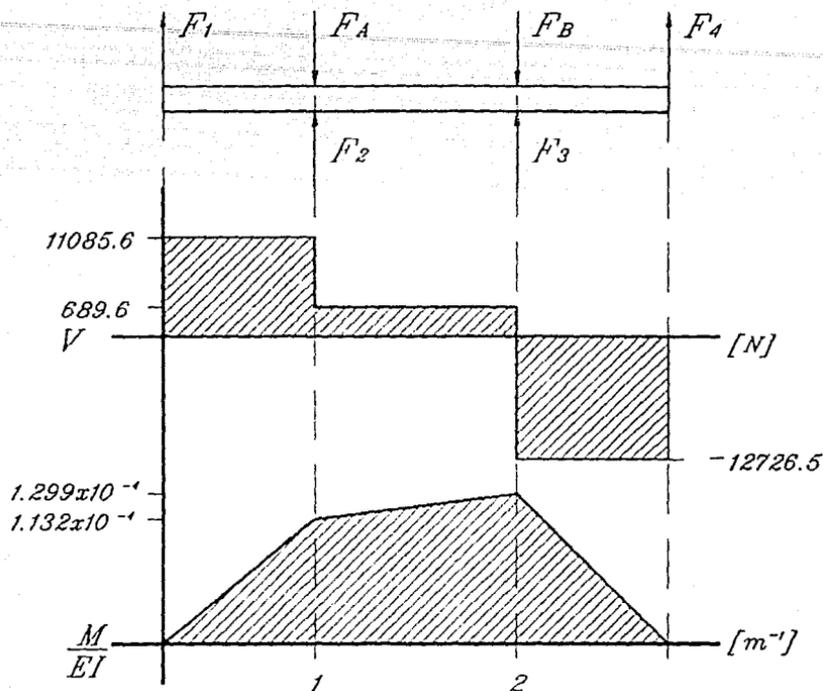


Figura 6.13 Diagrama de cortantes (V) y momentos (M) de la placa.

Aplicando el segundo teorema de áreas de momentos (ref. 4, pág. 440):

$$\delta_{c/D} = \int_c^D x_1 \frac{M}{EI} dx$$

Expresado de otra forma:

$$\delta_{c/D} = \sum_{i=1}^n A_m \times C_A \quad (6.15)$$

donde:  $\delta_{c/D}$  : deflexión del apoyo "c" al punto "d".

$A_m$  : área en el diagra de M/EI.

$C_A$  : centroide del área referido al apoyo "c".

Aplicando la ecuación (6.15) se obtienen los siguientes datos:

$$\delta_1 = 7.137 \times 10^{-7} \text{ [m]}$$

$$\delta_2 = 8.1864 \times 10^{-7} \text{ [m]}$$

Con estos valores podemos calcular el ángulo de desviación que sufre el conjunto superior por efecto de la deflexión de las placas, y este ángulo se puede calcular mediante la fórmula:

$$\theta_p = \text{sen}^{-1} (\delta_2 - \delta_1) / 0.325 \quad (6.16)$$

$$\theta_p = 0^\circ 0' 3.82''$$

Como se puede apreciar el ángulo de desviación es muy pequeño, con lo que se comprueba que el suponer que la placa era totalmente rígida para poder calcular las reacciones sobre las patas es una buena aproximación.

A la placa inferior de la estructura se le maquinaron ocho cajas para cabezas de tornillos de 20 [mm] de diámetro, para que en ellas se alojen las cabezas de los tornillos que sujetan la parte inferior del dispositivo con su caja de fijación.

Como se puede apreciar en el plano MEFO2 de la placa inferior de la estructura, las patas entran dentro de la placa, y dos de estas patas son fijadas por un prisionero de 1/4 [pulg]. Las patas restantes se fijan mediante un prisionero, pero este prisionero entra dentro de una pieza auxiliar.

En el plano nos encontramos con cuatro barrenos roscados, en los cuales se atornillan unos tirantes de Nylamid que se tensarán contra la

placa superior de la estructura y así se forma un sistema rígido, que no deja ningún componente suelto.

#### **6.4.3 Placa Superior de la Estructura**

Esta pieza se puede apreciar en el plano MEF01, y contempla los cuatro barrenos correspondientes a los tirantes, y en este caso se utilizará una tuerca de Nylamid para dar la precarga a los tirantes. La placa se fabricó en Nylamid por las razones ya anteriormente mencionadas.

Se observa que la placa cuenta con ocho barrenos y ocho cajas para los tornillos que sujetarán a la placa con la caja de sujeción superior del dispositivo de medición.

Esta placa únicamente trabajará con esfuerzos a compresión, por tal motivo el factor de seguridad con que cuenta es muy grande. Las dimensiones de la placa se determinaron por restricciones físicas del sistema que no dependen del mecanismo de posicionamiento, y al realizar el cálculo del factor de seguridad se encontró que tiene un valor de 348.97 , por lo que está más que sobrada.

#### **6.4.4 Patas de la Estructura**

Las patas de la estructura se fabricaron de epoxifibra de vidrio, para poder cumplir con las características requeridas, para estas patas no es necesario hacer un cálculo de resistencia mecánica, puesto que la epoxifibra de vidrio tiene una resistencia aproximada de cinco veces la resistencia del acero al cabono A.I.S.I. 1018, pero sí es necesario realizar un estudio de las deformaciones elásticas que sufren, puesto que su módulo elástico es aproximadamente seis veces menor que el del acero y además casi todos los problemas de diseño del sistema fueron por

deformaciones elásticas y no por resistencia mecánica.

Retomando las ecuaciones determinadas en la placa superior tenemos que:

$$\delta_1 = F_1CA \quad ; \delta_2 = F_2CA \quad ; \delta_3 = F_3CA \quad ; \delta_4 = F_4CA \quad (6.10)$$

donde:

$$CA = \left[ \frac{L_1}{A_1 \cdot E_1} + \frac{L_2}{A_2 \cdot E_2} \right]$$

Se obtienen las siguientes deformaciones:

$$\delta_1 = 9.3245 \times 10^{-5} \text{ [m]}$$

$$\delta_2 = 6.0632 \times 10^{-5} \text{ [m]}$$

$$\delta_3 = 6.8134 \times 10^{-5} \text{ [m]}$$

$$\delta_4 = 1.0705 \times 10^{-4} \text{ [m]}$$

Para poder determinar qué tanto nos están afectando estas deformaciones en la tolerancia correspondiente a el paralelismo, se pueden substituir estas deformaciones en la ecuación del plano obtenida anteriormente, y mediante la normal al plano horizontal se puede obtener el ángulo de desviación (ref 6, pág. 106) existente entre el plano de las patas y el plano de referencia. Este ángulo se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\theta = \cos^{-1} \frac{\bar{N}_1 \cdot \bar{N}_2}{|N_1| |N_2|} \quad (6.17)$$

donde  $\bar{N}_1$  : vector normal al plano 1.

$\bar{N}_2$  : vector normal al plano 2.

$|N_1|$  : módulo del vector 1.

substituyendo valores y operando:

$$N_1 = -3.1749 \times 10^{-6} \hat{i} + 2.1461 \times 10^{-5} \hat{j} - 0.138 \hat{k}$$

$$\bar{N}_2 = 0 \hat{i} + 0 \hat{j} - 0.138 \hat{k}$$

obteniéndose:

$$\theta_{pat} = 9.007144 \times 10^{-3} \text{ [grados]} = 0^\circ 0' 32.43''$$

Ahora bien ya se tienen calculados el ángulo que se deflexionan las guías, la placa y las patas, por lo que se puede encontrar el ángulo total de desviación que queda determinado por la ecuación:

$$\theta_T = \theta_g + \theta_p + \theta_{pat}$$

$$\theta_T = 0^\circ 2' 14.04''$$

De donde se puede obtener el factor de seguridad:

$$F_s = \theta/\theta_T = 1.39891$$

Se puede apreciar que cumplimos con esta tolerancia y todavía nos queda un pequeño margen por algún factor que no hubiéramos considerado.

Para poder fijar adecuadamente las patas en la placa inferior de la estructura fue necesario maquinarles un rebaje para que en él se insertara un prisionero que se fabricaría de Nylamid. La sección original de la pata es cuadrada, esto es debido a que para la medida requerida no fabrican de forma estándar ninguna barra redonda.

Por limitantes físicas del sistema fue necesario realizar los rebajes de dos patas de diferente longitud, y esto se puede apreciar en el plano MEF06.

#### 6.4.5 Candelero de la Estructura

Al seguir avanzando en el diseño del sistema de posicionamiento se ahorra tiempo de maquinado para los candeleros de las patas, si se decide utilizar una barra hueca comercial de código LWSA de  $d = 1 \frac{1}{4}$  [pulg]  $\times D = 2 \frac{1}{4}$  [pulg] que se suelda a una placa de  $\frac{1}{2}$  [pulg] de espesor y posteriormente se pasará a maquinar a un torno, para así garantizar la perpendicularidad entre su base y la línea de centros del eje de la pata.

A todas las piezas en donde se requería garantizar una perpendicularidad, se les mandó rectificar la cara que va contra la placa de referencia.

Debido a la dificultad de maquinar la epoxifibra de vidrio se decidió el no pedir tolerancias de maquinado especiales, tanto para la placa como para el candelero. Para asegurar que la pata quede fija al candelero se le maquinó a éste un barreno roscado de  $\frac{3}{8}$  [pulg] para instalarle un prisionero.

Para facilitar la entrada de la pata al candelero se le practicó un chafalán a  $45^\circ$  como lo muestra el plano MEF06.

#### 6.4.6 Tirante

Los tirantes para unir las placas de la estructura fueron diseñados exclusivamente para formar un sistema compacto, y la única fuerza que resistirá en operación será la de la precarga que se le aplique al tirante. Por otra parte, se debe tomar en cuenta que estos elementos pueden llegar a cargar la totalidad del peso de este dispositivo cuando este último sea trasladado. Todavía no se define si todo el sistema se va a cargar por su parter superior o inferior, el caso crítico es que se cargue por su parte superior, por lo que los tirantes cargarían todo el

peso del aparato, por lo que se puede diseñar la precarga del tirante de tal manera que soporte el efecto combinado de la precarga y el peso de todo el sistema.

La precarga se puede definir mediante la fórmula (ref. 1, pág. 405).

$$0.6F_p \leq F_1 \leq 0.9F_p \quad (6.18)$$

donde  $F_p$  es la carga de prueba obtenida de la ecuación:

$$F_p = A_t S_p \quad (6.19)$$

donde  $S_p$  es igual a la resistencia de prueba y puede ser determinada por:

$$S_p = 0.85S_y \quad (6.20)$$

substituyendo las ecuaciones (6.18) y (6.19) en (6.20) y considerando que:

$$S_y = 10200 \times 6894.75 = 70.3264 \times 10^6 \text{ [ Pa. ]}$$

$$F_1 = 10222.77 \text{ [ N ]}$$

como

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} ; y \quad (6.21)$$

$$k_b = (AE)/L = 1713218.182 \text{ [ N/m ]}$$

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[ 5 \left[ \frac{L + 0.5d}{L + 2.5d} \right] \right]} = 46199775.72 \text{ [N/m]}$$

por lo tanto:  $C = 0.0358$

para que estas ecuaciones sean válidas se necesita cumplir que  $F_1 \geq CP$ , donde P sea igual al peso total del aparato.

$$10222.77 \geq 273.467 \therefore \text{sí se cumple.}$$

Finalmente comprobando que no se exeda el esfuerzo de prueba del material, se calcula el esfuerzo máximo de trabajo  $\sigma_T$  de

:

$$\sigma_T = (1/A)[CP + F_1] = 36.8259 \times 10^6 \text{ [ Pa ]}$$

Calculando el factor de seguridad se encuentra que vale 1.62, por lo que difícilmente se puede presentar una falla mecánica en este elemento.

Las dimensiones finales de los tirantes se pueden ver en el plano MEF06.

#### 6.4.7 Refuerzos de la Placa Inferior de la Estructura

Para garantizar cierta rigidez de la placa inferior de la estructura fue necesario implementarle dos refuerzos de ángulo de epoxifibra de vidrio, que fueron fijados mediante tornillos de epoxifibra de vidrio. Los refuerzos se encuentran dibujados en el plano MEF04, y como se puede apreciar no son iguales, ya que por restricciones físicas no se pudieron poner del mismo tamaño.

#### **6.4.8 Centrador Interno**

Esta es una pieza auxiliar que sirve para centrar los elementos intermedios del dispositivo. Debido a la posición que ocupan dentro del sistema tuvieron que ser fabricados de Nylamid, al igual que los tornillos que las fijan, como se puede ver en el plano MEF04 parte 3.

Para determinar el ángulo de la cara que tocará la pieza a centrar se considera que de un punto de la cara del centrador saldrá una fuerza normal tanto a la cara como a la circunferencia que centrará por lo que se obtiene un ángulo de  $57^{\circ}$  aproximadamente, si la pieza se aproxima a dimensiones cerradas el ángulo se modifica en  $22' 50''$  como se puede apreciar en el plano MEF04, esta pieza tiene un espesor de  $1 \frac{1}{2}$  [pulg].

#### **6.4.9 Centrador Lateral**

Esta pieza cumple con una doble función, la primera es la de fijar la pata a la placa, esto se logra mediante un prisionero que se instala en un barreno roscado y maquinado en la pieza. Puesto que esta pieza se puede sacar de los recortes de la placa inferior de la estructura, el espesor de la pieza es de  $1 \frac{1}{2}$  [pulg] y se fijará mediante dos tornillos de Nylamid. La segunda función es la de centrar los elementos centrales del dispositivo, y su posición en la placa inferior fue determinada para que se cumpliera la perpendicularidad entre ella y la pieza a centrar. Algunos detalles adicionales se muestran en el plano MEF04.

#### **6.4.10 Placa de Referencia**

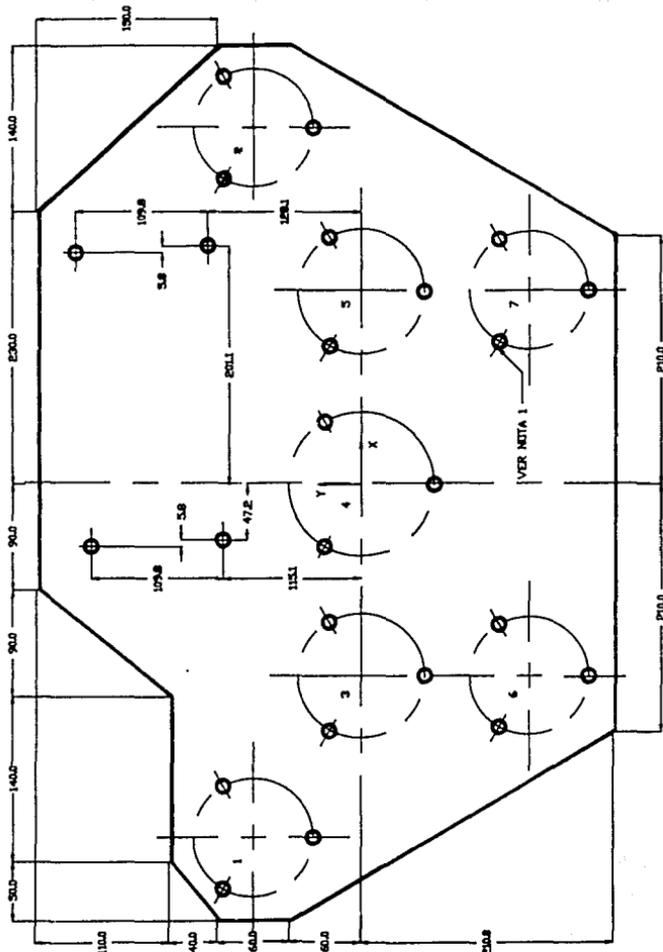
Sobre esta placa se tomaron todas las referencias que se requerían en el mecanismo, por lo que se supuso que esta placa siempre estará en

el plano horizontal.

Para tener una mejor referencia, se pidió que se rectificara la cara superior de la placa.

El perímetro un poco caprichoso cumple con algunas restricciones físicas. La más importante es que esta placa se diseñó para quedar inscrita en una circunferencia que simula las dimensiones de la cubierta de todo el dispositivo, la cual tiene que ser lo más pequeña posible.

Ya que se optimizó al máximo el diámetro de periferia de la placa, se eliminaron las áreas que no tenían uso específico y así lograr que pesara lo menos posible.



	X	Y	D <sub>e</sub>
1	-200	90	100
2	200	90	100
3	-163	0	106
4	0	0	122
5	163	0	106
6	-163	-140	100
7	163	-140	100

NOTA 1- Borneos  
roscados  
3/8"-24UNF-63-8H X 20 mm  
equidistantes en  
circunferencias  
a menos que se indique  
otra cosa.

NOTA 2- Rectificar esta cara

REVISOR			
✓	✓	✓	✓
DES.	OP.	CONT.	OP.

TOLERANCIAS DE DIMENSIONES											
> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm	> 3 mm
0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Placa CL/27	ALU 6063	Una pieza (ver nota)



PROYECTO: ReCAMBIO de posicionamiento

Placa de Referencia

RESPONSABLE: VBR

REVISOR: ACRB

ESCI: 14

CITAS: 0000

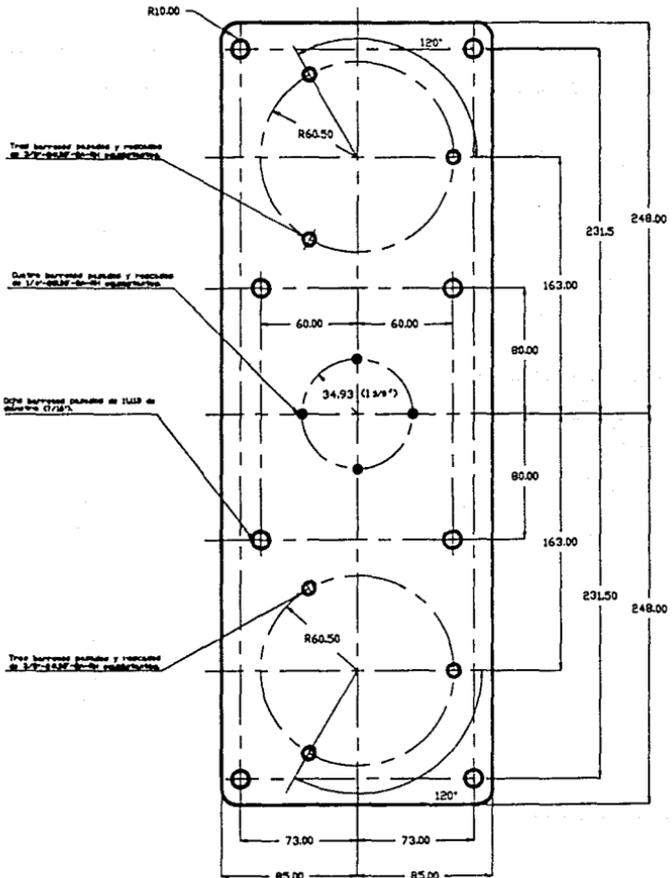
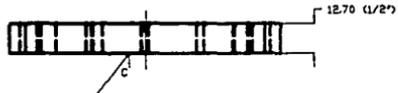
DISEÑO: J.M.A.L./M.A.R.

FEDM: 28/VI/98

CDM

No PLANO: MCF-01

CLAVE:



Tres barras pasadas y vueltas  
de 10-00-00-00 pasadas

Cuatro barras pasadas y vueltas  
de 12-70-00-00 pasadas

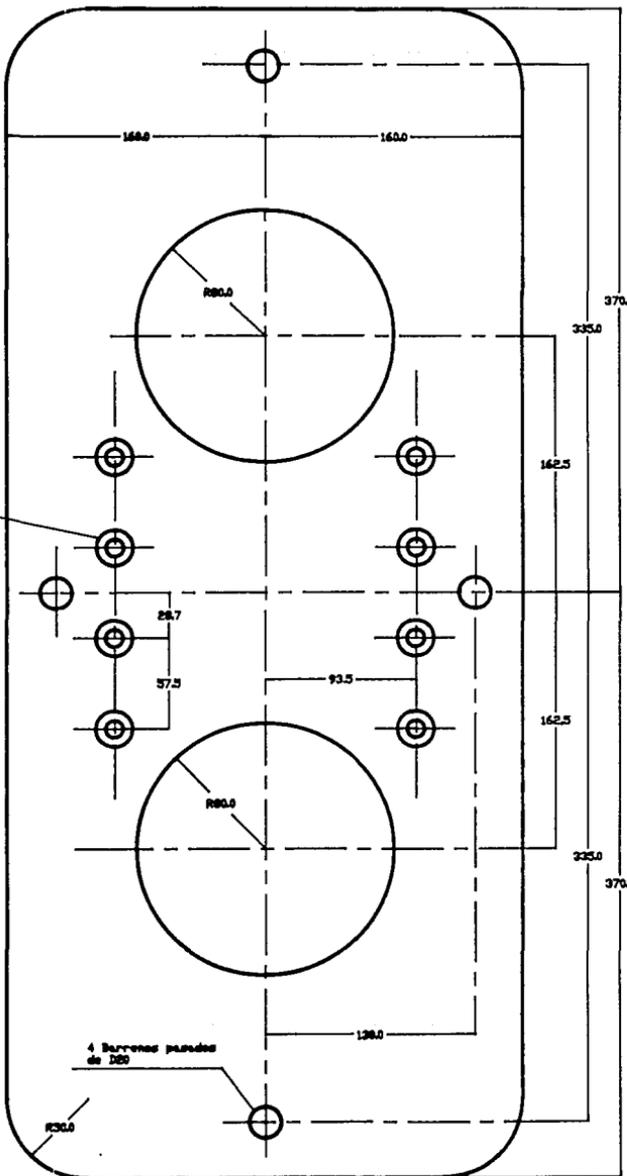
Una barra pasada en TUBO en  
el centro de 12.50

Tres barras pasadas y vueltas  
de 12-50-00-00 pasadas

NOMBRES		TOLERANCIAS EN DIMENSIONES											
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

NO	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	CDM	
1	Plano superior	A.T.S. 1018	1 primer	Plano superior	CDM	
				RESPONSABLE:	REVISOR:	DIBUJOS:
				F.R.A.		PLANO DE PLANO
				ESCI: 1:1.5	FECHA: 23/11/1980	CLAVE

8 Cajas para tornillo hexagonal de 7/16"



MATERIA			
Por Registrar			
<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
AC	AP	AM	AA

VALORES DE TOLERANCIA									
> 0.01	> 0.02	> 0.03	> 0.04	> 0.05	> 0.06	> 0.07	> 0.08	> 0.09	> 0.10
0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
Tolerancia - De Regras									
0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10

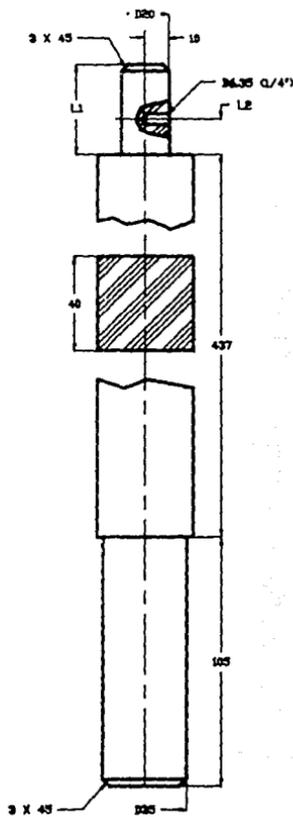
No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Placa 1/2"	Acero	Una placa



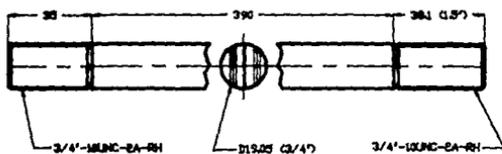
PROYECTO: <i>Mantenimiento de pavimentos</i>		
Plano de estructura superior		
RESPONSABLE: FEB	REVISOR: ACM	DIBUJO: ALM-ALM-FEB No PLANO: MDPV CLAVE:
ESC: 1:1	FECHA: 21/11/88	



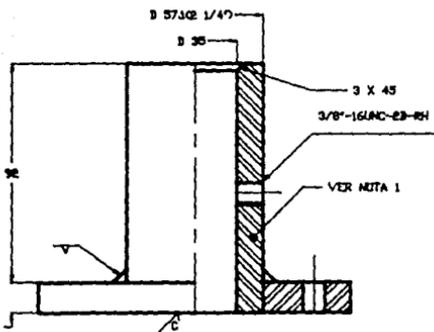
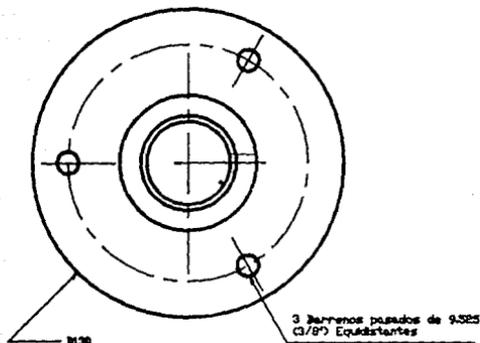
No	LI	LE
1	36.1	18.02
	Q 1/2"	Q/4"
2	76.2	37.13
	Q/2"	Q/4"



3



4



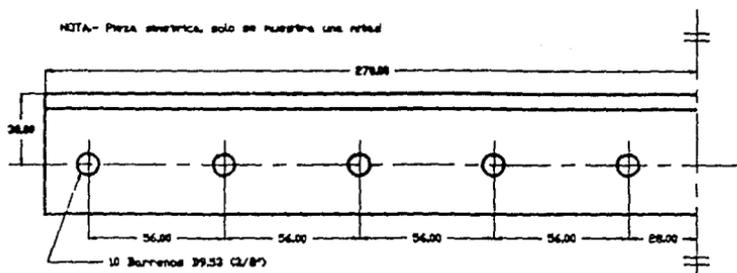
NOTA 1- Barra hueca código LV5A  
d=1 1/4" X D=2 1/4"

REVISIONES		TOLERANCIAS EN DECIMALES	
1	Por dimensionar	0.005	0.002
2	Por dimensionar	0.002	0.001
3	Por dimensionar	0.001	0.0005
4	Por dimensionar	0.0005	0.0002
5	Por dimensionar	0.0002	0.0001
6	Por dimensionar	0.0001	0.00005
7	Por dimensionar	0.00005	0.00002
8	Por dimensionar	0.00002	0.00001
9	Por dimensionar	0.00001	0.000005
10	Por dimensionar	0.000005	0.000002
11	Por dimensionar	0.000002	0.000001
12	Por dimensionar	0.000001	0.0000005

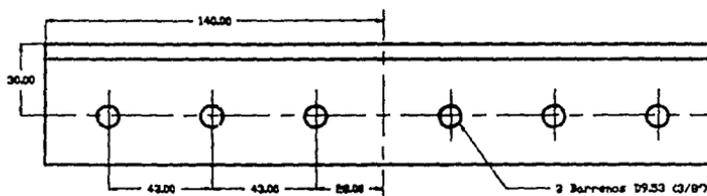
No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	Revisión de mantenimiento	CDM
1	Plata exterior	Acero inoxidable	De placa	RESPONSABLE:	REVISOR:	FECHA:
2	Plata interior	Acero inoxidable	De placa	ESCI:	FECHA:	CLAVE
3	Placa	Acero inoxidable (Q/4)	De placa			
4	Resistencia exterior	304 SS	De placa (ver Nota 1)			

1

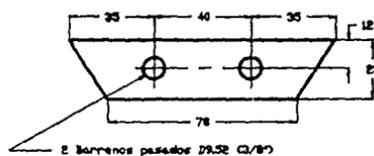
NOTA: Pieza simétrica, solo se muestra una mitad.



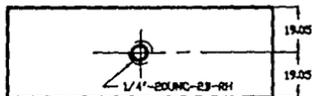
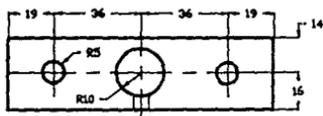
2



3



4



Atornillos			VALORES DE TENSIONES							
Fuerza de tracción nominal (kg)			1	2	3	4	5	6	7	8
✓	✓	✓	4.8	5.8	8.8	9.8	10.9	12.9	17.7	22.5
✓	✓	✓	4.8	5.8	8.8	9.8	10.9	12.9	17.7	22.5
Tornillos - Pasadores			4.8	5.8	8.8	9.8	10.9	12.9	17.7	22.5

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Angulo 30°/1"	Aperturas de rebaba	Por piezas (ver nota)
2	Angulo 30°/1"	Aperturas de rebaba	Por piezas
3	Resaca de rebaba	Aperturas	Por piezas
4	Resaca de rebaba	Aperturas	Por piezas

PROYECTO: *Abastecimiento de parámetros*Diseñado para: *abastecimiento*

CITAS:

CDM

RESPONSABLE:

REVISOR:

DIBUJADO:

No PLANO:

ESCALA:

FECHA:

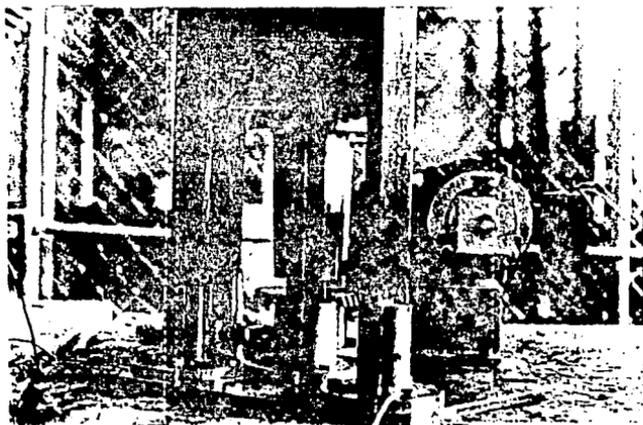
1/01/00

CLAVE:

# CAPITULO

# 7

## ENSAMBLE Y OPERACION



FJR

## ENSAMBLE Y OPERACION

### 7.1 METODO DE ENSAMBLE

#### 7.1.1 Par de Apriete

En el capítulo 3, apartado 3.4.6 se calculó la fuerza de precarga de los tornillos más importantes del mecanismo.

Para los tornillos de 3/8 [pulg], se obtuvo una fuerza de precarga  $F_i = 29212$  [N]. Para los tornillos de 1/4 [pulg], se obtuvo una fuerza de precarga  $F_i = 11128$  [N]. Los demás tornillos del mecanismo trabajan a menores cargas, por lo que se decide que todos los tornillos de 3/8 [pulg] de acero grado 5, se les aplique una precarga  $F_i = 29212$  [N] y a los tornillos de acero grado 5 de 1/4 [pulg] se les aplique una precarga  $F_i = 11128$  [N].

Para los demás tornillos de Nylamid y epoxifibra de vidrio la precarga que se les aplicará es

$$F_i = 0.6 F_P$$

donde  $F_P$  : fuerza de prueba,  $F_P = A_t S_P$   
 $A_t$  : área transversal del tornillo.  
 $S_P$  : resistencia a la prueba,  $S_P \approx 0.85 S_y$   
 $S_y$  : resistencia a la fluencia.

Para el cálculo del par de apriete se utiliza la ecuación que recomienda la ref. 1, pág. 401

$$T = 0.20 F_i d$$

donde T : par de apriete.

d : diámetro nominal del sujetador.

Utilizando las fórmulas anteriores se llega a la siguiente tabla:

Material del tornillo	Diámetro [pulg]	At [10E-6 m <sup>2</sup> ]	Sy [MPa]	Sp [MPa]	Fp [kN]	Fl [kN]	Par [N-m]
Acero grado 5	3/8"	71.26	633.90	585.70	41.73	29.21	55.64
Acero grado 5	1/4"	31.669	633.90	585.70	18.55	11.12	14.13
Nylamid	3/4"	285.02	70.278	59.736	17.03	10.21	38.92
Nylamid	3/8"	71.26	70.278	59.736	4.252	2.551	4.857
Nylamid	1/4"	31.669	70.278	59.736	1.891	1.135	1.442
Epoxi-fibra	3/8"	71.26	215.82	183.45	13.07	7.843	14.94

Tabla 7.1 Par de apriete recomendado.

### 7.1.2 Paralelismo y Perpendicularidad

Debemos tener cuidado en el paralelismo y perpendicularidad de algunas piezas de importancia en el mecanismo, de lo contrario, si no cumplimos con las siguientes condiciones, el mecanismo se podría trabar afectando gravemente algunas piezas.

La máxima desviación que puede haber en el paralelismo que debe existir entre placa de referencia (pieza 11, plano MEC02) y la placa superior (pieza 21, plano MEC02) es de  $0.052087^\circ$  (ver apartado 4.4.1).

La máxima desviación en la perpendicularidad entre la placa de referencia y las guías (pieza 14, plano MEC02), no debe ser mayor a

0.052087°. Sin embargo, si una guía se desvía hacia la derecha y la otra hacia la izquierda, el paralelismo de las dos placas no se afecta tanto, como si ambas guías se desviaran hacia un sólo lado. Por lo tanto, consideramos que la máxima desviación en perpendicularidad debe ser menor a 0.0521°.

### **7.1.3 Ensamble de los Bujes en las Chumaceras (ver plano MGCO1)**

1) Se ensambla los bujes (pieza 2) en la chumacera (pieza 1) introduciéndolos por la parte superior e inferior a la chumacera respectivamente, mediante una prensa, hasta que queden perfectamente alojados en su asiento.

2) Se le hacen dos barrenos pasados a la chumacera y bujes conjuntamente, como se indica en el plano, con el objeto de colocar ahí un par de graseras.

3) Se riman los bujes ya colocados en la chumacera a un diámetro de 50 <sup>H7</sup>[mm], con el objeto de asegurar una perfecta alineación entre ambos bujes para el correcto guiado.

4) Se ensambla el par de graseras de 1/4 [pulg] y se aplica un poco de aceite.

### **7.1.4 Ensamble del Mecanismo (ver plano MEC02)**

1) Se considera el tornillo de bolas recirculantes con tuerca y brida ya ensambladas.

2) Ensamblar al tornillo (pieza 1), la cuña (pieza 2) del engrane conducido.

3) Ensamblar el engrane conducido (pieza 3) al tornillo en la forma que se observa en el plano, hasta que el cubo tope con la cuerda. Para ello se debe aceitar el tornillo y utilizar una prensa. Verificar perpendicularidad.

4) Ensamblar el buje separador (pieza 4) en el tornillo.

5) Engrasar los rodamientos.

6) Ensamblar la tasa exterior superior de los rodamientos en el soporte de rodamientos (pieza 5).

7) Introducir el tornillo de bolas en el soporte de rodamientos.

8) Ensamblar el cono del rodamiento superior en el tornillo hasta que el cono y el buje separador hagan contacto.

9) Ensamblar el cono inferior (pieza 7) hasta que haga contacto con el cono superior.

10) Ensamblar la tasa exterior (pieza 6) sobre el soporte de rodamientos hasta que apoye con el cono inferior.

11) Ensamblar la tuerca de fijación (pieza 8) y aplicar el par de apriete recomendado.

12) Verificar perpendicularidad entre eje del tornillo y cara inferior del soporte de rodamientos.

13) Ensamblar la tuerca de precarga (pieza 9) y atornillarla hasta que quede al nivel del soporte de rodamientos.

14) Ensamblar la guía izquierda (pieza 14) en el candelero (pieza

13) utilizando una prensa. Hacer lo mismo con la guía derecha. Colocar sus tornillos prisioneros (pieza 23).

15) Verificar perpendicularidad entre las paredes de la guía y la base del candelero.

16) Atornillar soporte de rodamientos y candeleros a la placa de referencia (pieza 11), pero sin aplicar precarga todavía.

17) Ensamblar las chumaceras (pieza 18) sobre las guías y verificar la perpendicularidad entre la base de las chumaceras y las paredes de la guía.

18) Colocar la placa superior (pieza 21) sobre la base de las chumaceras (pieza 20), ensamblar los tornillos pero aún sin precarga.

19) Hacer descender y elevar el conjunto (placa superior) para verificar el correcto funcionamiento.

20) Colocar el separador (pieza 25) sobre la brida del tornillo y ensamblar los tornillos (pieza 26) sobre la placa superior, pero aún sin aplicar precarga recomendada.

21) Hacer descender y ascender el conjunto para corroborar el correcto funcionamiento.

22) Aplicar el par de torsión recomendado a los tornillos.

23) Ensamblar la cuña al eje del reductor (pieza 22).

24) Ensamblar el engrane piñon (pieza 17) mediante una prensa, al reductor y verificar perpendicularidad.

25) Ensamblar el motor (pieza 15) al reductor.

26) Montar el reductor al soporte del motor (pieza 16) y ensamblar los tornillos aplicando el apriete recomendado a los tornillos.

27) Montar el conjunto motor-reductor y soporte del motor a la placa de referencia, ajustar contacto entre los dientes y atornillar aplicando el par de apriete recomendado. Verificar el paralelismo entre la cara del engrane piñon y la placa de referencia.

#### 7.1.5 Ensamble de la Estructura

Una vez que se tiene ensamblado el mecanismo, se continúa con el ensamble de la estructura. Las piezas de la siguiente secuencia de ensamble están referidas al plano MEC01 a menos que se indique otra cosa.

1) Ensamblar los candeleros (pieza 5) sobre la placa de referencia (pieza 6) y aplicar el par recomendado a los tornillos.

2) Introducir las patas (pieza 4) en los candeleros, pero no colocar los tornillos prisioneros (pieza 12).

3) Ensamblar todos los accesorios de fijación (piezas 9, 10 y 17) que van sobre la placa estructura inferior (pieza 2).

4) Ensamblar la placa estructura inferior en las patas de la estructura y colocar los prisioneros (piezas 16, 13, 14 y 12).

5) Colocar las partes correspondientes del dispositivo de medición sobre la placa estructura inferior y verificar el paralelismo entre la placa inferior de la estructura y la placa de referencia.

6) Ensamblar la placa estructura superior (pieza 11) sobre las partes correspondientes del dispositivo de medición.

7) Ensamblar los tirantes (pieza 3) sobre la placa estructura inferior y colocar la tuerca (pieza 15) sobre los tirantes y aplicar el par de apriete recomendado.

## **7.2 METODO DE OPERACION**

### **7.2.1 Puesta en Marcha**

Antes de poner en operación el mecanismo es necesario comprobar los siguientes puntos:

1) Revisar que el aceite del reductor se encuentre en el nivel correcto.

2) Verificar que los bujes de las chumaceras esten aceitados.

3) Engrasar los engranes.

4) Cerciorarse de que a todos los tornillos se les aplicó el par de apriete recomendado en la tabla 7.1 .

Una vez que se tienen revisados los puntos anteriores, se procede a verificar las dimensiones y tolerancias de la correcta fabricación y ensamble.

### **7.2.2 Verificación de Dimensiones**

Hacer girar el motor, sin aplicar la carga al mecanismo y posicionarlo en la máxima carrera de diseño, para ello las distancias es

y  $e_1'$  deben ser  $40 \pm 0.1$  [mm] respectivamente (ver figura 7.1).

En este punto la distancia  $e_2$  debe ser igual a 43.14 [mm], y para poder comprobar que esta distancia sea correcta, se debe medir la distancia  $e_3$ , la cual debe estar comprendida en el rango  $89.85 \leq e_3 \leq 93$  [mm]. Estas dos distancias ( $e_1$  y  $e_3$ ) son las más importantes a verificar.

En resumen, cuando  $e_1 = 40$  [mm], se deben comprobar las siguientes distancias:

$$e_1 = e_1' = 40 \pm 0.1 \text{ [mm]}$$

$$e_2 = 43.14 \pm 1 \text{ [mm]}$$

$$e_3 = 90.85 \pm \frac{3}{2} \text{ [mm]}$$

$$e_4 = 342 \pm 1 \text{ [mm]}$$

$$e_5 = 45 \pm 1 \text{ [mm]}$$

El siguiente paso es revisar el paralelismo de la placa de referencia y la placa superior y la perpendicularidad de la placa superior y las paredes de las guías. Estos valores se deben encontrar en el rango recomendado en el apartado 7.1.2.

Al final se debe aplicar la máxima carga al mecanismo y se vuelve a comprobar que las distancias se encuentren dentro del rango de tolerancias.

### 7.3 MANTENIMIENTO

Para un mantenimiento adecuado se deben seguir las recomendaciones siguientes:

- 1) Cada puesta en operación del mecanismo, se deben revisar los

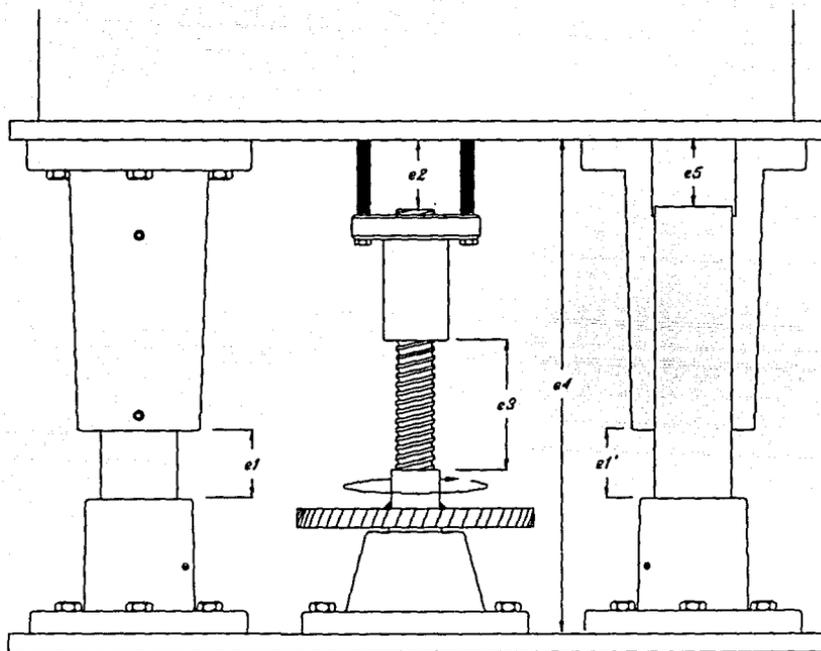


Figura 7.1 Verificación de tolerancias.

puntos correspondientes al apartado 7.2.1 .

2) Se debe verificar que las partes expuestas al ambiente estén siempre libres de óxido. Para ello, es recomendable que todas aquellas superficies que no sean de guiado o de contacto, se pinten o se

mantengan siempre con una ligera capa de aceite.

3) Para el caso del tornillo de bolas recirculantes existe una grasa recomendada por el fabricante con la que la cuerda debe mantenerse impregnada.

4) Los rodamientos deben ser engrasados justamente antes de ser instalados. Se deben engrasar con la grasa que recomienda el fabricante, llenando todos los espacios entre rodillos. Es recomendable que una vez engrasados los rodamientos, se coloquen sellos para evitar la entrada de polvo al interior. Como los rodamientos han sido diseñados para una duración en uso continuo a plena carga de 450 horas, se recomienda que éstos se replacen cuando haya transcurrido ese tiempo de uso (aproximadamente 10 años).

5) Cuando hayan transcurrido 225 horas de uso continuo aproximadamente, se recomienda que sean verificados nuevamente los puntos del apartado 7.2.2 o antes si se sospecha de un mal funcionamiento.

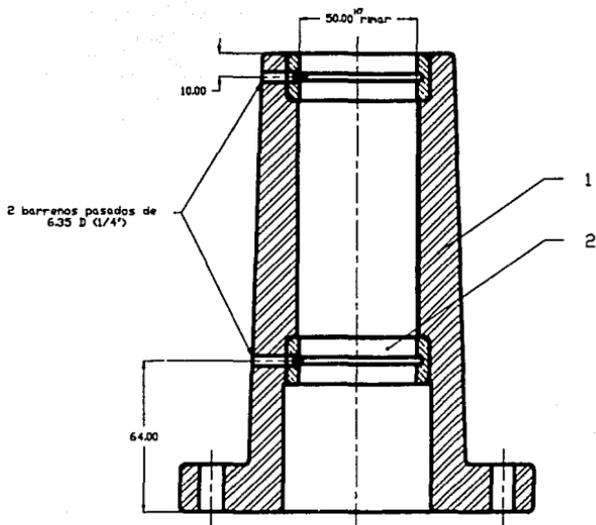
6) En caso de que las tolerancias de perpendicularidad y paralelismo no se cumplan, o se encuentre juego no permisible en las guías, se deben replazar los bujes de las chumaceras ensamblando los nuevos como se indica en el apartado 7.1.2 .

7) Se debe verificar aproximadamente cada 150 horas de uso continuo, que el par de apriete recomendado para los tornillos sea correcto, o antes si se sospecha de algún juego o anomalía.

8) El cambio de aceite del reductor se debe efectuar según lo recomienda el manual del fabricante.

9) Cuando se efectúe el cambio de los rodamientos, se debe verificar el estado general de todas las piezas, para tratar de encontrar si existe alguna señal de mal funcionamiento, como lo pueden ser partes descascarilladas, golpes, abolladuras, partes rayadas, etc.

CORTE A - A (plano MGF04)



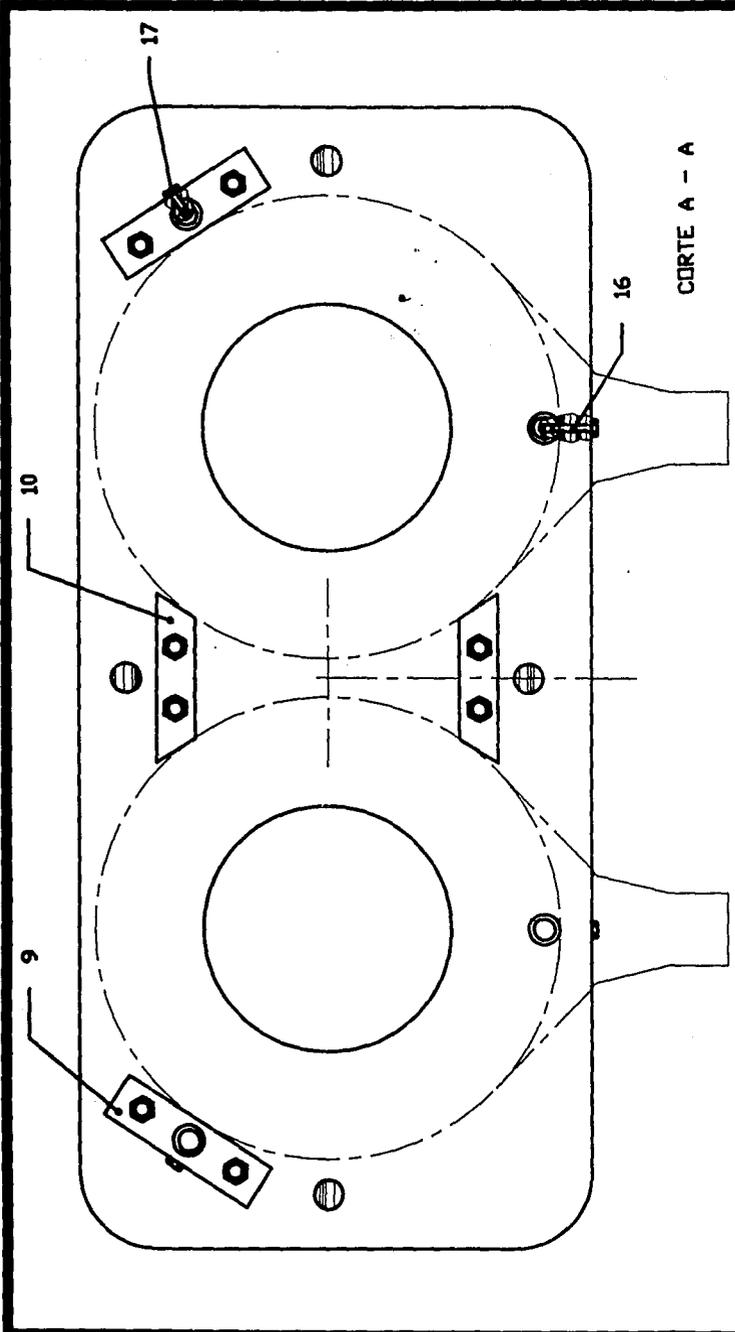
NOTA: Rimar simultáneamente los dijes después de maquinarse los barrenos pasados.

ACABADO		TOLERANCIAS NO PRECISAS							
Cl. de. Superficie	Superficie	> 0.02	> 0.03	> 0.04	> 0.05	> 0.06	> 0.07	> 0.08	> 0.09
✓	0.2	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
✓	0.5	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
✓	1.0	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11
✓	1.5	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12
✓	2.0	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13
✓	3.0	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14
✓	4.0	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15
✓	5.0	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16
✓	6.0	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17
✓	7.0	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18
✓	8.0	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19
✓	9.0	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20
✓	10.0	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21

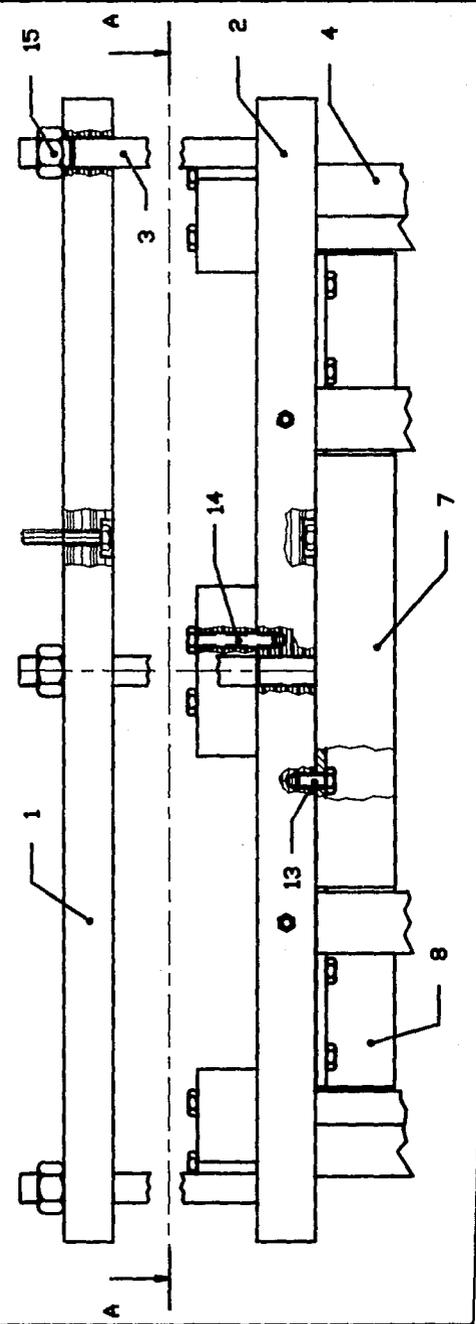
No.	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	Abastecimiento de posicionamiento	CDM
1	Chamascorras	Plano MGF04	2 piezas	Chamascorras y dijes	COTAS: mm	No PLANO
2	Dijs	Plano MGF05	4 piezas	RESPONSABLE: F.A.R.	REVISOR:	MEC01
				ESC: 1:2	FECHA: 20/11/1980	CLAVE

# ANEXO

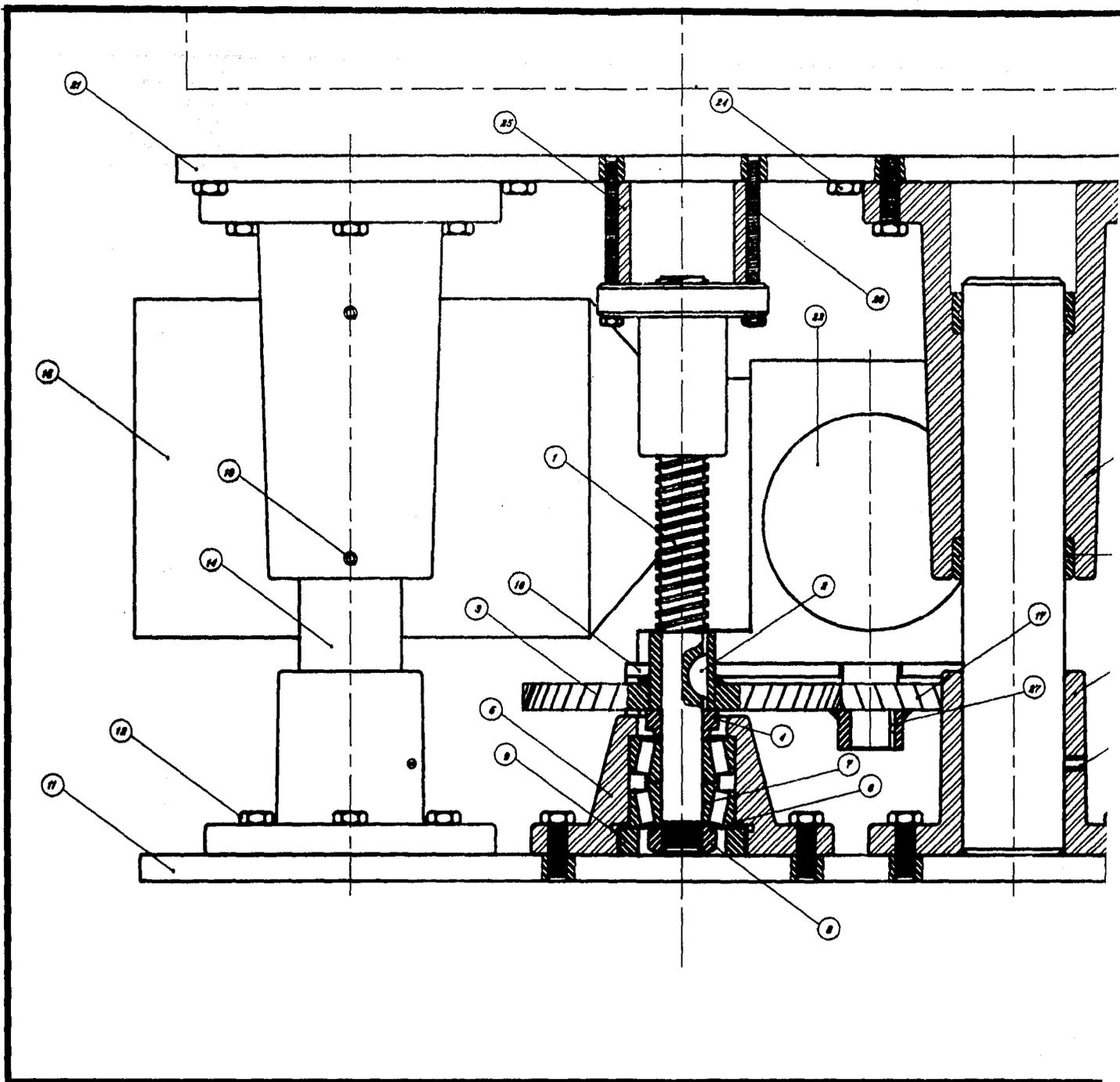
## CONCLUSIONES, LISTA DE PARTES COMERCIALES Y BIBLIOGRAFIA

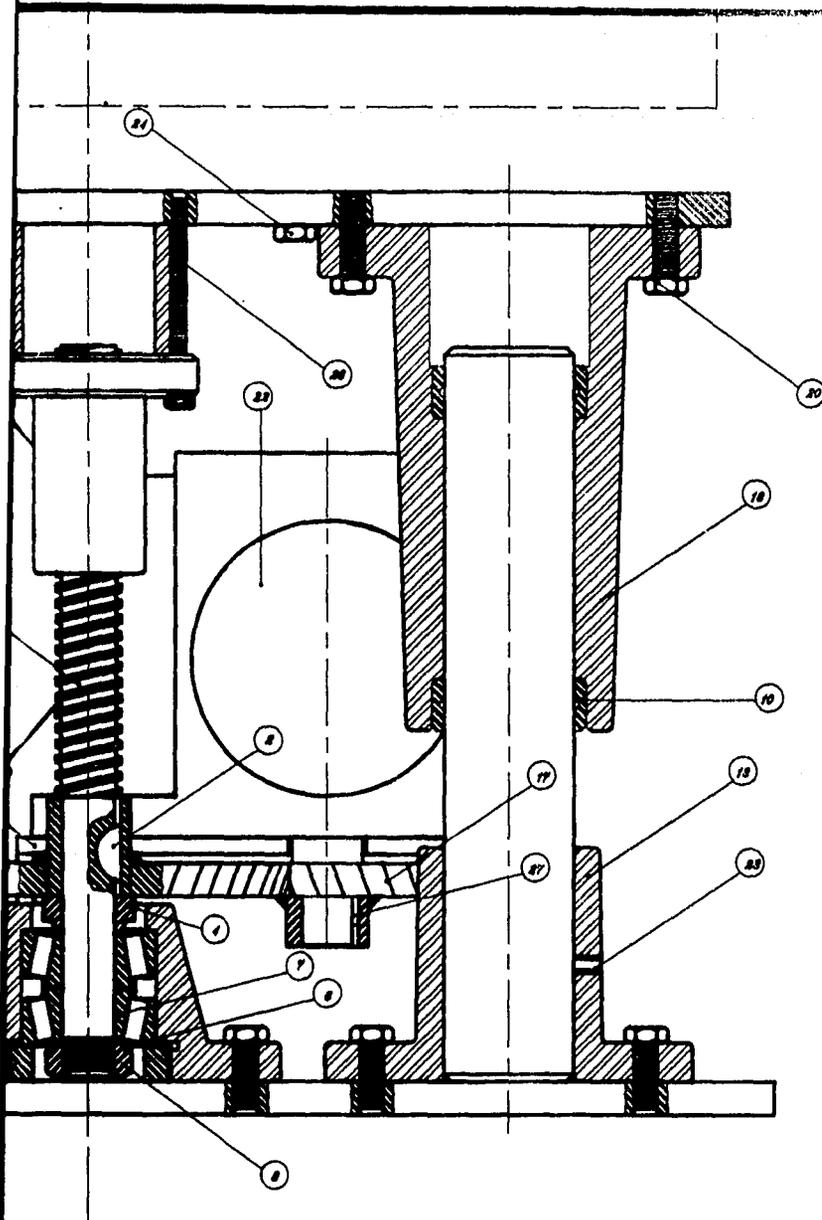


CORTE A - A



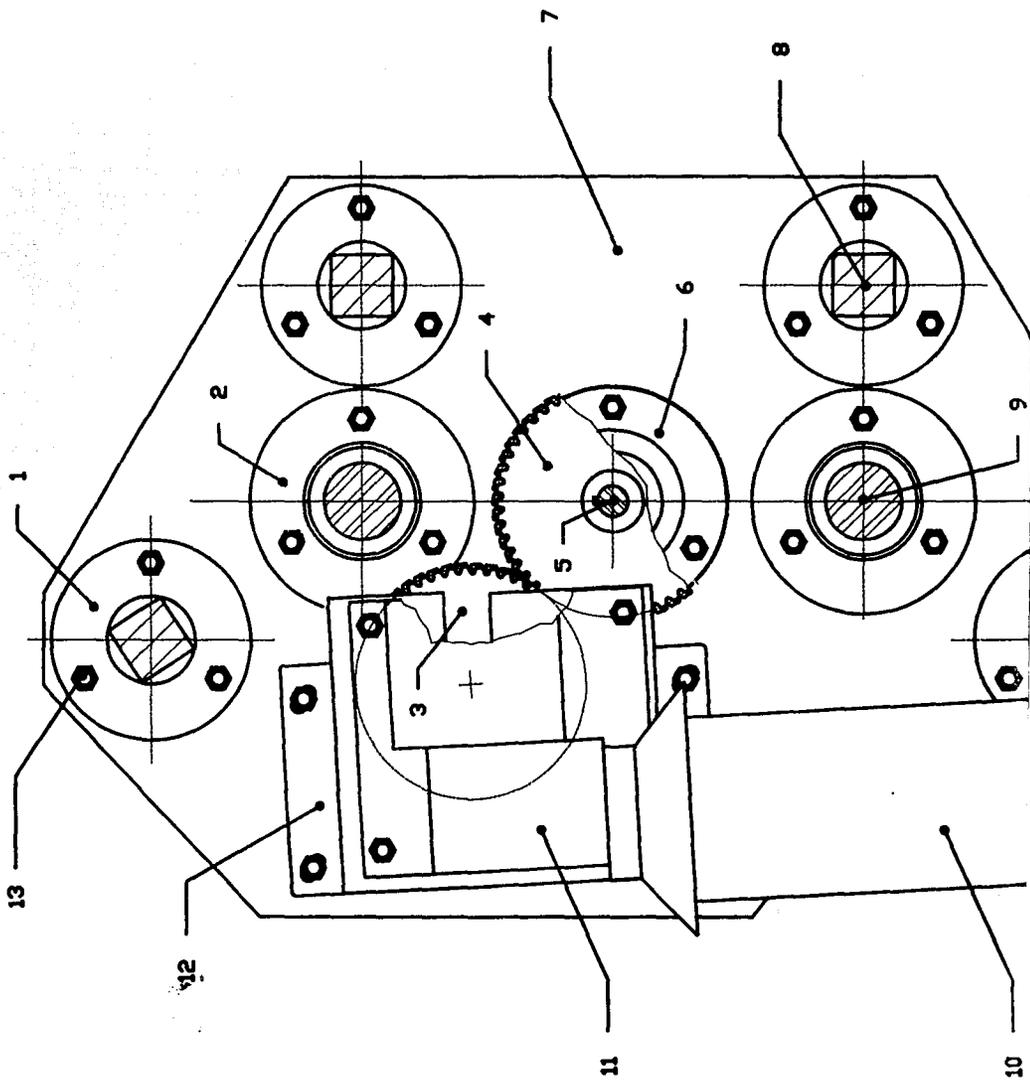


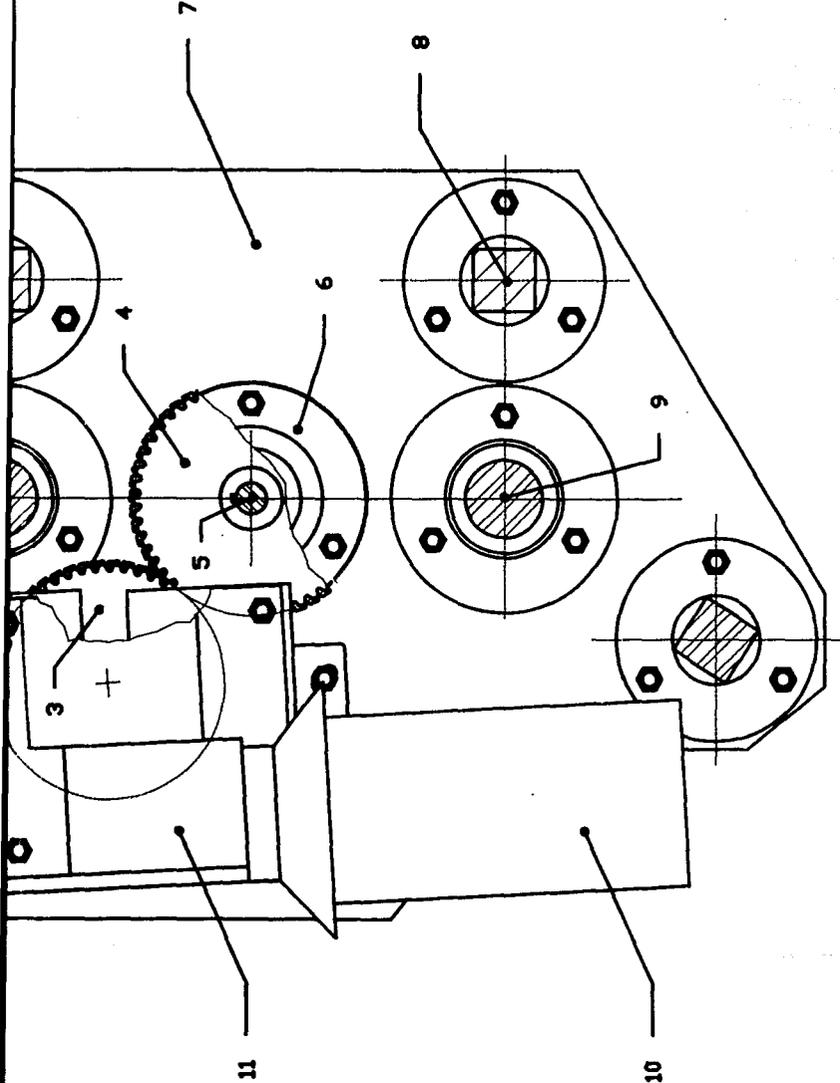




Nº	Descripción	Cant.	Observaciones
1	Ferrillo de bolas recirculantes	1	ACF01 comercial
2	Cuña	1	ACF01
3	Engrane helicoidal	1	ACF01
4	Bujá separador	1	ACF02
5	Soporte de rodamientos	1	ACF02
6	Tapa exterior de rodamientos	2	comercial
7	Cono de rodamientos	3	comercial
8	Puercas de fijación	1	ACF02
9	Puercas de procepo	1	ACF02
10	Bujá	4	ACF02
11	Masa de refrigeración	1	ACF02
12	Ferrillo de cacha hexagonal 3/8" X 1"-8AUNF-2A-NH	8	comercial
13	Candilero	2	ACF02
14	Cuña	2	ACF02
15	Mótor	1	comercial
16	Soporte del motorreductor	1	ACF02
17	Engrane helicoidal	1	ACF01
18	Chumacera	2	ACF04
19	Orzasas de 1/4"	4	comercial
20	Ferrillo de cacha hexagonal 3/8" X 1 1/4"-10UNF-2A-NH	8	comercial
21	Placa superior	1	ACF02
22	Reductor	1	comercial
23	Prisionero	2	comercial (ACF02)
24	Ferrillo hexagonal de 1/16" X -8AUNF-2A-NH	8	comercial (ACF02)
25	Separador	1	ACF02
26	Ferrillo de cacha hexagonal 1/4" X 3"-8AUNF-2A-NH	4	comercial
27	Cuña con cacha tipo plano para esp de 3/4"	1	comercial

	PROYECTO	Mecanismo de Posicionamiento		
	PLANO DE	Conjunto Vista Frontal		
	RESPONSABLE	F. B. R.		REVISOR
	TÍTULO	PLAD-CP-RED-VFR		ESCALAS
ESD	1:2	FECHA	8/21/2009	
			PLANO No. MEC02	
			CLAVE	





NO.	DESCRIPCIÓN	CANT.	NO. PLANO / OBS.	NO.	DESCRIPCIÓN	CANT.	NO. PLANO / OBS.
1	Cuadrilero	4	MEF03	10	Motor 1/4HP-90VCD-175SRPH	1	Comercial
2	Cuskelero	2	MEF03	11	Reductor ESDI	1	Comercial
3	Plin	1	MEF01	12	Soporte del motor	1	Comercial
4	Engrase	1	MEF01	13	Tornillo Hex. 3/8"-24UNF-8000"	29	Comercial
5	Engrase	1	MEF01				
6	Soporte de rodamientos	1	MEF02				
7	Placa de referencia	1	MEF01				
8	Pasta	1	MEF03				
9	Gras	4	MEF03				

**CDM**

PROYECTO: *Mecanismo de Perforación*

CONTRATISTA: *Compañía Fide de Planta*

RESPONSABLE: *F. J. R.*

REVISOR: *...*

FECHA: *07/03/70*

NO. PLANO: *20003*

CLAVE: *...*

## CONCLUSIONES

Hemos aprendido que para concebir una máquina, se requiere de un cuidado y una atención meticulosa que no se aprecia a simple vista cuando se observa algo ya fabricado. No se necesita gran inteligencia para crear, se necesita poner interés y atención a lo que se hace, para ir encontrando poco a poco las razones y el porqué de los tamaños, formas, y materiales de cada pieza.

Cada forma, tamaño y material de las piezas de una máquina tienen su razón de ser y se idean de tal manera que una provoca un cambio en las dimensiones de la siguiente, y así sucesivamente hasta dar vuelta y provocar un cambio en la pieza inicial. De aquí deducimos que el diseño es un trabajo iterativo donde todas las piezas dependen de todas y por lo mismo siempre es factible **hacer mejoras** o por lo menos en nuestro diseño así lo es. Es por esto, que seguir un método de diseño sin mirar atrás o sin alguna iteración nos parece inadecuado.

Al final, los objetivos que se perseguían se cumplieron en su totalidad, sin embargo, siempre nos queda la duda de que algunas de las piezas las pudimos haber hecho mejor, tal como es el caso de las guías, piezas clave del sistema de guiado, que a pesar de que ahora el **mecanismo ya está funcionando correctamente**, aún persiste la duda de cómo modelar el sistema de guiado en una forma exacta y por lo mismo utilizar factores de seguridad menores.

Sin embargo, en lo personal, estamos muy contentos con el trabajo que realizamos, porque estamos conscientes de que realizamos nuestro mejor esfuerzo en concebir el *Mecanismo de Posicionamiento*.

## LISTA DE PARTES COMERCIALES

CANTIDAD	DESCRIPCION	MARCA	MODELO
1	Reductor tipo sin-fin corona	Morse	18GCDV
1	Motor DC	Baldor	
2	Rodamientos de rodillos cónicos	FAG	32304A
1	Tornillo de bolas recirculantes	Warner	R-1004
1	Cuñia Woodruff (3/16" x 7/8")		No. 607
31	Tornillos de 3/8" 24UNF 2A RH		SAE 5
4	Tornillos de 1/4" 28UNF 2A RH		SAE 5
8	Tornillos de 7/16" 24UNF 2A RH		SAE 5
1	Tuerca 3/4" ANSI B18.2-1972		SAE 5
4	Graseras de 1/4"		

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- Shigley, Joseph E.,  
Diseño en Ingeniería Mecánica,  
Cuarta Edición,  
Editorial McGraw-Hill.
  
- 2.- Black, Paul H., Adams,  
Machine Design,  
Tercera Edición,  
Editorial McGraw-Hill.
  
- 3.- Marks,  
Manual del Ingeniero Mecánico,  
Volúmenes I, II y III,  
Octava Edición,  
Editorial McGraw-Hill.
  
- 4.- Beer & Johnston,  
Mecánica de Materiales,  
Primera Edición,  
Editorial McGraw-Hill.
  
- 5.- Avner,  
Introducción a la Metalurgia Física,  
Segunda Edición,  
Editorial McGraw-Hill.
  
- 6.- Solís, Rodolfo; Nolasco, Jesús y Victoria, Angel,  
Geometría Analítica,  
Primera Edición,  
Programa de libro de texto universitario.

- 7.- Warner Electric Dana,  
Ball Bearing Screws (catálogo),  
Dana, 1983
  
- 8.- SKF,  
Rodamientos Lineales SKF (catálogo),  
Alemania.
  
- 9.- FAG,  
Programa Standar FAG (catálogo WL415I012SE),  
FAG Interamericana AG,  
Miami.
  
- 10.- Tectron S. A.,  
Motores de Corriente Directa de Imán Permanente para Aplicaciones de Velocidad Variable Línea 100 (catálogo),  
Tectron S. A.
  
- 11.- Magnetek Indiana General,  
SCR RATED DMDC MOTORS for fractional & integral horsepower,  
adjustable speed applications,  
Magnetek Indiana General.
  
- 12.- Morse Industrial,  
PT-88 Power Transmission Products  
Emerson Power Transmission Corp.,  
ITHACA, New York 14850.
  
- 13.- Dobrovolski, V. y Zablonki, K.,  
Elementos de Máquinas,  
Editorial Mir, Moscú 1970.

- 14.- Casillas A. L.,  
Máquinas Cálculos de Taller,  
33 º Edición 1984,  
Ediciones Máquinas.
- 15.- Gieck, Kurt,  
Manual de Fórmulas Técnicas,  
18 º Edición, 1981,  
Representaciones y Servicios de Ingeniería S. A.
- 16.- FAG,  
Aplicaciones Prácticas de Rodamientos (catálogo No. 00200/3SA)  
FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA,  
1983.