



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO.**

FACULTAD DE INGENIERIA

**DISEÑO DEL MODULO DE ACTUACION
PARA UN INTERRUPTOR ELECTRICO**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO
DE INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :**

HILDA ESTELA GARCIA ARRIAGA

Director de Tesis:

M en l Vicente Borja Ramírez

Mexico D.F

1993

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



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

1. ANTECEDENTES.	2
2. INTRODUCCIÓN	3
2.1 Planteamiento de la necesidad.	4
3. OBJETIVO	4
4. ESPECIFICACIONES DEL PROYECTO	5
4.1 Interruptores de potencia.	5
4.2 Interruptor	5
4.3 Características de operación del interruptor.	9
4.4 Límites de operación del interruptor	9
5. MÓDULO DE INTERRUPCIÓN.	11
5.1 Fuerza para accionar el módulo de interrupción.	12
5.2 Alternativas de solución.	14
5.3 Diseño de detalle del mecanismo biela-manivela	21
6. MÓDULO DE ACTUACIÓN	27
6.1 Especificaciones y restricciones	28
6.2 Diseño conceptual	28
6.3 Alternativas de solución	33
6.4 Evaluación y selección	51
6.5 Diseño de configuración	52
6.6 Diseño de detalle	60
6.7 Sistema estructural	63
6.8 Selección de partes comerciales.	66
7. COMENTARIOS Y CONCLUSIONES	69

PRESENTACIÓN

El proyecto diseño del módulo de actuación para un interruptor eléctrico se desarrollo en el Centro de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería.

Para la realización de este proyecto se contó con la colaboración de un equipo de trabajo integrado por:

M en I Vicente Borja Ramirez

Ing Omar Baltodano Prado

Virgilio Padilla

Juan Manuel Loyo

1. ANTECEDENTES.

Los sistemas de distribución, tienen como función suministrar a los consumidores energía eléctrica producida en las plantas generadoras y que a través del sistema de transmisión llega a las subestaciones de distribución.

Un sistema de distribución comprende: los alimentadores primarios que parten de las subestaciones de distribución, los transformadores de distribución que reducen la tensión al valor de utilización de los clientes y los circuitos secundarios hasta la entrada de la instalación del consumidor.

2. INTRODUCCIÓN

En México, la Comisión Federal de Electricidad (CFE) necesita emplear interruptores como medio de protección en las líneas de distribución y en caso de fallas en las mismas. Las fallas pueden ser temporales o permanentes.

Las temporales pueden ser debidas a ramas movidas por el viento, ramas rotas sobre conductores o sobretensiones inducidas durante tormentas eléctricas. Las permanentes pueden deberse a la caída de una torre o rotura de alguna línea de distribución.

El fenómeno transitorio más frecuente en las fallas temporales, es el causado por sobretensiones inducidas durante tormentas eléctricas.

Un sistema de protección ideal debe ser capaz de diferenciar los fenómenos transitorios, que no causan daños en los equipos y que deben ser ignorados, de las fallas permanentes.

Generalmente, las consideraciones económicas, dictan que debido al reducido número de consumidores conectados a algún alimentador, el equipo de interrupción (seccionamiento) debe ser económico.

Actualmente, los dispositivos de interrupción (seccionamiento) requieren por lo general del restablecimiento o sustitución del elemento interruptor, por lo que los tiempos de interrupción del servicio y los costos de operación se ven severamente incrementados.

La Comisión Federal de Electricidad cuenta con interruptores que para restablecerlos, después de haber sido accionados, es

necesario acudir físicamente a ellos, incrementando su costo, mantenimiento y retrasando su puesta en servicio.

2.1 Planteamiento de la necesidad.

Con base en lo anterior el Instituto de Investigaciones Eléctricas propone el desarrollo de un interruptor económico, con un medio aislante e interruptivo en una atmósfera de SF₆ (hexafloruro de azufre), control electrónico y facilidades de telecomando que permita resolver los problemas antes planteados además de la integración en los futuros sistemas automatizados de distribución.

Para simplificar el diseño se divide el proyecto en diferentes módulos y se forman equipos de trabajo para cada uno de ellos.

Para el diseño de los módulos de actuación e interrupción, se pide la colaboración del Centro de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería, de la UNAM.

3. OBJETIVO

El objetivo para el Centro de Diseño Mecánico en este proyecto es el diseño del módulo de actuación e interrupción para un interruptor de potencia.

4. ESPECIFICACIONES DEL PROYECTO

4.1 Interruptores de potencia.

Se define como apartamenta eléctrica a los aparatos de maniobra, regulación, seguridad o control y los accesorios de canalización utilizados en las instalaciones eléctricas. La apartamenta eléctrica de alta tensión cubre el conjunto de aparatos alimentados por tensiones superiores a 1000 V de corriente alterna.

Los aparatos de corte son aparatos de conexión y desconexión destinados a asegurar la continuidad y discontinuidad de los circuitos eléctricos de alta tensión.

Dentro de los aparatos de corte se encuentran los interruptores de potencia, estos son utilizados para abrir y cerrar líneas de distribución bajo carga, cuyos contactos pueden desconectar la carga nominal y corriente de sobrecarga de la red.

4.2 Interruptor

El interruptor a desarrollar estará integrado por cinco módulos:

a) Módulo de detección:

Sensará las condiciones eléctricas del sistema en el lado de la fuente del equipo.

b) Módulo de interrupción:

Desconectará y conectará la línea de distribución de la fuente, mediante un enchufe de tulipán. Estará integrado principalmente por un contacto fijo y uno móvil inmersos en un gas aislante a un valor adecuado de presión dentro de un botellón el cual está en un contenedor herméticamente cerrado con gas a otra presión. En la figura 4.1 se presenta el interruptor.

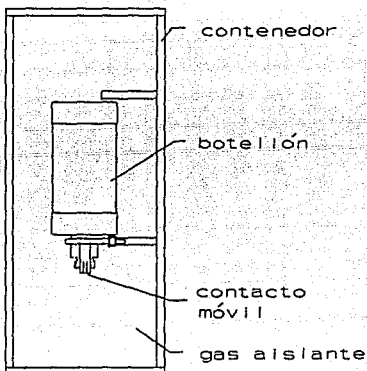


Figura 4.1 Diagrama del módulo de interrupción.

c) Módulo de actuación:

Efectuará las operaciones de apertura y cierre en el módulo de interrupción al recibir la señal correspondiente del módulo de control.

El mecanismo de actuación elegido deberá accionarse con un mínimo de energía. Además, deberá estar diseñado para actuar tres ciclos de operación sin recibir alimentación de energía externa, es decir deberá contar con un sistema de almacenamiento de energía mecánica para ser liberada en el momento que se desee.

El módulo de actuación estará diseñado con base en los siguientes parámetros:

- * Velocidad de apertura 2.5 m/s.
- * Velocidad de cierre 2.5 m/s.
- * Carrera de desplazamiento 4 cm.
- * Vida útil 10 000 ciclos
- * Masa del contacto móvil 200 gr.
- * Fuerza de oposición al cierre
entre contactos 10 Kg
- * El disparo se efectúa a través de un solenoide de baja potencia que actúa un trinquete.

d) Módulo de control:

Realizará las operaciones lógicas necesarias para efectuar la apertura y cierre del interruptor a través del módulo de actuación. Efectuando las funciones de conteo de las aperturas del equipo de respaldo ¹, sensando el nivel de voltaje y de corriente. También contará con dispositivos que permitan programar el número de conteo y los tiempos de restablecimiento para alcanzar la apertura en su modo de operación automática.

¹ Equipo de respaldo: es el conjunto de interruptores que se encuentran en las líneas de distribución o en las subestaciones.

e) Módulo de comunicación.

Recibirá y transmitirá señales que permitirán conocer las variables eléctricas del sistema así como el modo de operación en que se encuentra el interruptor. Además enviará señales al módulo de control para la operación de apertura y cierre a control remoto.

En la figura 4.2 se muestra el diagrama modular del interruptor. El módulo de detección sensa las condiciones eléctricas. El módulo de control realiza las operaciones lógicas para efectuar la apertura o cierre del interruptor a través del módulo de interrupción. Y el módulo de comunicación transmite y recibe las señales que permiten conocer el modo de operación en el que se encuentra el interruptor.

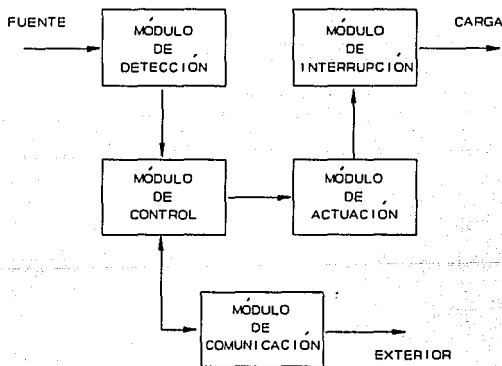


Figura 4.2 Diagrama modular del interruptor

4.3 Características de operación del interruptor.

Operación Automática Bajo Condiciones de Corto Circuito.

El dispositivo actuará cuando el equipo de respaldo (interruptor de la subestación) realice la apertura efectuando el conteo de las operaciones de apertura dentro de la secuencia de operación de los interruptores.

Este equipo considerará fallas temporales las que propicien la operación de apertura del equipo de respaldo una sola vez. Si la falla ocasiona una segunda operación, se considerará como falla permanente y el interruptor realizará operaciones programadas en forma local para lograr la localización y aislamiento de la sección bajo falla.

Discriminación de Corriente Inrush.²

La lógica de este dispositivo incluirá la característica de funcionamiento para reconocer e inhibir la respuesta a fuentes de corriente Inrush.

4.4 Límites de operación del interruptor

El desarrollo de este interruptor está visualizado para cubrir las necesidades en la reconfiguración de las redes automatizadas de distribución y la liberación de fallas de los mismos.

² Corriente Inrush. Son picos de corriente generados por arranque de motores o transformadores

Consideraciones para el diseño:

- * Su apertura se realizará en el intervalo de tiempo muerto del dispositivo de respaldo.
- * No operará durante condiciones de corriente Inrush de transformador.
- * El montaje deberá ser ajustable a los requerimientos existentes en las redes de distribución.
- * Estará constituido por módulos de fácil reposición.
- * Deberá contar con alimentación autónoma.
- * Las partes móviles no estarán expuestas a la intemperie.
- * Costo económico con respecto a equipos existentes.

5. MÓDULO DE INTERRUPCIÓN.

Como restricción de diseño se tiene que el interruptor debe ser un enchufe de tulipán el cual se encuentra dentro de un botellón inmerso en gas, cerrado herméticamente. El interruptor está integrado principalmente de un contacto fijo y un contacto móvil como se muestra en la figura 5.1.

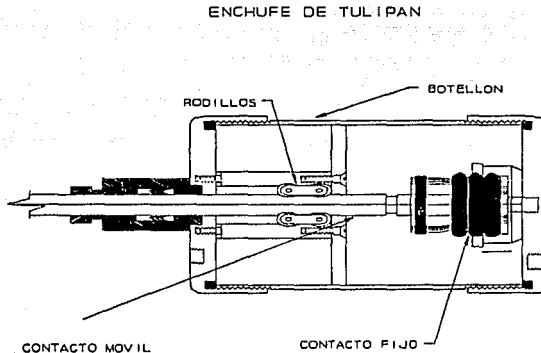


Figura 5.1 Diagrama del enchufe de tulipán

Al iniciar el proyecto, ya se contaba con un sistema interruptivo, pero aunque estaba totalmente construido, no se tenían datos de la fuerza mecánica necesaria para desplazar el contacto móvil del mismo, además de que existían fugas de gas en el

botellón, por lo que se realizaron algunas pruebas para determinar la fuerza, y sugerir soluciones para evitar la fuga de gas.

El Instituto de Investigaciones Eléctricas suministró un prototipo de cámara y contactos, en el cual se desarrollaron pruebas para determinar la magnitud de la fuerza necesaria para el cierre y la apertura de los contactos móviles del módulo de interrupción.

5.1 Fuerza para accionar el módulo de interrupción.

En el laboratorio de Pruebas Mecánicas de la Facultad de Ingeniería se realizaron las pruebas en el prototipo. Para medir la fuerza requerida en el enchufe (en la conexión o desconexión) se colocó el prototipo que se tenía en la máquina universal de ensayos, servo- hidráulica, Instron modelo 1331 y se midió la fuerza buscada.

Las pruebas se realizaron varias veces utilizando diferentes empaques en la boquilla de la cámara. Se emplearon tres tipos diferentes de empaques:

- a) Empaque "O" Ring tipo Polipak.
- b) Empaque "O" Ring de un solo labio.
- c) Empaque "O" Ring tipo dona.

a) Prueba de "O" Ring tipo Polipak.

Con este tipo de sellos no existían fugas de gas en la cámara, pero la fuerza necesaria para el cierre y la apertura siempre

sobrepasó los 30 Kg por vástago (el interruptor contiene tres, uno por fase), además de que había una gran dispersión en los valores obtenidos, esto debido a que las guías del vástago no estaban centradas al eje del mismo (contacto móvil).

b) Prueba del "O" Ring de un solo labio.

En esta prueba se obtuvieron lecturas de la fuerza del cierre y apertura de 20 Kg en promedio por vástago, pero con este tipo de sello siempre existieron fugas en la cámara, observándose además que estas ocurrían durante la carrera del contacto móvil, por lo que este tipo de sello no resultó conveniente.

c) Prueba de "O" Ring tipo dona.

Los distribuidores de empaques recomendaron para la aplicación de vástago con carrera, el sello tipo dona con caja de alojamiento. De las pruebas que se hicieron se obtuvieron muy buenos resultados en cuanto a la fuerza de cierre apertura (de 7 Kg en promedio) aunque con este tipo de sello no se logró el hermetismo total en la cámara presurizada.

Con los resultados anteriores se llegó a las siguientes conclusiones:

* Se estableció para el prototipo del módulo de actuación una fuerza de 10 Kg de oposición al cierre y a la apertura como parámetro de diseño.

* Fue necesario corregir el diseño de la parte móvil del interruptor, con la finalidad de que: la cámara presurizada no presentara fugas al utilizar los sellos "O" Ring tipo dona con los que se obtuvieron las fuerzas de menor magnitud; y así las guías estuviesen alineadas y centradas con respecto al eje del contacto móvil.

Para el diseño del mecanismo que accione el interruptor se consideraron las características fijadas como salida del módulo de actuación. El módulo de actuación proporcionará al de interrupción un par a una velocidad angular, por lo que las opciones planteadas se enfocaron a conseguir, a partir de un par con ciertas características de velocidad y aceleración angular, un movimiento lineal de 4 cm en ambas direcciones.

5.2 Alternativas de solución.

Se generaron principios de funcionamiento para el diseño del mecanismo, considerando como entrada del sistema una velocidad y par angular; como salida un desplazamiento de 4 cm a 2.5 m/s.

Algunas de las alternativas que se consideraron se presentan a continuación:

- * Mecanismo a base de poleas.
- * Mecanismo biela-manivela.
- * Mecanismo de barra articuladas.
- * Mecanismo piñón y cremallera.

*** Mecanismo a base de poleas y banda.**

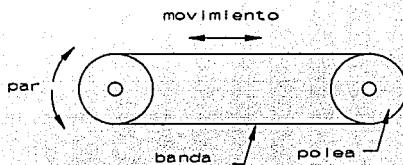


Figura 5.2 Alternativa a base de poleas y banda.

En esta alternativa, para que se torne alternante el movimiento, el par debe cambiar la dirección de giro.

*** Mecanismo biela-manivela**

Se obtiene un movimiento lineal alternante en la corredera unida a la biela a partir de un giro, en una sola dirección, en la manivela.

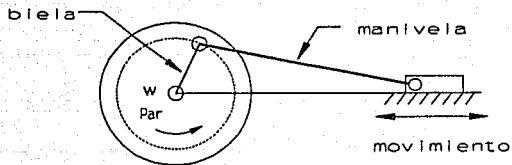


Figura 5.3 Alternativa mecanismo biela-manivela

*** Mecanismo de barras articuladas**

Puede requerir o no que el par de entrada varíe su sentido de giro.

En el caso de que cambie su sentido el par de entrada, el mecanismo es relativamente sencillo. Si no se permite que cambie su sentido el par, es necesario acoplarle un mecanismo inversor.

* Piñón y Cremallera

En esta opción es necesario que el piñón cambie su sentido de giro.

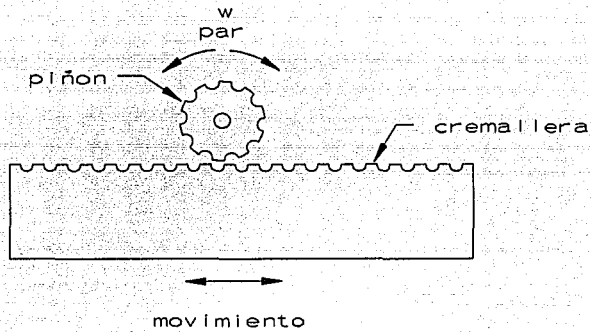


Figura 5.4 Alternativa piñón y cremallera.

Evaluación de las alternativas

Los criterios principales utilizados para seleccionar la mejor alternativa del mecanismo que desplazará el contacto móvil fueron:

- * Comportamiento cinemático y dinámico durante el movimiento.
- * Complejidad de fabricación.

El mecanismo pifon y cremallera se le tiene que acoplar otro mecanismo para poder invertir el sentido de giro, al igual que el mecanismo con poleas y banda; por lo que estas alternativas quedaron descartadas.

El mecanismo de barras con inversor presentó las siguientes características:

La velocidad requerida en los vástagos de 2.5 m/s promedio, se alcanza de forma muy lenta, ocasionando que cuando el vástago móvil está en contacto con el fijo y se va a separar, la velocidad establecida no se alcanza aún por lo que se corre el riesgo de que exista arco eléctrico. Al final de la carrera la velocidad es tres veces mayor que la solicitada, lo cual tampoco es conveniente debido al choque.

El mecanismo biela-manivela presenta las siguientes características:

Parte de velocidad cero, pero la aceleración de la corredera, es tal que al llegar a la posición de desconexión (aproximadamente 1 cm de carrera) ha llegado a la velocidad promedio requerida. Con el uso de este mecanismo no se tienen problemas de choque. En la

NO

Exista

Pagina

5.3 Diseño de detalle del mecanismo biela-manivela

Para obtener las dimensiones del mecanismo se partió de la restricción de carrera de 4 cm, por tanto, la longitud de la manivela es de 2 cm.

Para definir las dimensiones de la biela, se consideraron diferentes dimensiones de ellas realizando el cálculo cinemático del mecanismo. De estos resultados se hicieron gráficas que mostraron el comportamiento del mecanismo para diferentes longitudes de biela representado por θ (ver figura 5.7). En estas gráficas las abscisas representan la posición de la manivela en grados, la cual varía de 0 a 180°, y las ordenadas representados por ω la velocidad angular necesaria para tener en la corredera 2.5 m/s.

Mientras se mantuvo constante la manivela en 2 cm, se probaron diferentes longitudes de bielas.

Conocer la variación de la velocidad angular de la manivela fue necesario en el diseño del módulo de actuación, para determinar el comportamiento del mecanismo en la zona crítica (en la desconexión aproximadamente a 1 cm de distancia entre contactos).

En las figuras se señala la zona crítica. Nótese que en esta zona se requiere la menor velocidad angular en la manivela para que la corredera se mueva a 2.5 m/s.

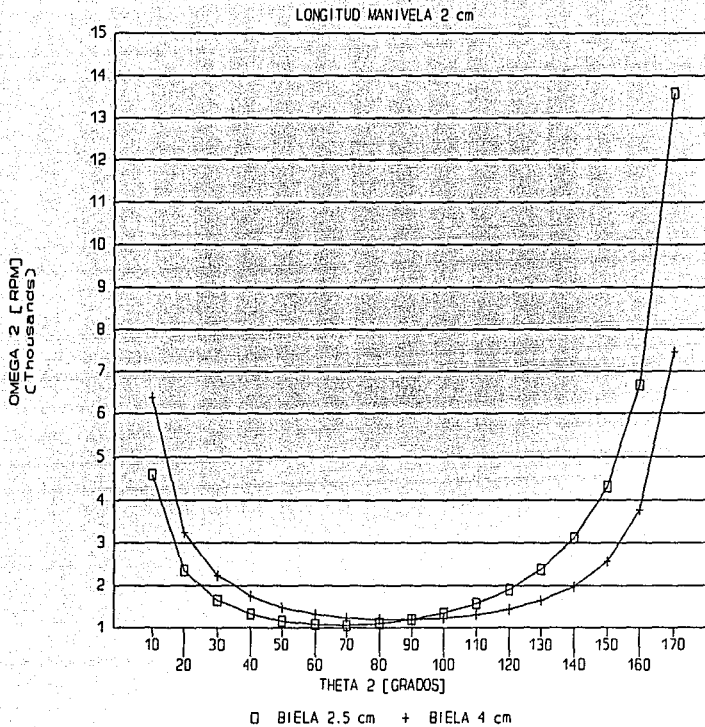


Figura 5.7.a Comportamiento cinemático del mecanismo biela-manivela

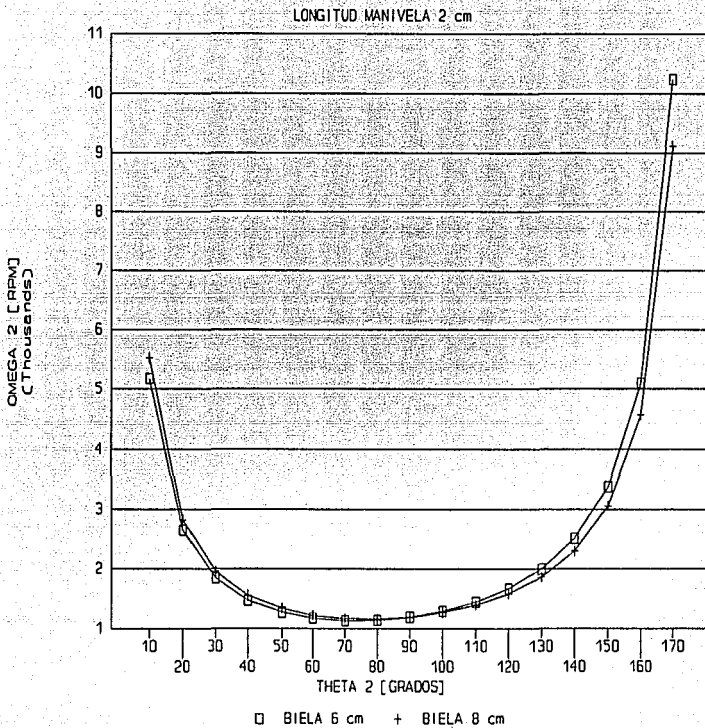


Figura 5.7.b Comportamiento cinemático del mecanismo biela-manivela.

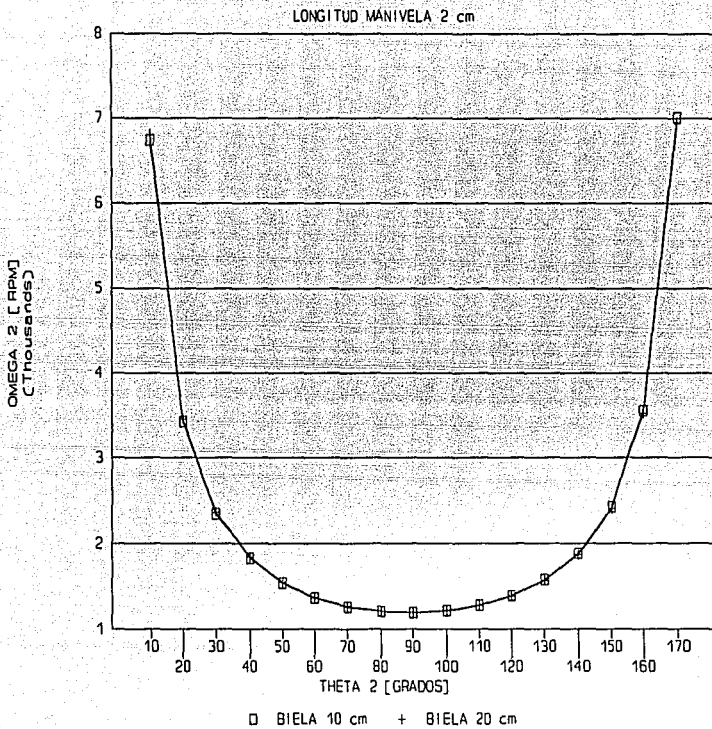


Figura 5.7.e Comportamiento cinemático del mecanismo biela-manivela.

Del análisis anterior, resultó que para bielas de pequeña longitud (3 cm), las velocidades angulares que se requerían para mantener la velocidad en la corredera eran un poco más bajas que para bielas grandes (10 cm), pero se observó que para ciertas posiciones del mecanismo se tenían componentes de fuerzas elevados en direcciones perpendiculares al movimiento de la corredera, algo no deseado.

Para minimizar la componente de fuerza de la biela sobre la manivela era necesario aumentar la longitud de la primera (véase figura 5.8) pero con esto, se incrementaba el espacio ocupado por el mecanismo.

De esta forma, se optimizó la longitud de la biela al observar que aunque creciera a una longitud relativamente grande, la componente de fuerza perpendicular al movimiento de la corredera ya no crecía más.

Así, se decidió por una biela de 10 cm con lo cual el comportamiento del mecanismo en relación al espacio ocupado es óptimo.

Los demás parámetros geométricos de todos los elementos del mecanismo biela-manivela, así como los materiales, se diseñaron y escogieron a partir del cálculo de esfuerzos y las condiciones del medio en donde actuará éste. Los planos correspondientes se presentan en el Anexo 2.

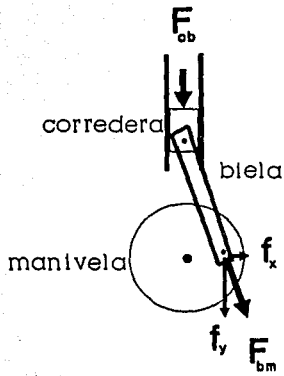


Figura 5.8 Esquema de fuerzas en la unión
corredera-
biela y biela-manivela.

donde:

F_{bm} = fuerza de la biela
sobre la manivela.

F_{ob} = fuerza de la corredera
sobre la biela.

6. MÓDULO DE ACTUACIÓN

Para entender la función del módulo, se visualizó como una caja negra, cuya señal de entrada era un pulso eléctrico de baja potencia y cuya señal de salida era un movimiento angular (como se muestra en la figura 6.1) acoplada a una flecha, que accionará los contactos móviles para realizar las operaciones de apertura-cierre. Considerando que las operaciones se deben realizar sin alimentación de energía externa durante su operación.

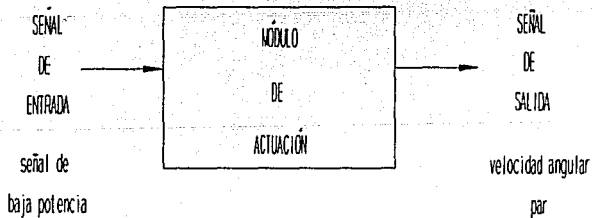


Figura 6.1 Diagrama del módulo de actuación

6.1 Especificaciones y restricciones

Los límites de diseño que debe de cumplir este interruptor deben satisfacer la norma ANSI C37.63-1984.

A continuación se presentan algunas de las especificaciones con las que debe cumplir el módulo de actuación:

* Límites de temperatura ambiente	-10 a 65 ° C
* Medio aislante e interruptivo	SF ₆
* Presión interna	4 atm
* Desplazamiento del electrodo móvil:	4 cm
* Velocidad de apertura	2.5 m/s
* Velocidad de cierre	2.5 m/s

6.2 Diseño conceptual

Después del análisis del problema, se llegó a la conclusión de que los requerimientos operativos que se debían contemplar eran:

- a) Movimiento angular.
- b) Almacenamiento de energía.

La función de cada uno de los requerimientos operativos es la siguiente.

a) Movimiento angular.

Su función es mover una flecha a determinado par y velocidad angular para transmitirlo posteriormente.

c) Almacenamiento de energía.

Su función es almacenar energía suficiente para realizar las tres operaciones de cierre-apertura.

Alternativas conceptuales

Se presentan algunas alternativas conceptuales de los requerimientos funcionales con los que debe cumplir el módulo de actuación.

Movimiento angular: mecanismos que generen movimiento angular

- * Mecanismos de 3 y 4 barras articuladas.
- * Piñón y cremallera.
- * Poleas y banda.
- * Resorte de torsión.
- * Imanes.

Movimiento lineal: Mecanismos que generan movimiento lineal.

- * Solenoide.
- * Resorte helicoidal.
- * Dos resortes helicoidales encontrados.
- * Imanes.
- * Mecanismos de barras articuladas.

Transmisión de movimiento angular a movimiento lineal alternante:

- Mecanismos que necesitan algún dispositivo que invierta el sentido de giro.
 - * Tornillo de bolas recirculantes.
 - * Mecanismo de 3 ó 4 barras.

- Mecanismos que no necesitan dispositivos que inviertan el sentido de giro.
 - * Mecanismo biela-manivela-corredera.
 - * Leva corredera.

Ajuste de velocidad: Dispositivos que permitan ajustar la velocidad de apertura y cierre de los contactos móviles.

- * Mediante el diseño de los elementos que generan el movimiento angular.

- * Mediante un dispositivo externo al mecanismo que genere el movimiento angular: elemento friccionante, amortiguadores.

Almacenamiento de energía: Dispositivos capaces de almacenar energía.

- * Medios mecánicos: resorte helicoidal
resorte de compresión
contrapeso

- * Medios eléctricos: baterías recargables
baterías no recargables
energía solar
energía eólica

Conteo de ciclos: Dispositivos capaces de controlar los ciclos de operación.

- * Programación mecánica
- * Sensores eléctricos
- * Dispositivos electrónicos.

Detección de señal: Dispositivos que detecten la señal que mande el módulo de control.

- * Transistores mecánicos regulados por medios eléctricos.
- * Actuación de un solenoide con trinquete.

Considerando las alternativas funcionales se generaron diversas alternativas de configuración.

Para facilitar el diseño del módulo de actuación se dividió en sistemas, a continuación los presentamos:

- a) Sistema Fuente.
- b) Sistema de Almacenamiento de Energía.
- c) Sistema Dosificador.
- d) Sistema de Transmisión.
- e) Sistema Estructural.

Cada uno de los sistemas cumplen una función determinada interrelacionada con la función de los demás, en la figura 6.2 se presenta un diagrama del módulo de actuación, dividido en sistemas; además se presenta la relación que tienen con los demás sistemas:

a) Sistema Fuente.

La función de este sistema es la de proveer de energía mecánica, al sistema de almacenamiento a partir de energía eléctrica. Esta energía la puede tomar de las líneas que conecta el

módulo de interrupción. Dicha energía debe ser suficiente para realizar todas las operaciones en las condiciones de velocidad establecidas.

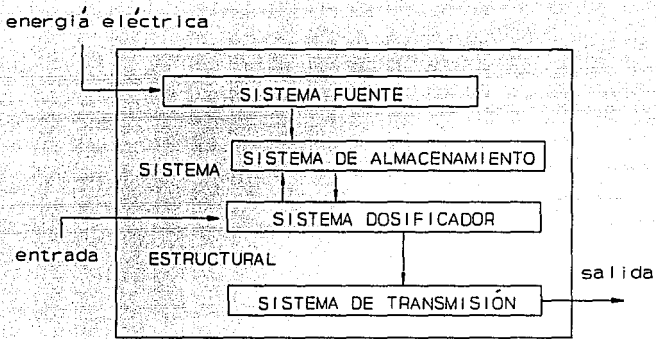


Figura 6.2 Diagrama del Módulo de Actuación por sistemas

b) Sistema de Almacenamiento.

Este sistema deberá contar con un dispositivo que sea capaz de almacenar energía mecánica, para entregarla posteriormente al sistema de transmisión, con determinada velocidad y par.

c) Sistema Dosificador.

Este sistema libera la energía del sistema de almacenamiento, mediante una señal eléctrica de baja potencia del módulo de

control. El sistema sólo debe liberar la energía necesaria para realizar una operación de apertura o cierre y no permitir que se libere el resto de la energía, manteniendo cargado al sistema de almacenamiento para posteriores actuaciones.

d) Sistema de Transmisión.

El sistema de transmisión recibe la potencia proveniente del sistema dosificador, modifica par y velocidad angular, para transmitirla al módulo de interrupción con las características especificadas.

e) Sistema Estructural.

El objetivo del sistema estructural es ubicar y proteger al resto de los sistemas.

6.3 Alternativas de solución

Considerando las alternativas conceptuales y los sistemas antes mencionados se generaron diversas alternativas de solución combinándose para obtener diferentes opciones.

Se realizó el análisis de cada uno de los elementos considerando la función que desempeñan, sus restricciones y los requerimientos de cada uno de ellos. Realizando después diferentes arreglos.

Uno de los primeros elementos que se eligieron fue un resorte como medio para almacenar energía mecánica. A partir de esto se desarrollaron dos alternativas de configuración, en la primera se utilizó un resorte de torsión y en la segunda alternativa un resorte de compresión.

En la primer alternativa la energía se almacena en el resorte mediante un par y una velocidad angular. Primer se realizó el cálculo cinemático y dinámico del mecanismo, para conocer la energía que debía almacenar el resorte y de esa forma realizar los tres ciclos de operación. Se obtuvo que se necesita un par de 300 lb pulg aproximadamente en el eje motriz. Por lo anterior se seleccionó un motorreductor de 310 lb-pulg.

Para transmitir la energía del motorreductor al resorte tenemos un trinquete actuado con resorte. El trinquete permite el movimiento en el sentido de giro del motor y lo evita en el sentido inverso.

En el otro extremo del resorte se encuentran dos engranes los cuales transmiten el par y la velocidad angular al módulo de interrupción. Se tiene además un freno de control actuado por solenoide, el cual recibe la señal eléctrica proveniente del módulo de control, para realizar las operaciones de apertura o cierre del módulo de actuación. En la figura 6.3 se presenta el diagrama de bloque de esta alternativa.

En la figura 6.4 se presenta el diagrama de configuración de la alternativa en la cual se utiliza como sistema de almacenamiento un resorte de torsión, en ella se puede apreciar la disposición de los elementos que lo integran.

DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA ALTERNATIVA CON RESORTE DE TORSION

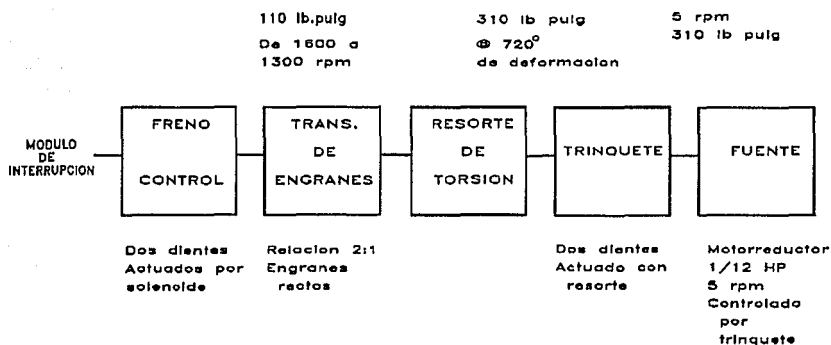


Figura 6.3 Diagrama de bloques de la alternativa con resorte de torsión.

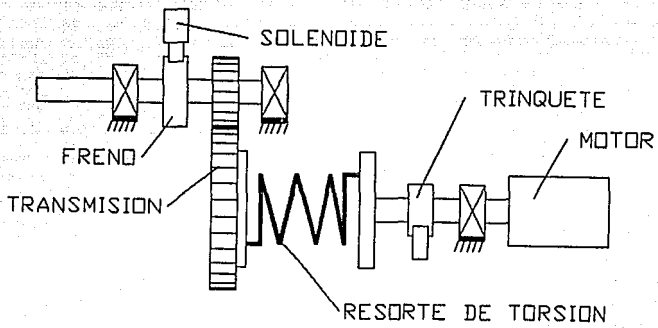


Figura 6.4 Configuración de la alternativa con resorte de torsión.

Para el caso en el que se utilizó el resorte de compresión, tenemos como sistema fuente un motorreductor. El par y velocidad angular de salida del motorreductor se transmiten a el husillo ³ de un tornillo de bolas recirculantes. El embrague 1 ver figura 6.6 permite el giro sólo en el sentido del motor. En el extremo opuesto del resorte se encuentra el embrague 2 que no permite giro cuando se está almacenando energía. Solo cuando el módulo de control manda la señal eléctrica correspondiente al solenoide, éste desactiva al freno de control, que permitiendo el giro para realizar los ciclos de operación. En la figura 6.5 se presenta esta alternativa.

En la figura 6.6 se muestra el diagrama configuración de la alternativa en la cual se utiliza como sistema de almacenamiento el resorte de compresión, en ella se puede apreciar la disposición de los elementos que lo integran.

³ El tornillo de bolas transforma el movimiento angular del husillo en desplazamiento lineal en su tuerca.

DIAGRAMA DE BLOQUES

DE LA ALTERNATIVA CON RESORTE DE COMPRESION

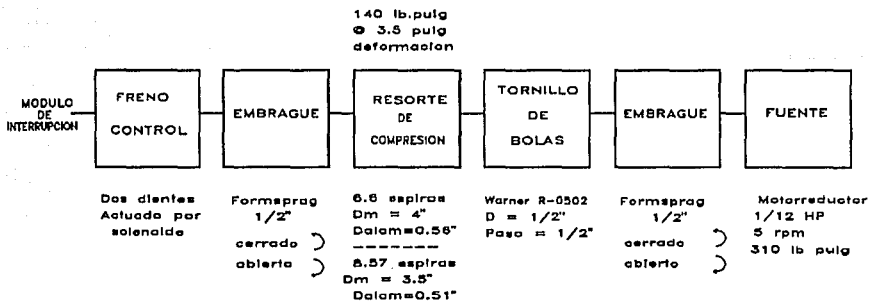


Figura 6.5 Diagrama de bloques de la alternativa con resorte de compresión.

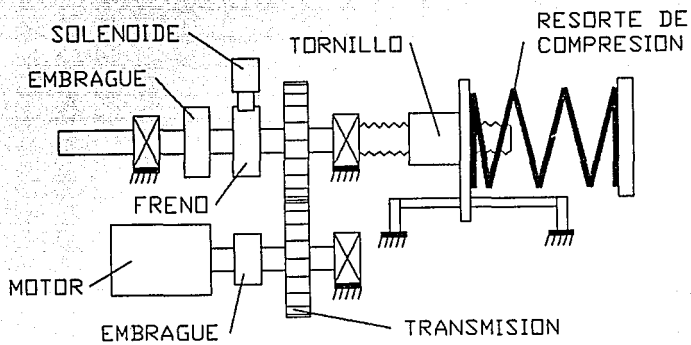


Figura 6.6 Configuración de la alternativa con resorte de compresión.

Se analizaron las alternativas de configuración. Se revisaron los sentidos de giro del embrague, del clutch, del almacenamiento y liberación de energía en los resortes ⁴. Se hizo el cálculo para el diseño del resorte en cada alternativa.

Se elaboraron diagramas de la secuencia de operación de las opciones para verificar la lógica de funcionamiento.

En la figura 6.7 se presenta la configuración general de la opción con resorte de compresión. Se puede observar el sentido de giro del motorreductor. En este caso el freno, permite movimiento y hace que el husillo gire, desplazando su tuerca que se encuentra unida a una placa. La placa al desplazarse comprime el resorte. En este sentido el freno, no permite el giro.

MOTOR ACTIVADO	giro
FRENO 1 TRANSMITE	giro
EMBRAGUE NO TRANSMITE	giro

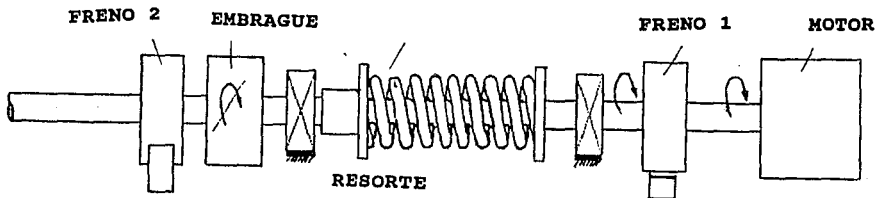


Figura 6.7 Configuración general de la opción con resorte de compresión.

⁴ Mas adelante llamaremos sentido "de carga" y "de descarga".

En la figura 6.8 se presenta el estado en el cual el resorte almacena la energía suficiente para las tres actuaciones. El solenoide 1 y el solenoide 2 están cada uno activando a su respectivo freno.

RESORTE CARGADO
DESPLAZAMIENTO DE LA TUERCA

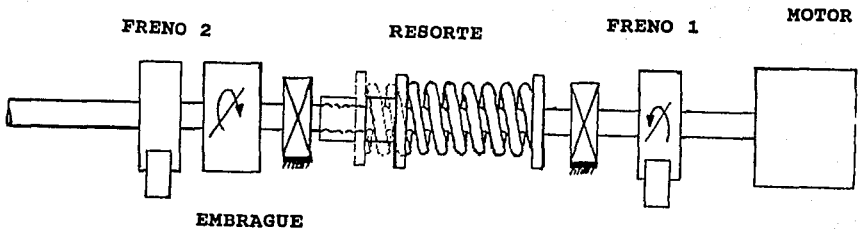
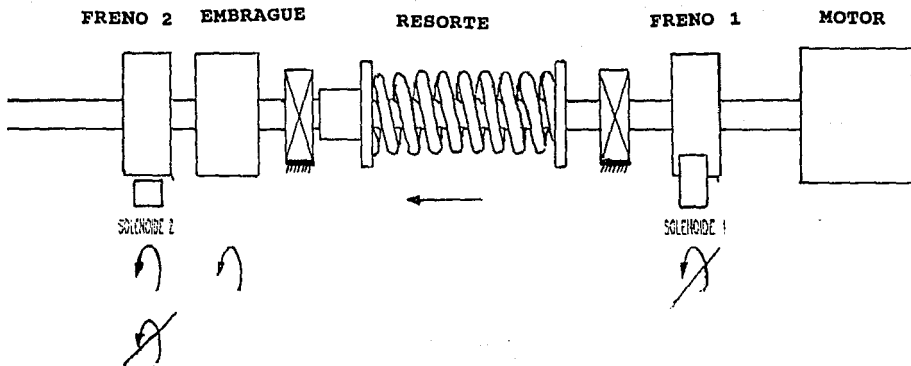
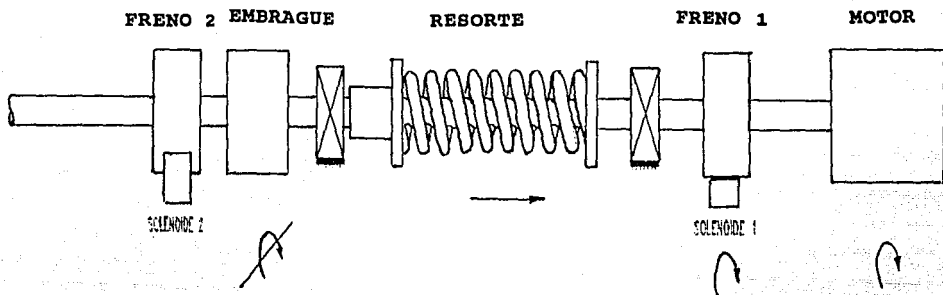


Figura 6.8 Almacenamiento de energía en el resorte

Figuras 6.9 Secuencia de operación.



Después se corrigieron las alternativas de solución, con los elementos elegidos para cada sistema. A continuación presentamos las dos alternativas de solución ya corregidas.

Opción con resorte de compresión.

Se presentan a continuación los sistemas con los respectivos elementos que los constituyen:

El sistema fuente es un motorreductor con una transmisión de engranes y un clutch.

El sistema de almacenamiento está constituido por un resorte de compresión de alta capacidad y un tornillo de bolas recirculantes.

El sistema dosificador es un freno actuado por un solenoide y un embrague.

El sistema de transmisión está constituido por un par de engranes.

La función del embrague y el clutch es similar, permitir el giro sólo en un sentido. En adelante utilizaremos el término de clutch al referirnos al elemento que permite el paso de la energía que proviene del motorreductor y la transmite al resorte, ya sea al resorte de torsión o al de compresión. Emplearemos el término de embrague al referirnos al elemento que acoplado al módulo de actuación con el módulo de interrupción. Lo anterior con la finalidad de no confundir los elementos.

En la figura 6.13 se presenta la configuración utilizando un resorte de compresión:

Secuencia de operación.

El motorreductor, por medio de engranes y un clutch, hace girar en un sentido, "de carga", al husillo del tornillo de bolas recirculantes.

La tuerca del tornillo de bolas está unida a una placa que sujeta al resorte de compresión, la cual no le permite girar. Por lo anterior, cuando gira el husillo, la tuerca se desplaza longitudinalmente sobre él comprimiendo el resorte.

Cuando se ha almacenado la energía suficiente en el resorte, se detiene el motorreductor y se desacopla el clutch. El resorte tiende a recuperar su forma original haciendo girar en sentido contrario al husillo, pero esto es impedido por un freno mecánico.

El freno sólo permite el giro del husillo en el sentido "de carga" del resorte. Se evita la transmisión del movimiento al módulo de interrupción por medio de un embrague que sólo lo acopla con el de actuación cuando el husillo gira en sentido contrario al "de carga", sentido "de descarga",

Cuando se desea actuar al módulo de actuación, el módulo de control envía una señal que acciona el solenoide del sistema dosificador. El solenoide libera al freno mecánico y esto permite que el resorte libere parte de su energía girando al husillo en sentido de descarga. El freno está diseñado para permitir la deformación del resorte necesaria para una operación de cierre o apertura del módulo de interrupción. Dependiendo del sentido de rotación, el embrague conecta a los módulos de actuación e interrupción.

Opción con resorte de torsión

En esta alternativa el sistema fuente es un motorreductor y un trinquete.

El sistema de almacenamiento está constituido por un resorte de torsión.

El sistema dosificador es un freno actuado por un solenoide.

El sistema de transmisión está integrado por engranes.

En la figura 6.14 presentamos la configuración utilizando un resorte de torsión:

El motorreductor gira en el sentido "de carga" para deformar al resorte de torsión. Mientras se carga al resorte, el freno impide que se mueva el módulo de interrupción. Cuando se ha almacenado la energía necesaria se detiene el motorreductor y se impide que se libere la energía almacenada del resorte por medio de un trinquete que sólo gira en el sentido "de carga".

Cuando se desea actuar el módulo de actuación, el módulo de control envía una señal que acciona al solenoide del sistema dosificador. El solenoide libera al freno mecánico y esto permite que el resorte libere parte de su energía, haciendo girar a los engranes, uno de ellos se acopla al eje que transmite movimiento al módulo de interrupción. El freno está diseñado para permitir la deformación necesario del resorte para realizar una operación de cierre o apertura.

6.4 Evaluación y selección

Tomando en cuenta la simplicidad y número de componentes de cada una de las opciones planteadas, se puede apreciar que es recomendable el empleo del resorte de torsión, sin embargo, presenta varias desventajas.

De acuerdo a las investigaciones realizadas referentes a la utilización de resortes como medios de almacenamiento de energía, se encontró que los de torsión, debido a los tipos de esfuerzos a los que se le somete, no son recomendados para desarrollar trabajos que implican muchas operaciones debido a que pueden presentar falla por fatiga.

Otro punto que causa complicaciones con la operación del resorte de torsión, es que para lograr seis actuaciones, se requiere que el resorte entregue tres revoluciones (o vueltas) en la flecha de salida, por que cada ciclo de operación requiere una.

Debido a que no se recomienda deformar un resorte de torsión más de 520°, es obligado tener un sistema de transmisión grande que nos genere, a partir de las pequeñas deformaciones del resorte, todas las revoluciones necesarias a la salida. Pero el inconveniente es que al ser una transmisión que nos aumenta las revoluciones a la salida, en la misma proporción disminuye el par, lo que hace crecer al resorte para mantener el par requerido en la flecha de salida y cae de este modo dentro de diseños especiales que aumentan mucho el costo de fabricación.

Además de lo anterior, después de consultar varias casas fabricantes de resortes, se encontró que, por lo general, no poseen los materiales ni la maquinaria adecuada para la fabricación de un resorte de torsión con las características requeridas.

Por otro lado, se consultó a personas dedicadas a la reparación e innovación de interruptores de alto voltaje, quienes recomendaron el uso de resortes de compresión preferiblemente a los de torsión.

Después de un análisis minucioso en cuanto a las facilidades de fabricación y en el funcionamiento de los resortes, se tomó la decisión de desarrollar la alternativa del resorte de compresión, cuya forma geométrica y operativa facilita su manejo para almacenar la energía necesaria en las actuaciones sin necesidad de incrementar su espacio.

6.5 Diseño de configuración

Una vez hecha la selección en la etapa anterior, se crearon variaciones cambiando la posición relativa de los componentes de los sistemas.

En la figura 6.13 presentamos la configuración utilizando un motorreductor a 90 ° con respecto al eje del husillo.

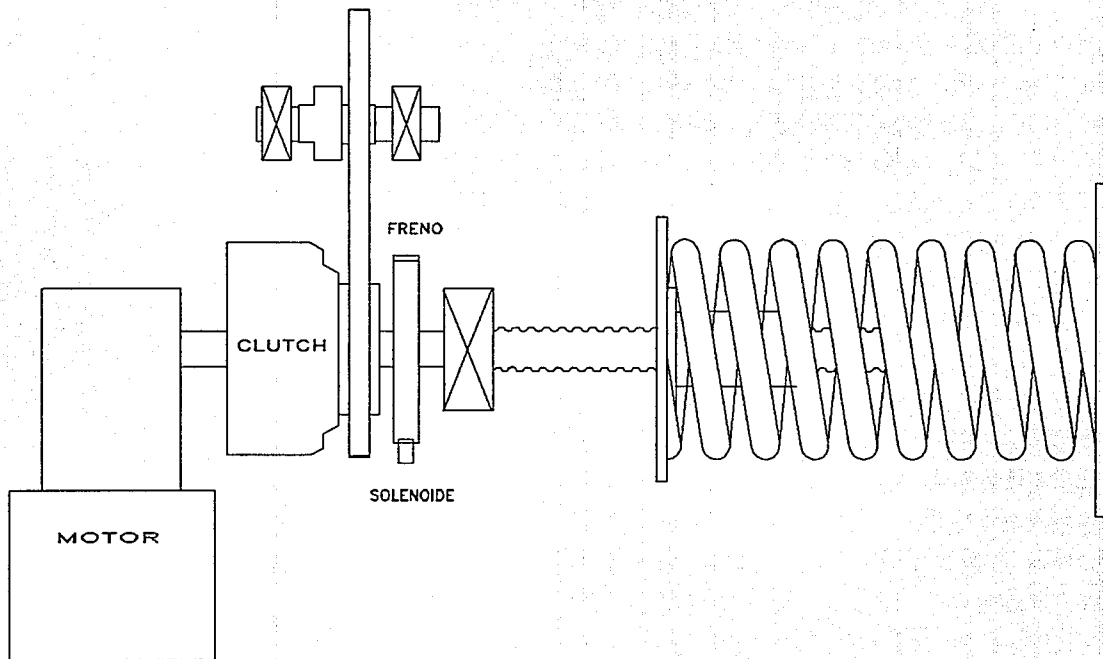


Figura 6.13 Utilizando un motorreductor a 90°.

En la figura 6.14 presentamos la configuración utilizando dos ejes, en uno de ellos se encuentra el motorreductor y en el otro eje esta el husillo el freno y el embrague. A este eje se acoplará el módulo de interrupción.

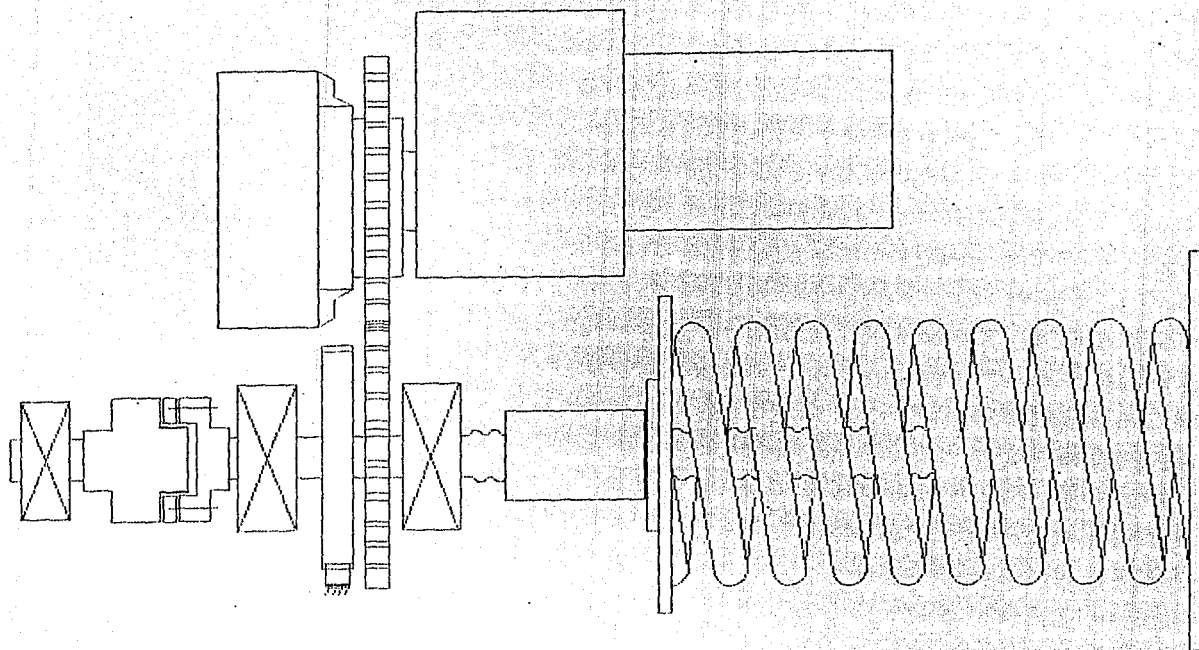


Figura 6.14 Configuración utilizando dos ejes.

En la figura 6.15 tenemos la configuración utilizando 3 ejes, en uno tenemos el motorreductor que transmite por medio de engranes al segundo eje, en el cual se encuentra el husillo, el freno y el embrague. El tercer eje está acoplado por medio de catarinas y cadena y en él se encuentra el embrague unidireccional embrague 2 formsprag el cual acopla al módulo de interrupción.

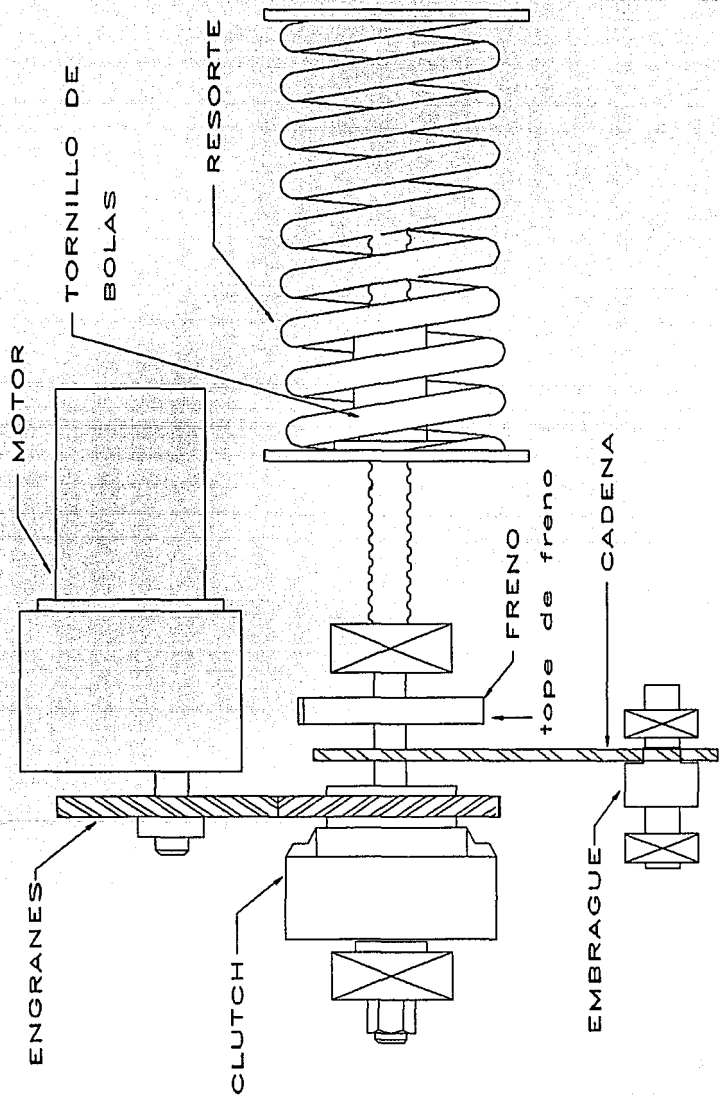


Figura 6.15 Configuración utilizando tres ejes.

La selección final se presenta en la figura 6.16. Para decidir por esta opción, se tomaron en cuenta los criterios mencionados en el análisis del problema. Entre ellos destacaron la confiabilidad del sistema de almacenamiento, la funcionalidad, la facilidad de fabricación y el espacio necesario.

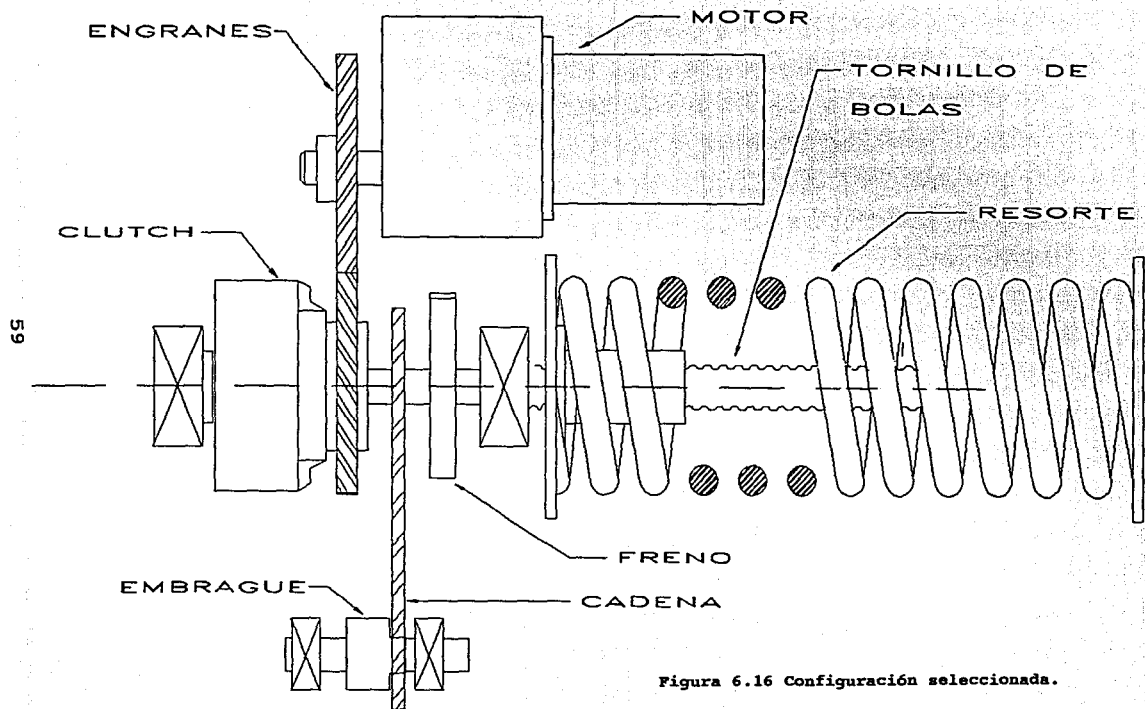


Figura 6.16 Configuración seleccionada.

6.6 Diseño de detalle

Luego de contar con la configuración final, se procedió a establecer geometrías, materiales, dimensiones, tolerancias y ajustes, y demás características de las piezas a fabricar, así como propiedades y proveedores de equipo comercial.

Para realizar lo anterior, se hicieron varios cálculos. De ellos, los más importantes fueron:

- * Cálculo para mover el módulo de actuación.
- * Diseño del resorte.
- * Especificaciones para el diseño.
- * Análisis cinemático del mecanismo biela-manivela.

Las consideraciones que se tomaron para los cálculos que se realizaron fueron:

La velocidad promedio del vástago es de 2.5 m/s. Las dimensiones del mecanismo biela manivela, la fuerza necesaria para la apertura y cierre y apertura del enchufe, además que ya se tenía la información de las partes comerciales como peso y dimensiones.

El cálculo cinemático y dinámico se realizó en la condición de movimiento crítico, cuando se realiza la desconexión del enchufe aproximadamente a 1 cm de carrera partiendo del reposo. Obteniendo la aceleración requerida en las partes con movimiento lineal y con movimiento angular, posteriormente se realizó suma de fuerzas igual a suma de masa por aceleración. La fuerza resultante es la que el resorte nos debe proporcionar en cada actuación. Ya conocida esta

fuerza se obtuvo el par que se requiere para cargar el resorte.

Conociendo el par con el cual se va a cargar el resorte y la fuerza que necesitamos a la salida, se realizó el diseño del resorte obteniendo varias alternativas de las cuales se eligió la que cumplió mejor los requerimientos.

Los resultados del análisis cinemático del mecanismo biela-manivela y mecanismo biela-manivela con excéntrico se muestran en la figura 6.17 (a) se presenta el comportamiento cinemático del mecanismo biela-manivela y 6.17 (b) se presenta el comportamiento cinemático del mecanismo biela-manivela con excéntrico, en las gráficas se puede apreciar la posición angular de la biela contra la velocidad lineal en la corredera, note la diferencia en la velocidad lineal del vástago para cada una de las condiciones; aunque las dos cumplan con los requerimiento de velocidad.

Los cálculos anteriores se presentan en el Anexo 1. Posteriormente se diseñaron los componentes de los sistemas y se seleccionaron las partes comerciales mencionaremos algunos: el motorreductor, embrague, clutch, catarinas, solenoide y demás accesorios.

Los planos de fabricación se presentan en el Anexo 2 y la información correspondiente a las partes comerciales en el Anexo 3.

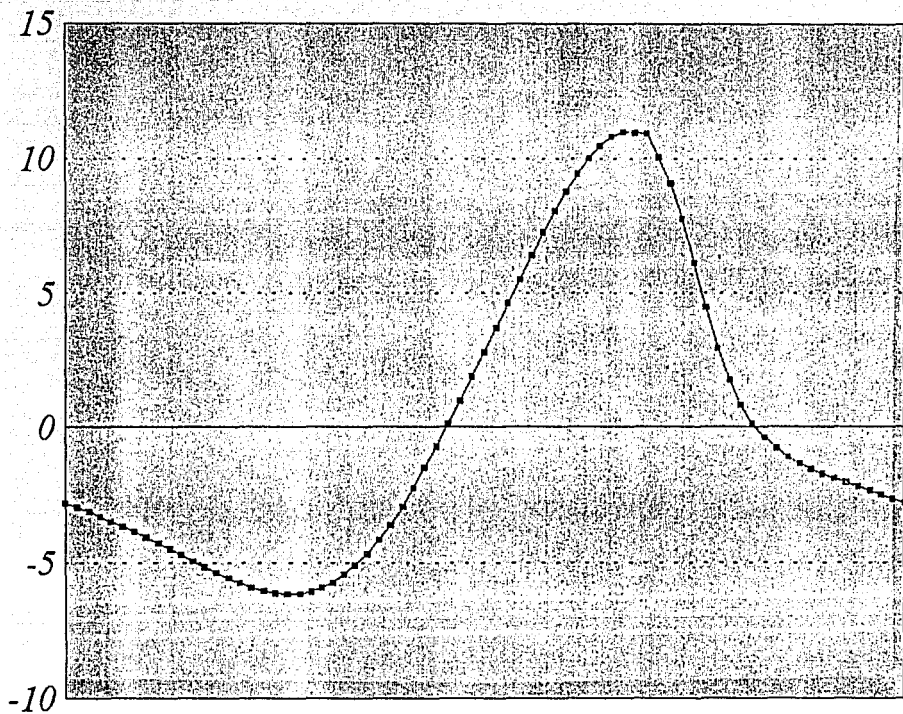


Figura 6.17 (a) y (b) Comportamiento cinemático del mecanismo biela-manivela

6.7 Sistema estructural

Las consideraciones de diseño para el sistema estructural fueron: bajo peso, de fácil instalación y ensamble.

El módulo de actuación se colocará sobre el contenedor que se muestra en la figura 6.18. Dentro del contenedor se encuentran los tres interruptores cada uno de ellos dentro de su botellón. El módulo de interrupción se colocará dentro del contenedor. El módulo de actuación y el módulo de interrupción se acoplan en un costado del contenedor.

El sistema estructural lo integran una placa de apoyo (que se presenta en el plano 10F01), la función de esta placa es soportar y ubicar todas las partes del módulo de actuación, para probar los resortes de compresión, se propuso que la placa fuera ajustable y apoyada sobre la base del contenedor del módulo de actuación, además estaría soldada a las placas laterales, superior e inferior, la función de las placas laterales es proteger al mecanismo de las condiciones ambientales y la transportación de los módulos de forma segura. Considerando las dimensiones del contenedor donde se encuentran los botellones, ya que va a soportarse el módulo de actuación

En la figura 6.19 se presenta el diagrama del sistema estructural en el anexo 2 presentamos las partes que lo integran.

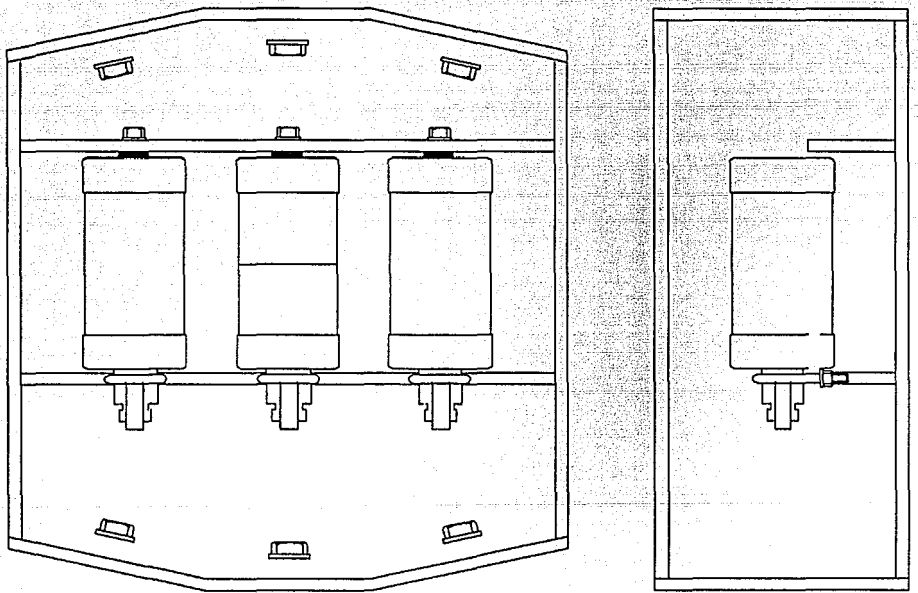


Figura 6.18 Contenedor del interruptor.

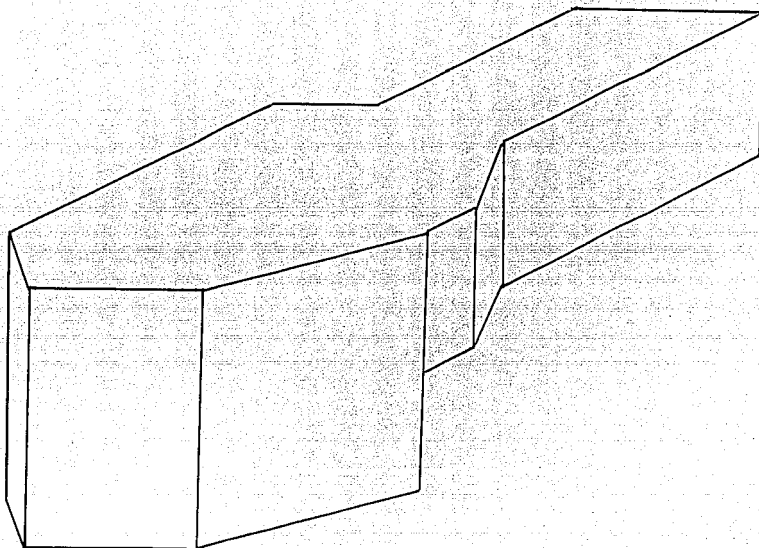


Figura 6.19 Sistema estructural.

6.8 Selección de partes comerciales.

Para la selección de las partes comerciales una de las características importantes a considerar es el par a transmitir de 300 lb- pulg.

Motorreductor

Para la selección se consideró el par de diseño principalmente, espacio y costo. El motorreductor seleccionado proporciona un par de 325 lb-pulg (par de diseño es de 300 lb-pulg) y puesto que el tiempo para almacenar energía no está limitado se eligió uno de bajas revoluciones por minuto. Se seleccionó un motorreductor modelo GCP9302 de marca Baldor.

Tornillo de bolas recirculantes.

Los fabricantes de tornillos Warner recomiendan que el tornillo debe tener un paso igual al diámetro del tornillo en el caso óptimo y como límite inferior el paso debe ser de un tercio del diámetro. Considerando que el paso es igual al diámetro y el par máximo a transmitir de 300 lb-pulg, considerando las dimensiones para maquinarse el eje que soporta las demás piezas como: embrague, catarinas, engrane, clutch y accesorios; se seleccionó el tornillo de bolas recirculantes modelo R-1001 de marca Warner Electric.

Clutch eléctrico

Para la selección de este tipo de clutch es necesario conocer el par y la potencia que se desea transmitir o el par transmitido y la velocidad angular. La selección fue un clutch Warner Electric modelo ATC-25, que cumplía con los requerimientos.

Embrague unidireccional

Se seleccionó con base en el par y la velocidad angular que se desean transmitir, considerando además el tipo de servicio al que va a estar sometido, especificando la dirección de giro. Se selecciono el embrague unidireccional modelo FSR3 marca Formsprag.

Catarinas

Las catarinas se seleccionaron tomando en cuenta el par y la velocidad angular que transmite, con lo cual se estableció que las catarinas simples o de una sola hilera satisfacen las necesidades considerando una relación de transmisión de 2:1 y que la catarina de menor diámetro se acoplara al embrague por medio de un cuñero. Se decidió por las catarinas "Roller Chain Sprockets" del No. 35 de Morse con especificaciones en los catálogos 355 y 3530.

Cadena de transmisión.

Para la selección de la cadena se toma en cuenta la tensión, el tipo de servicio, el factor de choque. Se seleccionó la cadena simple de una hilera, de paso 3/8 del

catálogo 35 de Morse, que cumplen con los requerimientos establecidos.

Solenoides

Para la selección del solenoide, se consideró la fuerza que se le debía aplicar al trinquete y el freno. La fuerza que debía ejercer el solenoide debía ser aproximadamente de 10 libras a la mitad de su carrera. Se seleccionó un solenoide CR9500 A102 de General Electric.

7. COMENTARIOS Y CONCLUSIONES

Al finalizar el diseño del proyecto módulo de actuación e interrupción para un interruptor eléctrico se presentan los siguientes resultados:

Se cumplió con el objetivo del proyecto, ya que tenemos el diseño del módulo de actuación cumple con las especificaciones establecidas.

El módulo de actuación almacena energía en un medio mecánico. Realiza los ciclos de operación sin recibir alimentación externa de energía. Es un diseño modular.

Una de las características fundamentales de este proyecto es que es un diseño por sistemas en el cual se definen los parámetros de entrada y salida al principio del proyecto y con base en ello se desarrolla cada sistema (o módulo).

De los elementos que conforman el diseño, se decidió utilizar la mayor cantidad de componentes comerciales.

Algunas de las partes en las cuales se revisó el diseño fueron: En la placa de apoyo se propone una con menos peso y que además sirva como base del sistema estructural por lo que se optimiza el peso del módulo de actuación, el diseño del resorte también se revisó en el obtuvimos dos opciones en las cuales se optimizó espacio por lo tanto se disminuye peso; también se revisó el diseño de los engranes, considerando a las condiciones de carga y las revoluciones a las que va a

trabajar, se llegó a la conclusión de que el diseño es adecuado para estas condiciones.

El prototipo del módulo de actuación se está fabricando en el Instituto de Investigaciones Eléctricas en Cuernavaca Morelos.

Considero que la aportación más importante que he obtenido durante el trabajo que he desarrollado en el Centro de Diseño Mecánico, fue la oportunidad de trabajar dentro de un grupo de diseño lo que me ayudo integrar los conocimientos adquiridos durante mi formación profesional y aplicarlos a problemas específicos.

Agradezco a todos los que contribuyeron para que fuera posible la realización de este trabajo.

ANEXO 1

MEMORIA DE CALCULO

MEMORIA DE CÁLCULO

A continuación se presentan los cálculos que se realizaron para la elaboración de este proyecto.

- I. Cálculo del par necesario para mover el módulo de actuación.**
- II. Diseño del resorte de compresión del módulo de actuación.**
- III. Especificaciones para el diseño.**
- IV. Análisis cinemático del mecanismo biela-manivela.**
- V. Diseño de la cadena.**

I Cálculo del par necesario para mover el módulo de actuación

I.1 Datos

Se ha definido que se moverá al módulo por medio de un mecanismo biela-manivela de dimensiones ya especificadas en planos del módulo de interrupción.

Para calcular el par se considera como condición crítica el movimiento de desenchufe o apertura, estableciendo que aproximadamente a 1 cm de carrera, partiendo del reposo, se debe alcanzar una velocidad $v = 2 \text{ m/s}$.

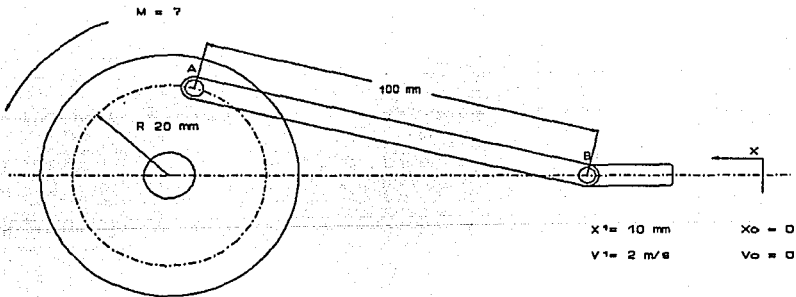


Figura 1 Diagrama del movimiento del mecanismo biela-manivela

I.2 Análisis de posición

La figura 2 indica la posición del mecanismo en el punto de análisis.

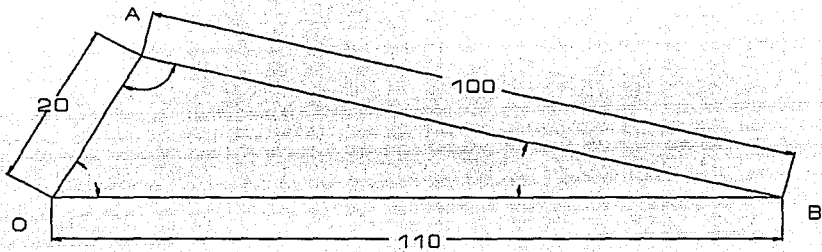


Figura 2 Posición de análisis del mecanismo

De teorema de cosenos: $\theta = 55.38^\circ$

De teorema de senos: $\beta = 9.74^\circ$

De suma de ángulos internos de un triángulo: $\gamma = 115.15^\circ$

I.3 Análisis cinemático.

I.3.1 Cálculo de velocidades

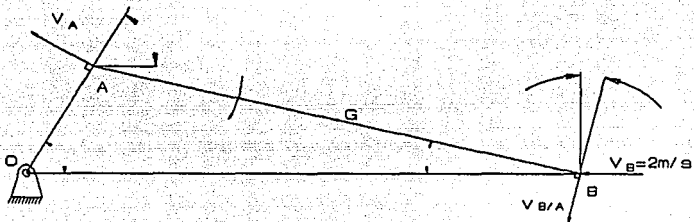


Figura 3 Diagrama de velocidades del mecanismo

De figura 3: $V_A = 0.02\theta$; $V_{B/A} = 0.1\gamma$

$$V_B = V_A + V_{B/A}$$

donde

V_A - Vel. absoluta de A

V_B - Vel. absoluta de B

$V_{B/A}$ - Vel. de B respecto a A

La figura 4 muestra la representación gráfica (triángulo de velocidades) de la ecuación anterior

De teorema de senos: $V_A = 2.18 \text{ m/s}$

$$\Rightarrow \theta = 109 \text{ rad/s} = 1,040.87 \text{ rpm}$$

$$V_{B/A} = 1.26 \text{ m/s}$$

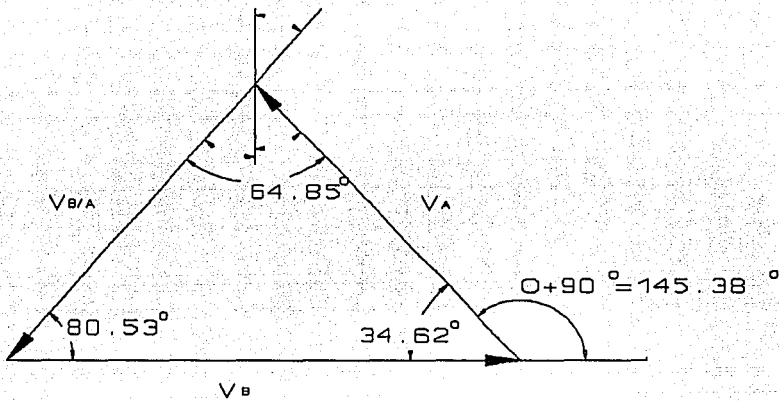


Figura 4 Triángulo de velocidades de ecuación de V_B

$$\Rightarrow \gamma = 12.6 \text{ rad/s} = 120.32 \text{ rpm}$$

Haciendo un análisis análogo para el punto G de la figura 3:

$$V_G = V_A + V_{G/A}$$

donde

V_A - Vel. absoluta de A

V_G - Vel. absoluta de G

$V_{G/A}$ - Vel. de G respecto a A

$$V_{G/A} = 0.63 \text{ m/s} \Rightarrow V_G = 2 \text{ m/s}$$

I.3.2 Cálculo de aceleraciones

Considerando $\theta = 109 \text{ rad/s} = 1,040.87 \text{ rpm}$, $\theta = 55.38^\circ$, en el instante en que $V_B = 2 \text{ m/s}$:

$$\theta = \frac{d\theta}{dt} \Rightarrow dt = \frac{d\theta}{\theta}$$

$$\int dt = \int \frac{d\theta}{\theta}$$

Tomando $\theta = \text{constante}$; $t_0 = 0$; $\theta_0 = 0$

$$t = \theta / \theta \quad \therefore t = 0.01 \text{ s}$$

Considerando que $V_B = \text{constante} \Rightarrow a_B = V_B / t \quad \therefore a_B = 200 \text{ m/s}^2$

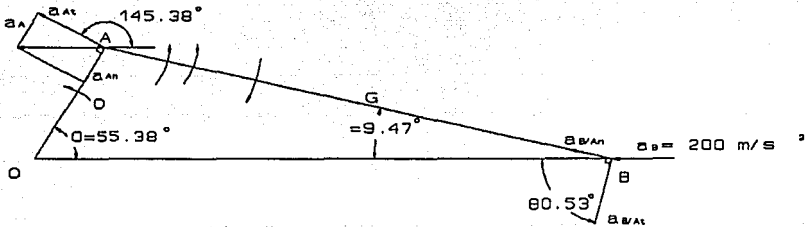


Figura 5 Diagrama de aceleraciones del mecanismo

De teoría básica: $a_A = a_{An} + a_{At}$

$$a_{An} = r\theta^2;$$

$$a_{At} = r\theta$$

donde a_A - Acel. de A
 a_{An} - Acel. normal de A
 a_{At} - Acel. tangencial de A
 r - Radio de giro (longitud manivela)
 θ - Vel. angular
 $\dot{\theta}$ - Acel. angular

En forma análoga: $a_{B/A} = a_{B/An} + a_{B/At}$

$$a_{B/An} = r\gamma^2; \quad a_{B/At} = r\gamma$$

donde $a_{B/A}$ - Acel. de B respecto a A
 $a_{B/An}$ - Acel. normal de B respecto a A
 $a_{B/At}$ - Acel. tangencial de B respecto a A
 r - Radio de giro (longitud biela)
 γ - Vel. angular
 $\dot{\gamma}$ - Acel. angular

De las ecuaciones anteriores y con los datos de posición y velocidad que se tienen:

$$a_{An} = 237.62 \text{ m/s}^2 \quad a_{A/Bn} = 15.88 \text{ m/s}^2$$

Por otro lado, también se conoce la dirección de las aceleraciones tangenciales correspondientes.

Sabiendo que: $a_B = a_A + a_{B/A}$

donde a_B - Acel. de B
 a_A - Acel. de A
 $a_{B/A}$ - Acel. de B respecto a A

Planteando la ecuación anterior gráficamente en función de las componentes tangenciales y normales respectivas y considerando que

$$\Sigma a_x = 0 \quad \Sigma a_y = 0$$

53.52 N, y con este dato, $A_y = -34.24$ N

Analizando barra OA (manivela):

$$\Sigma F_x = ma_x \quad \Sigma F_y = ma_y$$

donde F_x - Componentes x de fuerzas
 F_y - Componentes y de fuerzas
 m - Masa de la manivela
 a_x - Acel. x de la manivela
 a_y - Acel. y de la manivela

En este caso, $a_x = a_y = 0 \quad \therefore R_{Ox} = 366.74$ N; $R_{Oy} = -34.24$ N

$$\Sigma M_O = I_{OA} \theta$$

donde M_O - Momentos respecto al punto O
 I_{OA} - Momento de inercia de la manivela
 θ - Acel. angular de la manivela

Tomando $I_{OA} = 12.46 \times 10^{-5}$ Kg·m² (de plano MA04), y aplicando los datos de fuerzas y aceleraciones que se tienen, se encuentra que $M_1 = 6.7$ N·m.

I.5 Análisis dinámico para elementos con movimiento angular

En la Tabla I se resume la información empleada para calcular el par necesario (M_2) para acelerar los elementos que tienen movimiento angular.

m_B - Masa de los vástagos
 a_B - Acel. de los vástagos
 F_r - Fuerza de oposición a la
apertura

De pruebas experimentales se obtuvo que la masa de cada vástago es de 200 g, por lo que para tres vástagos tenemos $m_B = 0.6$ kg.

Por otro lado, también obtenido en pruebas, se encontró que $F_r = 30$ Kg.

De lo anterior y con los datos de aceleración: $F_{Bx} = 380.02$ N

Planteando: $\Sigma F_x = ma_x$ $\Sigma F_y = ma_y$

donde F_x - Componentes x de fuerzas
 F_y - Componentes y de fuerzas
 m- Masa de la biela
 a_x - Acel. x de la biela
 a_y - Acel. y de la biela

y considerando la masa de la biela $m = 0.143$ Kg (de plano MA03), tenemos que las reacciones en el punto A de la figura 6 en los sentidos "x" y "y" son, respectivamente:

$$A_x = 366.74 \text{ N} \qquad A_y = 19.28 - F_{By}$$

Estableciendo que: $\Sigma M_B = I_{AB}\gamma$

donde M_B - Momentos respecto al punto B
 I_{AB} - Momento de inercia de la biela
 γ - Acel. angular de la biela

Tomando $I_{AB} = 1.79 \times 10^{-4}$ Kg·m² (de plano MA03), y aplicando los datos de fuerzas y aceleraciones que se tienen, se encuentra que $F_{By} =$

T A B L A I

Elementos	V	m	I	Fuente	α	M
Biela-maniv	---	--	---	---	---	6.70
Eje motriz	9.12×10^{-5}	0.71	3.22×10^{-5}	MA 04	2,178.19	0.07
Embrague	2.22×10^{-5}	0.50	2.48×10^{-4}	[1]	2,178.19	0.54
Cat. menor	---	0.14	4.35×10^{-5}	[2]	2,178.19	0.09
Cat. mayor	---	0.64	7.36×10^{-4}	[2]	1,089.10	0.80
Husillo	2.01×10^{-4}	1.57	1.06×10^{-4}	10F03	1,089.10	0.12
Freno	1.17×10^{-4}	0.92	0.12×10^{-4}	10F14	1,089.10	0.01

V- volumen [m³]

α - Accl. angular [s⁻¹]

I- momento de inercia [Kg.m²]

M- Momento [N.m]

m- masa [Kg]

Fuente- la fuente especifica el plano de fabricaci3n de la pieza a menos que se indique otra cosa.

[1] Cat3logo FORMSPRAG® WRN-004-87

[2] Cat3logo MORSE® PT-88

NOTA.- La aceleraci3n angular de los 3ltimos componentes se estim3 considerando la relaci3n de 1:2 entre las catarinas.

se encuentran los siguientes resultados:

$$\theta = 2,178.19 \text{ rad/s}^2 \quad \gamma = 1,706.32 \text{ rad/s}^2$$

$$a_{Ax} = 98.47 \text{ m/s}^2 \quad a_{Ay} = 356.73 \text{ m/s}^2$$

Haciendo un análisis análogo para el punto G de la figura 5 se calculan:

$$a_{Gx} = 92.88 \text{ m/s}^2 \quad a_{Gy} = 134.84 \text{ m/s}^2$$

I.4 Análisis dinámico para mecanismo biela-manivela

En la figura 6, se presenta el diagrama de cuerpo libre del mecanismo biela-manivela

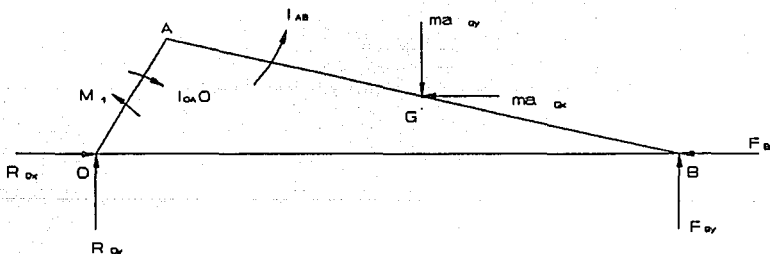


Figura 6 Diagrama de cuerpo libre del mecanismo

Analizando barra AB (biela):

$$F_{Bx} = m_B a_B + F_f \quad \text{donde} \quad F_{Bx} - \text{Componente x de fuerza en B}$$

Considerando que $\Sigma M_1 = M_2$

donde M_1 - Momentos presentados en Tabla I

M_2 - Par de elementos con movimiento angular

se tiene que $M_2 = 8.33 \text{ N}\cdot\text{m} = 74.86 \text{ lb}\cdot\text{pulg}$

I.6 Análisis dinámico para elementos con movimiento lineal

Como se indica en la Tabla I, la velocidad angular del husillo es

$$\omega_1 = 54.5 \text{ s}^{-1} \Rightarrow n_1 = 520.44 \text{ rpm}$$

(n_1 - velocidad angular del husillo en rpm)

Sabiendo que $n_1 = V/A$

donde n_1 - Vel. angular del husillo [rpm]

V- Vel. lineal de la tuerca [pulg./min]

A- Avance del husillo [pulg./rev.]

Del catálogo del fabricante (WARNER ELECTRIC®, Ball Bearing Screws)
para el husillo seleccionado $A = 1 \text{ pulg./rev}$

por lo tanto: $V = 0.22 \text{ m/s}$

Considerando un movimiento uniformemente acelerado:

$$a_1 = V/t$$

donde a_1 - Acel angular del husillo

V- Vel. lineal de la tuerca

t- Tiempo

Tomando el mismo tiempo calculado para el mecanismo biela-manivela,

$$t = 0.01 \text{ s} \therefore a_t = 22 \text{ m/s}^2$$

En la Tabla II se resume la información empleada para calcular la fuerza necesaria (F_i) para acelerar los elementos que tienen movimiento lineal.

Considerando que $\Sigma F_i = F_i$

donde F_i - Fuerzas presentadas en Tabla II

F_i - Fuerza de elementos con movimiento lineal

se tiene que $F_i = 49.50 \text{ N} = 11.12 \text{ lb}$

T A B L A I I

Elementos	V	m	Fuente	a _i	F
Placa movil	1.49×10^{-4}	1.16	10F04	22	25.52
Brida	6.85×10^{-5}	0.53	[1]	22	11.66
Tuerca	7.19×10^{-5}	0.56	[1]	22	12.32

V- volumen (m³)

a- Acel. lineal (m/s²)

m- masa (Kg)

F- Fuerza (N)

Fuente- la fuente especifica el plano de fabricacion de la pieza a menos que se indique otra cosa.

[1] Catálogo WARNER ELECTRIC®

I.7 Fuerza requerida para el resorte

De referencia [1] de Tabla II:

$$F_R = F_1 + M_2 / 0.143$$

donde F_R - Fuerzas del resorte

F_1 - Fuerza de elementos con movimiento lineal

M_2 - Par de elementos con movimiento angular

$$\therefore F_R = 534.61 \text{ lb}$$

I.8 Par necesario para cargar el resorte

De la ecuación usada para calcular F_R , despejando para calcular el par necesario para cargar al resorte M_R :

$$M_R = F_R \times 0.143 \quad \therefore M_R = 76.45 \text{ lb}\cdot\text{pulg}$$

I.9 Par de diseño para el resorte

Considerando un factor de seguridad $FS = 1.5 \quad \Rightarrow M_D \approx 115 \text{ lb}\cdot\text{pulg}$

Tomando en cuenta que los cálculos anteriores constituyen una aproximación basada en varias consideraciones que no son reales, y que el resorte debe proporcionar, cuando menos, aproximadamente el par de diseño calculado en la última actuación del módulo, no es posible saber si un resorte con este par cumplirá con las especificaciones de movimiento. Por lo anterior, se dimensionará el resorte para que pueda proporcionar hasta $300 \text{ lb}\cdot\text{pulg}$.

II. Diseño del resorte de compresión del módulo de actuación.

El resorte de compresión que se diseña debe almacenar energía suficiente para realizar tres operaciones de apertura y cierre.

Material AISI 4140 (templado y revenido)

$$S_u = 142 \text{ kpsi}$$

Resistencia a la fluencia

$$S_{sy} = 0.577(142 \text{ kpsi}) = 81934 \text{ kpsi}$$

Resistencia de fluencia a la tensión

$$G = 11\ 200\ 000$$

Módulo de elasticidad

Requerimos que el tornillo de bolas proporcione un par de 300 lb pulg.

Del catálogo de proveedores de tornillo de bolas recirculantes obtuvimos la siguiente relación:

$$P = \frac{T}{0.143(L)}$$

donde

T : Par de diseño para el resorte

L : Paso del tornillo

P : Fuerza del resorte

Datos a considerar

$$T = 300 \text{ lb pulg}$$

$$L = 1 \text{ pulg/ vuelta}$$

$$P = \frac{300}{0.143(1)} = 2097.91b$$

Obtenemos la fuerza que tiene que brindar el resorte

Proponemos un diámetro medio del resorte $D = 5$ pulg, entonces de la siguiente relación:

$$d = \sqrt[3]{\frac{2.55 (P) (D)}{S_y}}$$

donde:

d : diámetro de alambre

D : diámetro de resorte propuesto

P : fuerza

S_y : resistencia de fluencia a la tensión

Sustituyendo en la relación anterior tenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{2.55 (2097.9) (5)}{81934}} = 0.687 \text{ pulg}$$

es un diámetro aproximado de alambre

Utilizamos el primer diámetro superior comercial de alambre.

$$d_c = 0.688 \text{ pulg} = 11/16 \text{ pulg}$$

Obtenemos el diámetro medio (D_m)

$$D_m = 5 - 0.688 = 4.313 \text{ pulg}$$

El diámetro interior del resorte (D_{int})

$$D_{int} = 4.313 - 0.688 = 3.625 \text{ pulg}$$

El esfuerzo del resorte de fluencia a la torsión esta dado:

$$S = \frac{PD_m}{(0.393)d_c^3}$$

donde:

S : resistencia de fluencia a torsión del resorte

P : fuerza

D_m : diámetro medio

d_c : diámetro comercial

sustituyendo

$$S = \frac{(2097.9)(4.313)}{(0.393)(0.688)^3} = 70697.9$$

El número de espiras lo obtenemos de la siguiente relación

$$N = \frac{Gd_c^4 F}{\pi S_s D_m^2}$$

donde:

G : módulo de elasticidad del material

d_c : diámetro comercial

F : flexión

S_s : resistencia de fluencia a la torsión del resorte

D_m : diámetro medio

N : número de espiras

considerando una deflexión $F = 5$ pulg

$$N = \frac{11.2(10)^6(0.688)(5)}{\pi(70697.9)(4.313^2)} = 9.325 \therefore 10 \text{ espiras}$$

Como el resorte tendrá terminales escuadradas y esmeriladas el número total de espiras N_t es:

$$N_t = 10 + 2 = 12 \text{ espiras}$$

Longitud sólida del resorte LS es:

$$LS = N_t(dc) = 12(0.688) = 8.256 \text{ pulg}$$

Para obtener la constante del resorte

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

para calcular la constante del resorte K_s , primero obtenemos la relación del diámetro medio del resorte con respecto al diámetro de alambre representada con "C".

$$C = \frac{D}{dc} = \frac{4.313}{0.688} = 6.269$$

Por lo que la constante del resorte es la siguiente:

$$Ks = 1 + \frac{0.5}{C} = 1 + \frac{0.5}{6.269} = 1.080$$

La fuerza máxima del resorte se obtiene de la siguiente relación

$$F_{\max} = \frac{S\pi d^3}{8K_s D}$$

sustituyendo

$$F_{\max} = \frac{81934\pi (.688^3)}{(8)(1.080)(4.313)} = 2249.51b$$

la constante K del resorte se obtiene de la siguiente relación

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$$

sustituyendo

$$K = \frac{(.688^4)(11.2)(10)^6}{8(4.313)^3(10)} = 390.971b/pulg$$

Para obtener la deflexión máxima del resorte se tiene la siguiente relación de fuerza entre la constante K :

$$Y = \frac{F_{\max}}{K} = \frac{2249.5}{390.97} = 5.7546 \text{ pulg}$$

Longitud total del resorte FL es la deflexión máxima más la longitud solida del resorte:

$$FL = Y + LS = 5.754 + 8.256 = 14.01 \text{ pulg}$$

El paso del resorte es:

$$\text{Paso} = \frac{FL - 3d}{N} = \frac{14.01 - 3(.688)}{10} = 1.197 \text{ pulg}$$

III. Especificaciones para el diseño

III.1 Motorreductor.

El motorreductor seleccionado proporciona un par de 325 lb-pulg.

De marca Ballbor modelo GCP9302.

$$T_M = 325 \text{ Lb-pulg}$$

$$m_M = 5.6 \text{ RPM}$$

$$\frac{n_{EM}}{n_{EE}} = 1$$

donde n_{EE} : dientes engrane embrague

n_{EM} : dientes engrane motor

III.2 Clutch Eléctrico.

Se selecciono un clutch Warner Electric modelo
ATC25.

$$T_E = 25 \text{ Lb-pie}$$

IV. Diseño de los engranes

$$D_p = 5'' \text{ (para ambos engranes)}$$

$$\text{Angulo de presición} = 20^\circ$$

$$P = 12 \text{ dientes /pulg}$$

IV.1 Cálculo por flexión de espesor (1)

$$\text{Dientes: } N = (D_p)P = 5 (12) = 60 \text{ dientes}$$

Factor de forma de Lewis:

$$\sigma = \frac{W_t P}{F Y}$$

donde:

σ = esfuerzo

W_t = carga tangencial sobre dientes

F = ancho de dientes

Y = factor de Lewis

$$F = \frac{W_t P}{\sigma Y}$$

$$W_t = \frac{2T}{d} = \frac{2(325)}{5} = 130 \text{ lb}$$

Considerando hierro colado gris 20 ASTM [$\sigma = 10 \text{ kpsi}$]

y un factor de seguridad $FS = 3$

$$F = \frac{W_t P}{FS \sigma Y} = \frac{130(12)}{3(10 \times 10^3)(0.245)} = 0.21 \text{ pulg}$$

Por cuestiones geométricas se considerará $FS = 0.5 \text{ pulg}$. No se consideraron efectos dinámicos por las bajas revoluciones.

IV. Cálculo de la velocidad del mecanismo biela-manivela con excéntrico.

El cálculo del mecanismo biela-manivela con excéntrico, se realizó debido a que el Instituto de Investigaciones Eléctricas tiene el prototipo del interruptor acoplado a un mecanismo biela-manivela con excéntrico.

Es importante mencionar que este cálculo se efectuó de manera interactiva, primero se realizó el cálculo para el mecanismo biela manivela, después el análisis cinemático y dinámico de todo el mecanismo del módulo de actuación y finalmente se comprueba que el mecanismo biela manivela cumpla con los requerimientos.

Las consideraciones para el análisis cinemático, tales como velocidades, aceleraciones, y par en la manivela, se tomaron del cálculo cinemático y dinámico:

Velocidad angular en la manivela	1301	RPM
Aceleración angular en la manivela	9601.7	rad/s
Par en la manivela	1.57	N m

Datos del mecanismo biela manivela

	aceleración	fuerza
Barra de actuación	176 m ² /s	82.72 N
Extensión	176 m ² /s	17.7 N
Biela	176 m ² /s	25.5 N

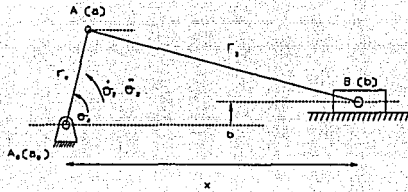


Figura A.1 Diagrama del mecanismo biela-manivela

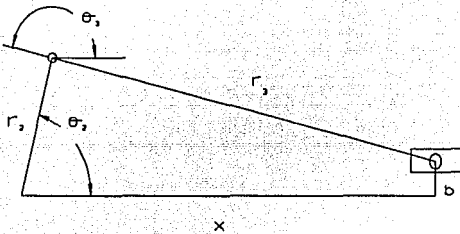


Figura A.2 Diagrama de posición del mecanismo biela manivela

Ecuación de posición del mecanismo biela manivela

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_3 = \vec{x}_1 + \vec{b}$$

$$r_2 e^{i\theta_2} + r_3 e^{i\theta_3} = x e^{i\theta} + b e^{i\theta}$$

derivando la ecuación de posición, obtenemos la ecuación de velocidad

donde: b , r_2 y r_3 son constantes
 x es variable con respecto a θ

$$r_2 i \theta_2 e^{i(\theta_2 + \pi/2)} + r_3 i \theta_3 e^{i(\theta_3 + \pi/2)} = x i \theta e^{i\theta}$$

descomponiendo en parte real y parte imaginaria la ecuación de velocidad

$$r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 = x \cos(\theta) + b \cos(90)$$

$$r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 = x \sin(\theta) + b \sin(90)$$

simplificando las ecuaciones anteriores obtenemos: las componentes de velocidad del mecanismo biela manivela

$$r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 = x \text{ ec. com. de velocidad}$$

$$r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 = b$$

(A)

Dimensiones del mecanismo biela manivela (prototipo)

$$r_2 = 0.045 \text{ m}$$

$$r_3 = 0.084 \text{ m}$$

$$b = 0.035 \text{ m}$$

$$\theta_2 = 55.38^\circ \quad \text{es el caso crítico}$$

longitud de la biela 0.1095 m

distancia entre centros 0.084 m plano MB 120011

sustituyendo en las componentes de velocidad ec (A)

$$0.045 \cos(55.38) + 0.084 \cos \theta_3 = x$$

$$0.045 \sin(55.38) + 0.084 \sin \theta_3 = 0.035$$

$$0.025566 + 0.084 \cos \theta_3 = x$$

$$0.037032 + 0.084 \sin \theta_3 = 0.035$$

despejando la velocidad angular en la manivela θ_3 ,

$$\theta_3 = -1.38612$$

La velocidad lineal en la corredera

$$x = 0.1095$$

La velocidad angular en la biela θ_2

$$\theta_2 = 1301.RPM$$

sustituyendo en B

$$0.045(136.24)\text{sen}(55.38+90)+0.084(\theta_2)\text{sen}(-1.39+90)=0$$

$$0.045(136.24)\text{cos}(55.38+90)+0.084\theta_2\text{cos}(-1.39+90)=X$$

$$3.48+0.08397\theta_2=0$$

$$-5.045+0.002037\theta_2=X$$

resolviendo el sistema de ecuaciones

$$\theta_2 = 41.44 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$X = -4.96057 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

CALCULO DEL MECANISMO BIELA MANIVELA EXCENTRICO

angulo grado	te 2 rad		tetha 3	X	vel ang te.2	vel ang te.3	vel lin r
55.38	0.97	-0.02	-0.02	0.11	136.24	41.48	-4.96
60.00	1.05	-0.05	-0.05	0.11	136.24	36.53	-5.16
65.00	1.13	-0.07	-0.07	0.10	136.24	30.92	-5.38
70.00	1.22	-0.09	-0.09	0.10	136.24	25.06	-5.58
75.00	1.31	-0.10	-0.10	0.10	136.24	18.99	-5.76
80.00	1.40	-0.11	-0.11	0.09	136.24	12.75	-5.92
85.00	1.48	-0.12	-0.12	0.09	136.24	6.40	-6.04
90.00	1.57	-0.12	-0.12	0.08	136.24	-0.00	-6.13
95.00	1.66	-0.12	-0.12	0.08	136.24	-6.41	-6.17
100.00	1.75	-0.11	-0.11	0.08	136.24	-12.75	-6.16
105.00	1.83	-0.10	-0.10	0.07	136.24	-18.99	-6.08
110.00	1.92	-0.09	-0.09	0.07	136.24	-25.06	-5.94
115.00	2.01	-0.07	-0.07	0.06	136.24	-30.92	-5.74
120.00	2.09	-0.05	-0.05	0.06	136.24	-36.53	-5.45
125.00	2.18	-0.02	-0.02	0.06	136.24	-41.07	-5.10
130.00	2.27	0.01	0.01	0.06	136.24	-46.02	-4.67
135.00	2.36	0.04	0.04	0.05	136.24	-51.65	-4.17
140.00	2.44	0.07	0.07	0.05	136.24	-56.06	-3.60
145.00	2.53	0.11	0.11	0.05	136.24	-60.15	-2.96
150.00	2.62	0.15	0.15	0.04	136.24	-63.92	-2.27
155.00	2.71	0.19	0.19	0.04	136.24	-67.38	-1.51
160.00	2.79	0.23	0.24	0.04	136.24	-70.53	-0.71
165.00	2.88	0.28	0.29	0.04	136.24	-73.29	0.13
170.00	2.97	0.32	0.33	0.04	136.24	-75.97	1.00
175.00	3.05	0.37	0.38	0.03	136.24	-78.26	1.90
180.00	3.14	0.42	0.43	0.03	136.24	-80.29	2.81
185.00	3.23	0.46	0.48	0.03	136.24	-82.06	3.73
190.00	3.32	0.51	0.53	0.03	136.24	-83.54	4.64
195.00	3.40	0.56	0.59	0.03	136.24	-84.77	5.54
200.00	3.49	0.60	0.64	0.02	136.24	-85.72	6.42
205.00	3.58	0.64	0.70	0.02	136.24	-86.39	7.26
210.00	3.67	0.68	0.75	0.02	136.24	-86.71	8.05
215.00	3.75	0.72	0.81	0.02	136.24	-86.66	8.79
220.00	3.84	0.76	0.86	0.02	136.24	-86.18	9.45
225.00	3.93	0.80	0.92	0.02	136.24	-85.16	10.03
230.00	4.01	0.83	0.97	0.02	136.24	-83.46	10.49
235.00	4.10	0.86	1.03	0.02	136.24	-80.85	10.83
240.00	4.19	0.88	1.08	0.02	136.24	-77.01	11.01
245.00	4.28	0.90	1.12	0.02	136.24	-71.51	10.96
250.00	4.36	0.92	1.17	0.02	136.24	-63.72	10.69
255.00	4.45	0.93	1.21	0.02	136.24	-52.92	10.07
260.00	4.54	0.94	1.24	0.02	136.24	-38.49	9.09
265.00	4.63	0.95	1.25	0.02	136.24	-20.44	7.74

270.00	4.71	0.95	1.26	0.03	136.24	0.00	6.13
275.00	4.80	0.95	1.25	0.03	136.24	20.44	4.48
280.00	4.89	0.94	1.24	0.04	136.24	38.50	2.98
285.00	4.97	0.93	1.21	0.04	136.24	52.93	1.77
290.00	5.06	0.92	1.17	0.05	136.24	63.72	0.84
295.00	5.15	0.90	1.12	0.06	136.24	71.51	0.14
300.00	5.24	0.88	1.06	0.06	136.24	77.02	-0.39
305.00	5.32	0.86	1.03	0.07	136.24	80.85	-0.79
310.00	5.41	0.83	0.97	0.08	136.24	83.46	-1.10
315.00	5.50	0.80	0.92	0.08	136.24	85.17	-1.36
320.00	5.59	0.76	0.86	0.09	136.24	86.18	-1.57
325.00	5.67	0.72	0.81	0.09	136.24	86.56	-1.75
330.00	5.76	0.69	0.75	0.10	136.24	86.71	-1.92
335.00	5.85	0.64	0.70	0.11	136.24	86.38	-2.07
340.00	5.93	0.60	0.64	0.11	136.24	85.72	-2.22
345.00	6.02	0.56	0.59	0.11	136.24	84.77	-2.37
350.00	6.11	0.51	0.53	0.12	136.24	83.54	-2.51
355.00	6.20	0.46	0.48	0.12	136.24	82.05	-2.66
360.00	6.28	0.42	0.43	0.12	136.24	80.29	-2.81
0.00	0.00	0.42	0.43	0.12	136.24	80.29	-2.81
5.00	0.09	0.37	0.38	0.12	136.24	78.26	-2.97
10.00	0.17	0.32	0.33	0.12	136.24	75.97	-3.13
15.00	0.26	0.28	0.28	0.12	136.24	73.39	-3.30
20.00	0.35	0.23	0.24	0.12	136.24	70.53	-3.46
25.00	0.44	0.19	0.19	0.12	136.24	67.38	-3.67
30.00	0.52	0.15	0.15	0.12	136.24	63.92	-3.86
35.00	0.61	0.11	0.11	0.12	136.24	60.15	-4.07
40.00	0.70	0.07	0.07	0.12	136.24	56.06	-4.28
45.00	0.79	0.04	0.04	0.12	136.24	51.65	-4.50
50.00	0.87	0.01	0.01	0.11	136.24	46.91	-4.72
55.00	0.96	-0.02	-0.02	0.11	136.24	41.87	-4.94
60.00	1.05	-0.05	-0.05	0.11	136.24	36.53	-5.16

V. Diseño de la cadena

Las características de las catarinas seleccionadas se presentan en la siguiente tabla.

	diametro	número de dientes
Catarina chica	1.99 "	15
Catarina grande	3.79 "	30
distancia entre dientes	6.928 "	

$$C = \frac{\text{distancia entre centros}}{\text{paso}} = \frac{6.928}{3/8} = 18.476$$

Se suman los dientes de la catarina grande más los dientes de la catarina chica

$$S = 15 + 30 = 45 \text{ dientes}$$

Se restan los dientes de la catarina grande menos los dientes de la catarina chica

$$D = 30 - 15 = 15 \text{ dientes}$$

De la tabla del catalogo Morse (tabla pp 20a) buscamos el factor
K que corresponde a D

$$K=5.70$$

La longitud de la cadena es igual a:

$$\text{Longitud}=2C+\frac{S}{2}+\frac{K}{C} =$$

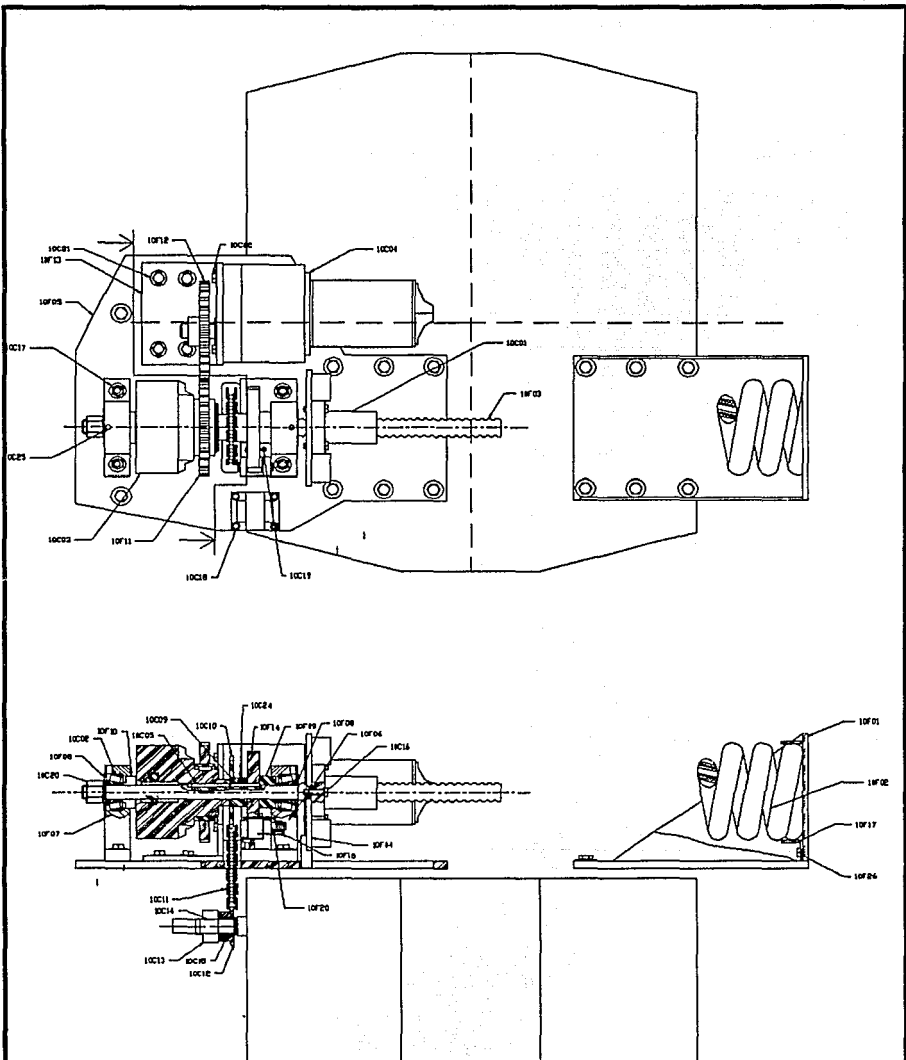
$$\text{Longitud}=2(18.476)+\frac{45}{18.476}+\frac{5.70}{18.476}=59.7605$$

ANEXO 2

PLANOS DE FABRICACIÓN

LISTA DE PLANOS

No.	TITULO	TAMAÑO
10E01	Vistas generales	A1
10E02	Corte A - A	A1
10F01	Placa de apoyo	A2
10F02	Resorte de compresión	A4
10F03	Husillo	A4
10F04	Placa móvil	A4
10F05	Placa de montaje	A3
10F06	Chumacera	A4
10F07	Chumacera	A4
10F08	Separador	A4
10F09	Separador	A4
10F10	Separador	A4
10F11	Engrane clutch	A4
10F12	Engrane motor	A4
10F13	Soporte motor	A4
10F14	Freno	A4
10F15	Trinquete	A4
10F16	Polea	A4
10F17	Angulo	A4
10F18	Resorte de trinquete	A4
10F19	Soporte trinquete	A4
10F20	Eje trinquete	A4
10F21	Soporte de polea	A4

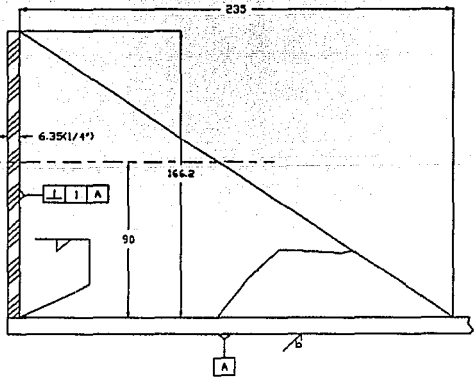
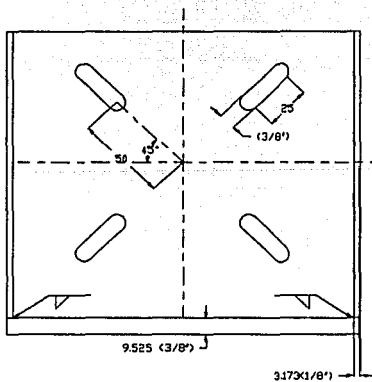
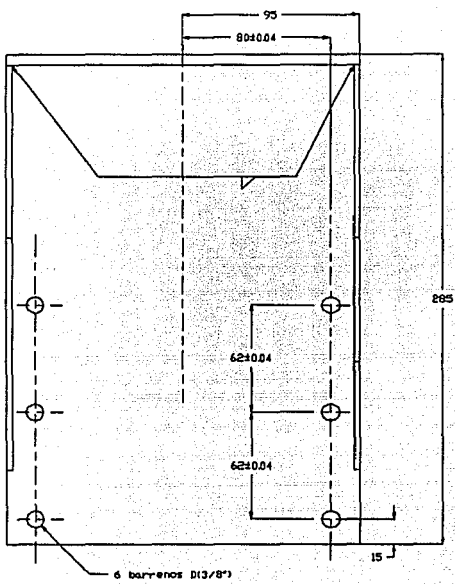


NOTA Lista de partes en plano 10C02

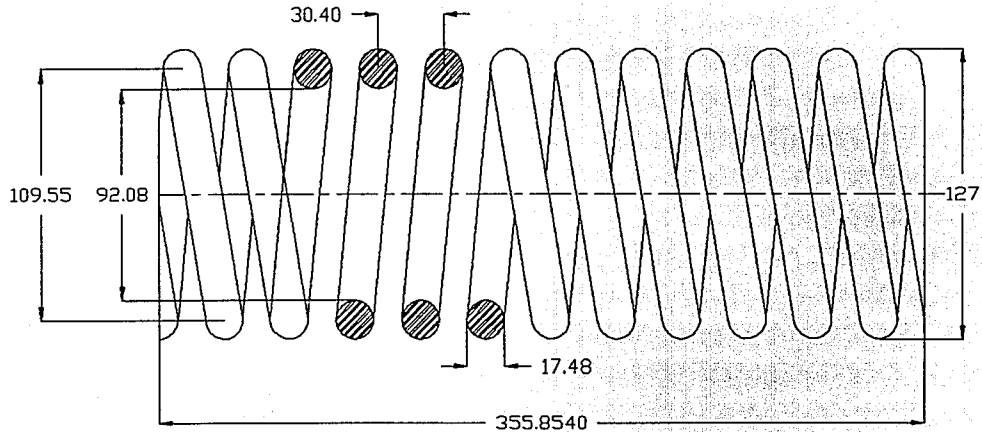
PROYECTO: Modulo de Actuacion		CDTAS: 00000	
VISTAS GENERALES			
RESPONSABLE: YBE	REVISO:	DIBUJO: YBE, OS, HA	NO PLANO: 10C01
ESD: 1:2	FECHA: 20-02-92	CLAVE: MOAC-8102	



ACABADOS			TOLERANCIAS NO INDICADAS					
Grac. Proyectada	micro	normal	> 0.2	0.05	> 3	> 6	> 20	> 100
±0.1	±0.2	±0.3	±0.1	±0.2	±0.3	±0.4	±0.5	
±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.4	±0.5	
Finis - Chis Filoso								
±0.1	±0.2	±0.3	±0.4	±0.5	±0.6	±0.7	±0.8	





PROYECTO: Modulo de Actuacion		
PLACA DE APOYO		
RESPONSABLE: VBR	REVISO	DIBUJO: VBR, OJ, HA COTAS: M72 No PLAND 10F01 CLAVE MOAC-0102
ESO: 1:1.25	FECHA: 20-02-92	



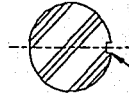
Nota:

12 espiras

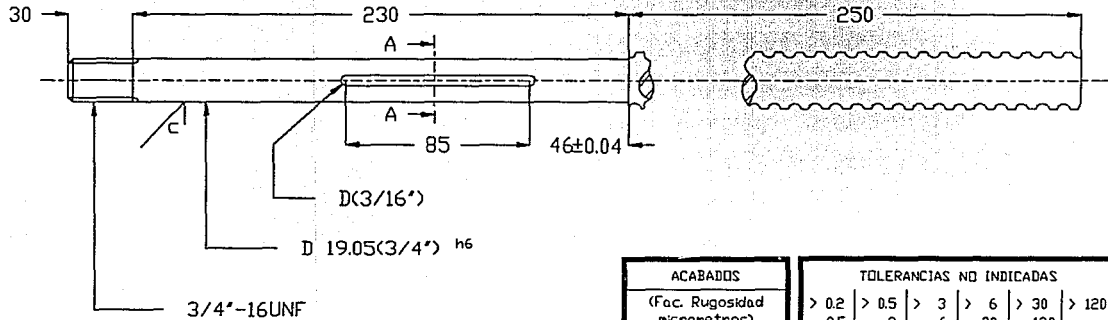
Terminales escuadradas y esmeriladas

	PROYECTO: MDAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Resorte de Compresion	FECHA: 3-07-92	ESCALA: 1:2	No PIEZA: 10F02
	DISEÑO: VBR,HEGA	DIBUJO: HEGA	MATERIAL: AISI 4140		ACDT: mm	No PLANO: 10F02

CORTE A-A



Cuñero 3/32" X 3/32"



ACABADOS		
(Fac. Rugosidad micrometros)		
$\sqrt{}$	$\sqrt{}$	$\sqrt{}$
DES. 6.3	AFIN. 1.6	RECT. 0.4

TOLERANCIAS NO INDICADAS					
> 0.2	> 0.5	> 3	> 6	> 30	> 120
-0.5	-3	-6	-30	-120	
± 0.1	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5
Radios - Chaflanes					
± 0.1	± 0.2	± 0.5	± 1	± 2	± 4



PROYECTO:
MOAC-9102

SISTEMA:
Modulo de actuacion

NOMBRE DE LA PIEZA:
Husillo

FECHA:
20-02-92

ESCALA:
1:2

No PIEZA:
10F03

DISEÑO
VBR

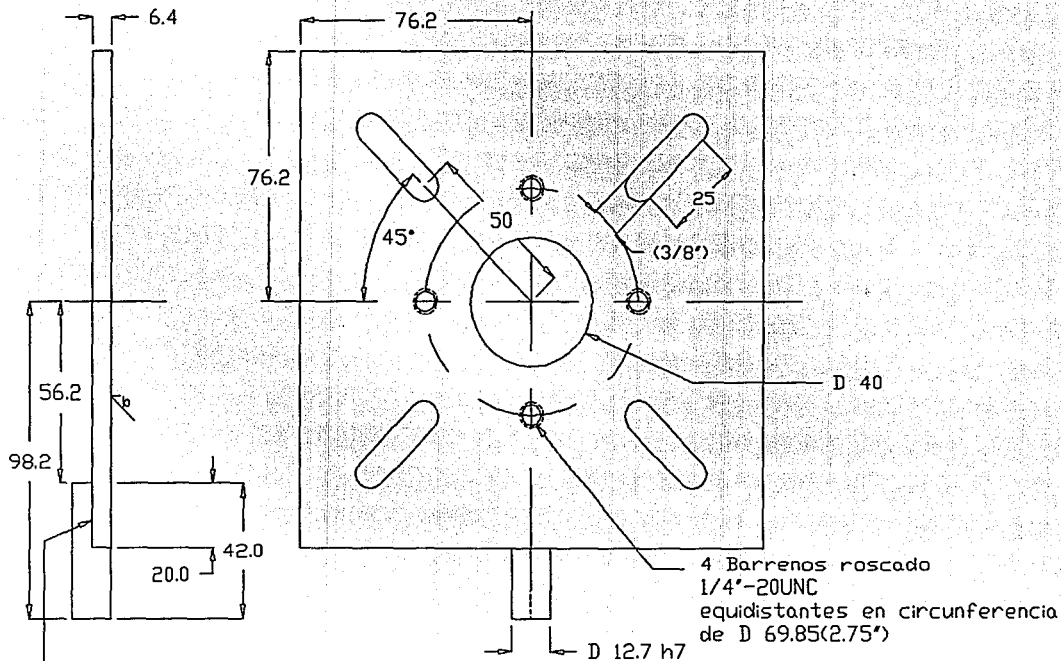
DIBUJO:
VBR, DB

MATERIAL:
Husillo Warner R-1001 rosca derecha



ACOT:
mm

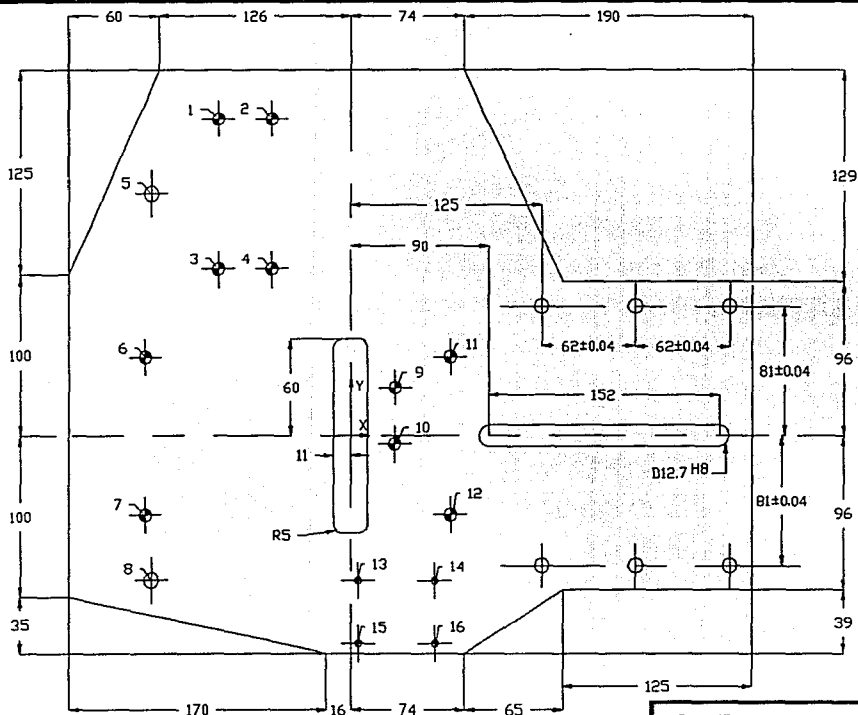
No PLANO:
10F03



ACABADOS (Fac. Rugosidad micrometros)		
✓	✓	✓
DES. 6.3	AFIN. 1.6	RECT. 0.4

TOLERANCIAS NO INDICADAS					
> 0.2	> 0.5	> 3	> 6	> 30	> 120
± 0.1	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5
Rachos - Choflones					
± 0.1	± 0.2	± 0.5	± 1	± 2	± 4

PROYECTO: Modulo de Actuacion		COTAS: 7/172	
Placa movil (10F04)			
RESPONSABLE: VBR	REVISO:	DIBUJO: VBR,OB,HA	No PLAND 10F04
ESC 1:1		FECHA: 20-02-92	CLAVE MOAC-0102



Nota 1: Material placa de acero
AISI 1018 3/8"

Nota 2: Rectificar esta cara

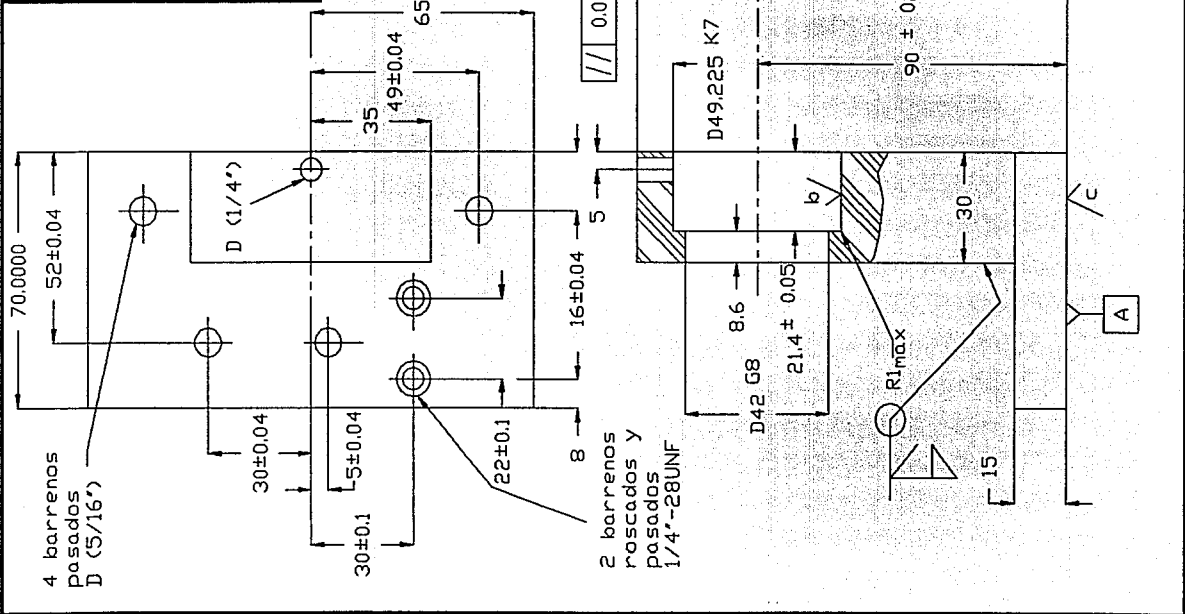
- Barreno pasado 1/32(B")
- Barrenos roscados 5/16-24UNF
- Barrenos roscados No8-32UNF

TOLERANCIAS NO INDICADAS					
> 0.2	> 0.5	> 3	> 6	> 30	> 120
± 0.1	± 0.3	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5
Rodos - Choflones					
± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 1	± 2	± 4

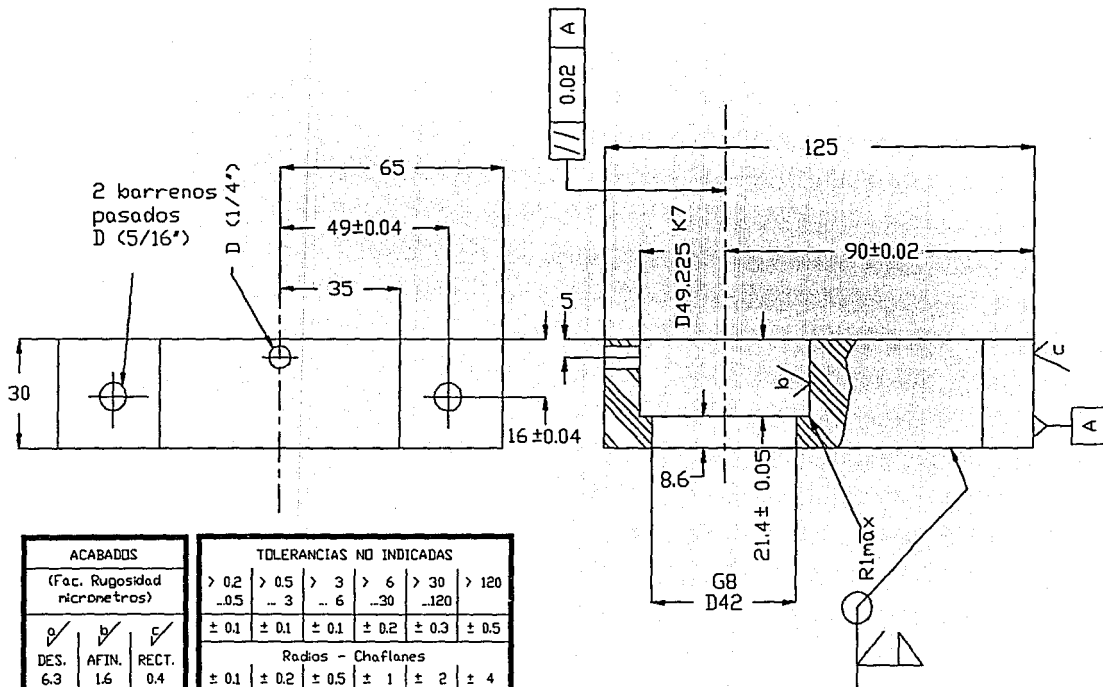
POSICION	X	Y	TOLERANCIA
1	-87.2	195.74	±0.1
2	-52.2	195.74	±0.1
3	-87.2	103.44	±0.1
4	-52.2	103.44	±0.1
5	-131	150	±0.5
6	-135	49	±0.04
7	-135	-49	±0.04
8	-131	-90	±0.5
9	29	30	±0.04
10	29	-5	±0.04
11	65	49	±0.04
12	65	-49	±0.04
13	5	-90.4	±0.1
14	54.8	-90.4	±0.1
15	5	-128.5	±0.1
16	54.8	-128.5	±0.1

PROYECTO: Modulo de Actuacion		
Placa de montaje (10F05)		
RESPONSABLE: VBR	REVISOR:	CDTAS: mm
ESC: 1:2		DIBUJAD: VBR
FECHA: 08-03-92		No PLAND 10F05
		CLAVE MOAC-9102

TOLERANCIAS NO INDICADAS					
> 0.2	> 0.5	> 3	> 6	> 30	> 120
-.05	-.3	-.6	-.30	-.120	
± 0.1	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5
Radios - Choflones					
± 0.1	± 0.2	± 0.5	± 1	± 2	± 4

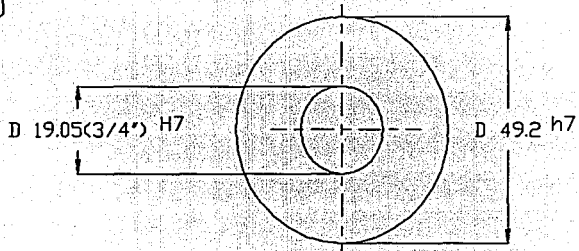
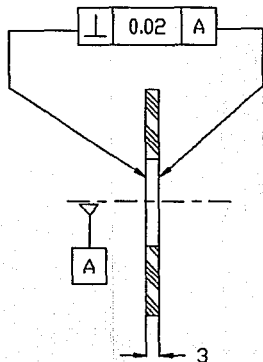


	PROYECTO:	MADC-9102	SISTEMA:	Módulo de actuación	NOMBRE DE LA PIEZA:	Chumacera	FECHA:	20-02-92	ESCALA:	1=1	No PIEZA:	10F06
	DISEÑO	DIBUJO:	MATERIAL:					ACOT:	mm	No PLAND:	10F06	

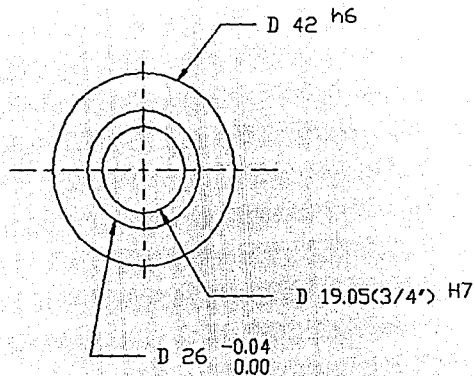
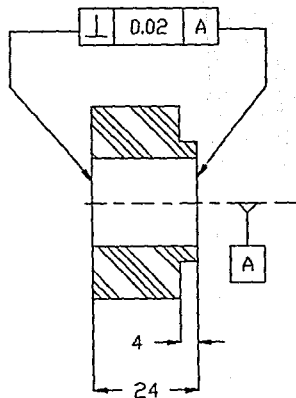




ACABADOS			TOLERANCIAS NO INDICADAS								
(Fac. Rugosidad micrometros)			> 0.2	> 0.5	> 3	> 6	> 30	> 120			
			-.05	-.3	-.6	-.30	-.120				
✓	b	✓	± 0.1	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5			
DES.	AFIN.	RECT.	Radios - Chafilanes								
6.3	1.6	0.4	± 0.1	± 0.2	± 0.5	± 1	± 2	± 4			

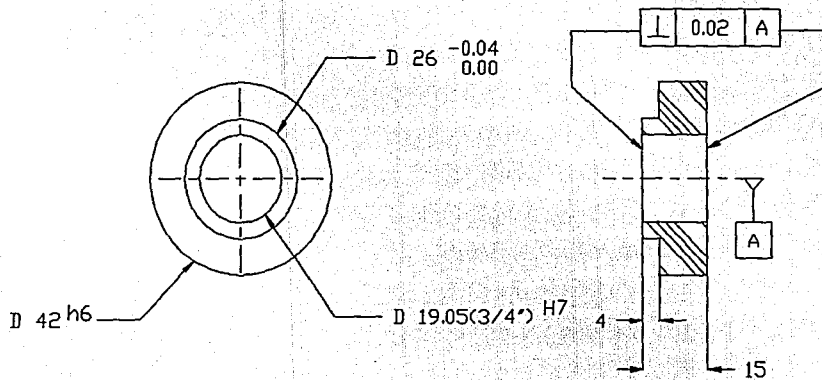
CDM	PROYECTO: MAOC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Chumacera	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1:1.25	No PIEZA: 10F07
	DISEÑO VBR	DIBUJO: VBR	MATERIAL: AISI 1045		ACOT: mm	No PLANO: 10F07



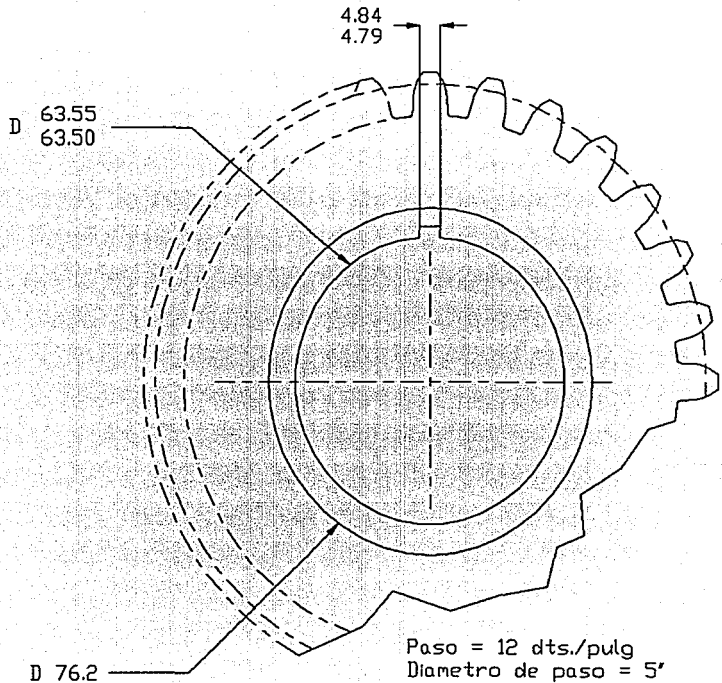
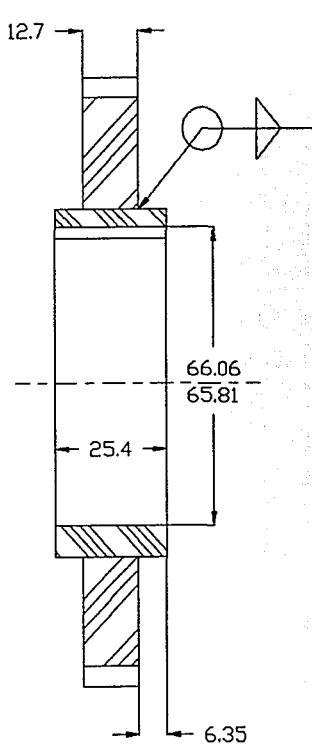
	PROYECTO: MOAC-9102	SISTEMA: Modulo de actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Separador	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1:1	No PIEZA: 10F08
	DISEÑO: VBR	DIBUJO: VBR	MATERIAL: AISI 1018		ACOT: mm	No PLANO: 10F08



	PROYECTO: MDAC-9102	SISTEMA: Modulo de actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Separador	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1:1	No PIEZA: 10F09
	DISEÑO: VBR	DIBUJO: VBR	MATERIAL: AISI 1018		ACOT: mm	No PLANO: 10F09

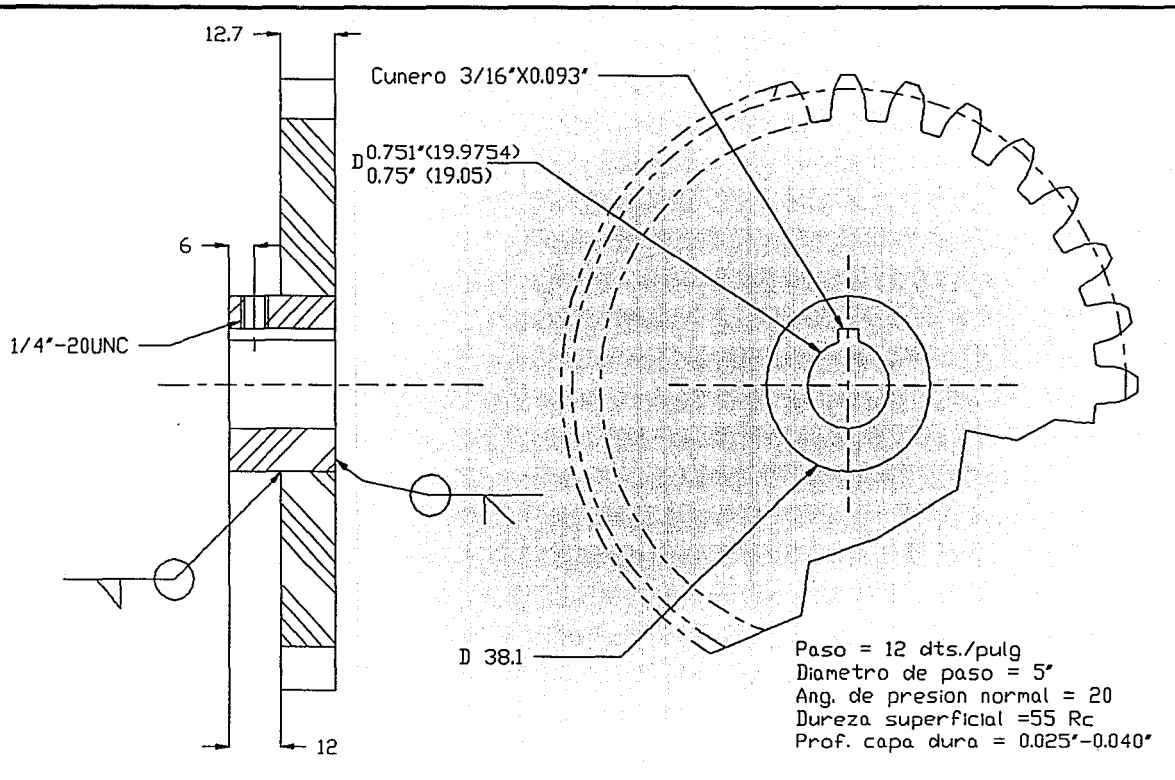


	PROYECTO: MOAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Separador	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1:1	No PIEZA: 10F10
	DISENO VBR	DIBUJO: VBR	MATERIAL: AISI 1018		ACOT: ACO	No PLANO: 10F10



Paso = 12 dts./pulg
 Diametro de paso = 5"
 Ang. de presion normal = 20
 Dureza superficial = 55 Rc
 Prof. capa dura = 0.025"-0.040"

	PROYECTO: MDAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Engrane de Clutch	FECHA: 21-02-92	ESCALA: 1:1	No PIEZA: 10F11
	DISEÑO: VBR	DIBUJO: VBR	MATERIAL: AISI 1045			ACOT: mm



PROYECTO:
MOAC-9102

SISTEMA:
Modulo de actuacion

NOMBRE DE LA PIEZA:
Engrane de motor

FECHA:
20-02-90

ESCALA:
1:1

No PIEZA:
10F12

DISEÑO
VBR

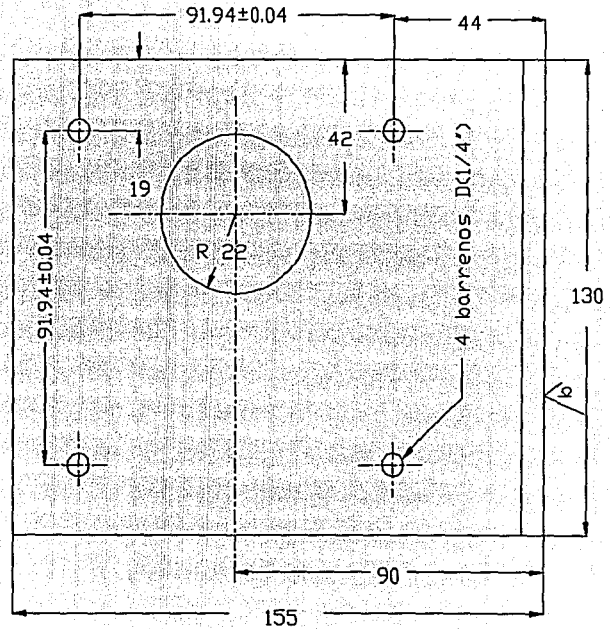
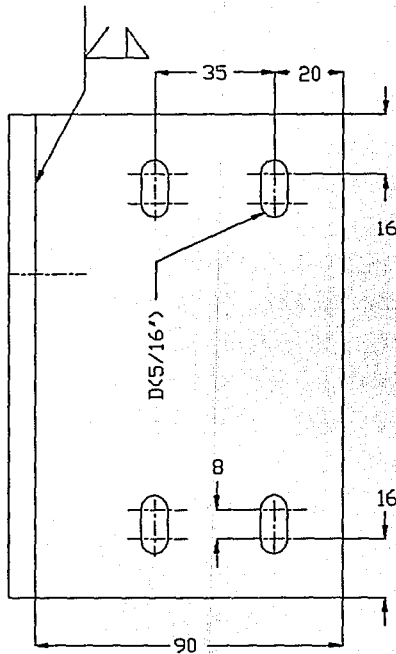
DIBUJO:
VBR,HEGA



MATERIAL:
AISI 1045



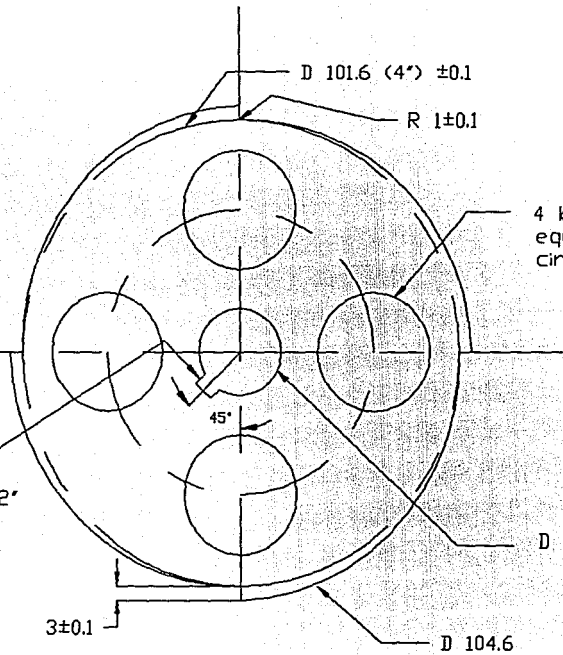
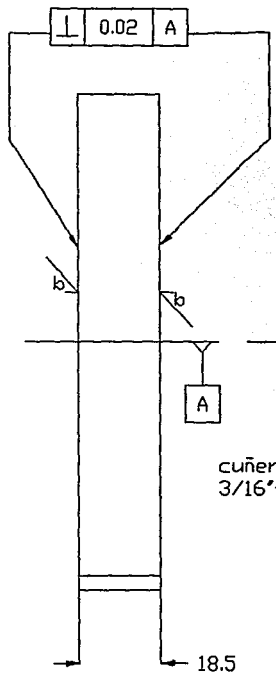
ACOT:
mm

No PLANO:
10F12



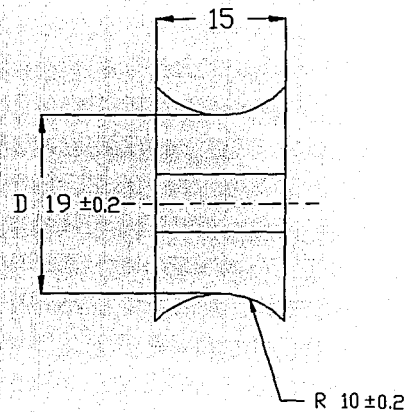
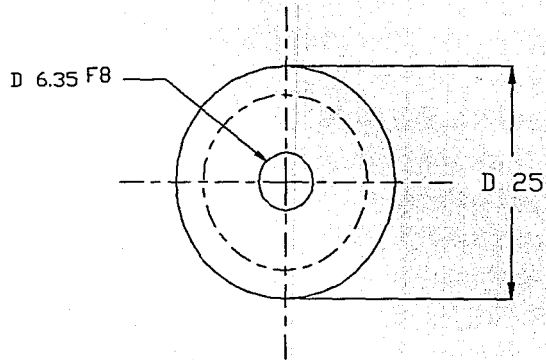
	PROYECTO: MDAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Soporte de motor	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1:1.25	No PIEZA: 10F13
	DISEÑO: VBR	DIBUJO: VBR	MATERIAL: AISI 1018		ACOT: mm	No PLANO: 10F13



ACABADOS		
(Fac. Rugosidad micronetros)		
✓	✓	✓
DES. 6.3	AFIN. 1.6	RECT. 0.4

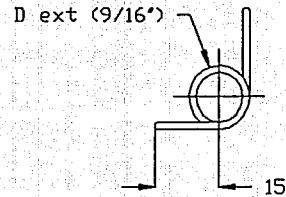
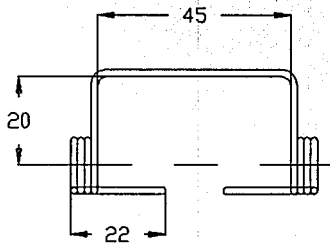




4 barrenos de D 26 equidistantes en circunferencia de D 62

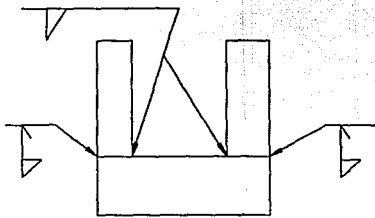
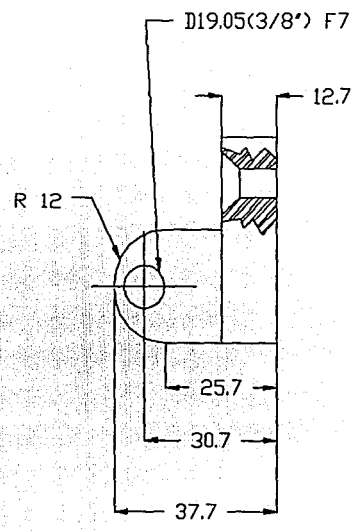
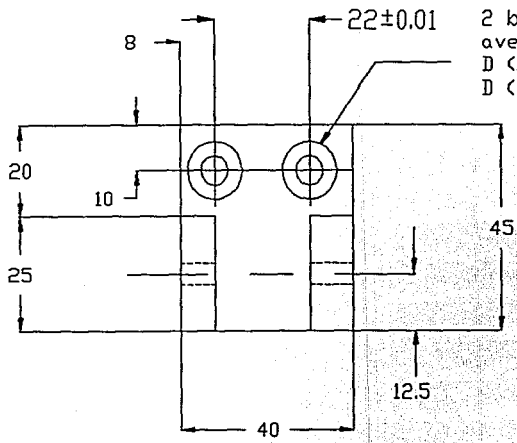
	PROYECTO: MOAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: FRENO	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1=1	No PIEZA: 10F14
	DISEÑO: OABP	DIBUJO: HEGA	MATERIAL: AS 1220		ACOT: mm	No PLANO: 10F14



	PROYECTO: MOAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Polea	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1:1	No PIEZA: 10F16
	DISEÑO: VBR	DIBUJO: VBR,HEGA	MATERIAL: AISI 1018		ACOT: mm	No PLANO: 10F16

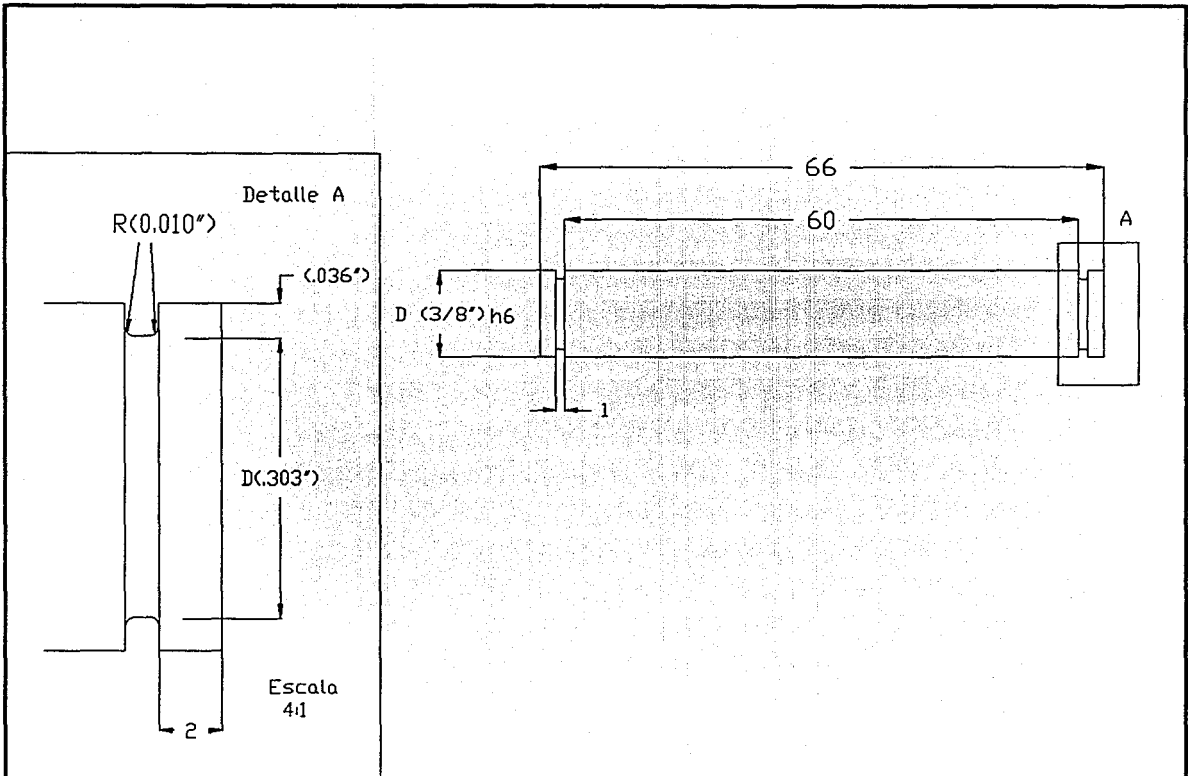


	PROYECTO: MOAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: resorte de trinquete	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1:1	No PIEZA: 10F18
	DISEÑO: VBR	DIBUJO: OBF,HEGA	MATERIAL: Acero templado al aceite (1/16")		ACOT: mm	No PLANO: 10F18

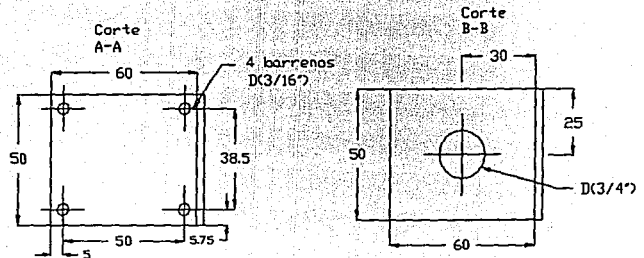
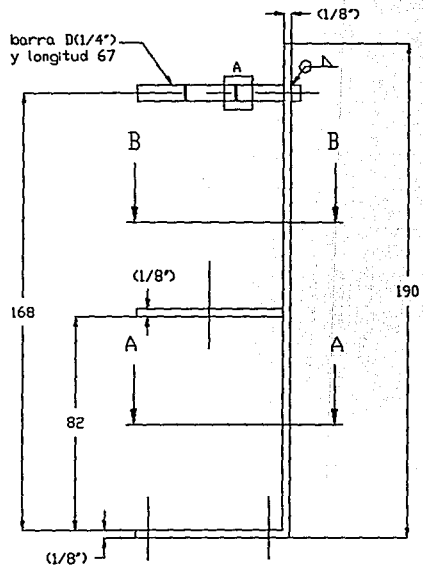
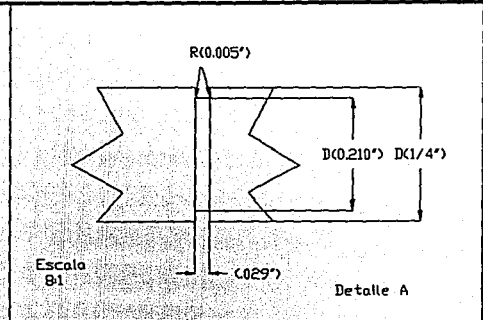
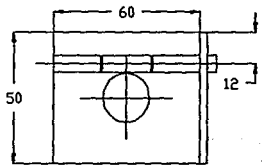


ACABADOS (Fac. Rugosidad micrometros)		
DES. 6.3	AFIN. 1.6	RECT. 0.4

	PROYECTO: MOAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Soporte de trinquete	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 1:1	No PIEZA: 10F19
	DISEÑO: VBR	DIBUJO: VBR,HEGA	MATERIAL: AISI 1045		ACOT: mm	No PLANO: 10F19



	PROYECTO: MOAC-9102	SISTEMA: Modulo de Actuacion	NOMBRE DE LA PIEZA: Eje de trinquete	FECHA: 20-02-92	ESCALA: 2:1	No PIEZA: 10F20
	DISEÑO: VBR	DIBUJO: VBR	MATERIAL: AISI 1045		ACOT: mm	No PLANO: 10F20



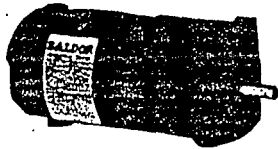
NOTA: Material AISI 1018, placa (1/8'')

TOLERANCIAS NO INDICADAS					
> 0.2	> 0.5	> 3	> 6	> 30	> 120
-.05	-.3	-.6	-.38	-.20	
± .01	± .01	± .01	± .02	± .03	± .05
Ruedas - Chavetas					
± .01	± .02	± .03	± .1	± .2	± .4

PROYECTO: Modulo de Actuacion			
Soporte de Polea			COTAS: mm
RESPONSABLE: OABP	REVISOR:	DIBUJADOR: OABP	
ESCALA: 1:1.25		FECHA: Feb. 1992	
		No PLANO 10F21 CLAVE MQAC-9102	

ANEXO 3

INFORMACION COMERCIAL



PARALLEL SHAFT AC GEAR MOTORS PERMANENT SPLIT CAPACITOR — TENV

1/50 THRU 1/6 H.P.

Applications: Conveyors, packaging, machines, machine tools and laboratory equipment requiring constant speed.

Features: Suitable for horizontal or vertical mounting, reversible, continuous duty, baked enamel finish.

SINGLE PHASE - 115 VAC 50/60 HZ

INPUT MOTOR H.P.	OUTPUT R.P.M.	GEAR RATIO TO 1	MAXIMUM SAFE TORQUE IN LBS.	CATALOG NO.	LIST PRICE	MULT. SYM.	MOTOR TYPE & GEAR STYLE	AP'X. SHPL. WGT.	CAPACITOR RATING
1/50	8.9	192.0	50.0	GCP9202	\$203	DK	95-PSS-0	9	8 MFD @
1/50	25	60.0	40.0	GCP9102	203	DK	91-PSS-0	10	4 MFD @
1/50	28	60.0	40.0	GCP9204	203	DK	95-PSS-0	9	8 MFD @
1/50	57	30.0	21.0	GCP9206	195	DK	95-PSS-0	10	8 MFD @
1/50	117	14.1	9.0	GCP9206	195	DK	95-PSS-0	10	8 MFD @
1/25	5.6	300.0	325.0	GCP9302	361 3/4	DK	97-PSL-0	17	7.5 MFD @
1/25	9.3	180.0	235.0	GCP9304	361	DK	97-PSL-0	17	7.5 MFD @
1/25	19	87.0	80.0	GCP9305	218	DK	97-PSL-0	10	7.5 MFD @
1/25	29	60.0	60.0	GCP9308	218	DK	97-PSL-0	10	7.5 MFD @
1/25	56	30.0	40.0	GCP9310	210	DK	97-PSL-0	10	7.5 MFD @
1/25	116	14.1	20.0	GCP9312	210	DK	97-PSL-0	10	7.5 MFD @
1/12	14	120.0	330.0	GCP9320	374	DK	97-PSL-0	16	16 MFD @
1/12	18.5	90.0	250.0	GCP9322	374	DK	97-PSL-0	16	16 MFD @
1/8	27	60.0	270.0	GCP9402	364	DK	87-PSL-0	17	20 MFD @
1/8	54	30.0	135.0	GCP9404	364	DK	87-PSL-0	17	20 MFD @
1/8	81	20.0	92.0	GCP9406	351	DK	87-PSL-0	17	20 MFD @
1/8	162	10.0	46.0	GCP9408	351	DK	87-PSL-0	17	20 MFD @
1/8	324	5.0	23.0	GCP9410	351	DK	87-PSL-0	17	20 MFD @
1/8	58	30.0	104.0	GCP9305	368	DK	318C-PSL-0	25	Ø
1/8	86	20.0	112.0	GCP9310	355	DK	318C-PSL-0	25	Ø
1/8	173	10.0	56.0	GCP9315	355	DK	318C-PSL-0	25	Ø
1/8	345	5.0	28.0	GCP9320	355	DK	318C-PSL-0	25	Ø

NOTES: Ø MOLDED CASE POLYPROPYLENE CAPACITORS SUPPLIED LOOSE FOR CUSTOMER MOUNTING. REFER TO PAGE 64 FOR OPTIONAL MOUNTING KITS.
Ø CAPACITORS MOUNTED ON MOTOR



PARALLEL SHAFT DC GEAR MOTORS PERMANENT MAGNET — TENV

1/50 THRU 1/4 H.P.

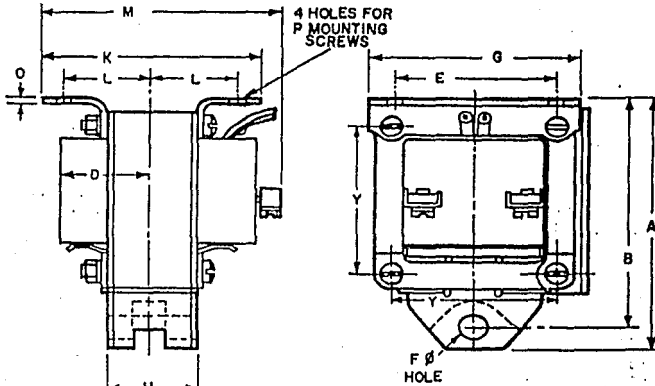
INPUT MOTOR H.P.	OUTPUT BASE SPEED	GEAR RATIO TO 1	MAX. SAFE TORQUE IN LBS.	VOLTAGE DIRECT CURRENT ARM. FLD.	FULL LOAD AMPERAGE ARM. FLD.	CATALOG NO.	LIST PRICE	MULT. SYM.	MOTOR TYPE & GEAR STYLE	AP'X. SHPL. WGT.
1/50	9	192.0	80.0	90	PM 0.24	PM GPP1006	\$207	DK	10-PSS-0	6
1/50	25	60.0	40.0	90	PM 0.3	PM GPP1009	207	DK	10-PSS-0	6
1/50	120	14.1	10.0	90	PM 0.3	PM GPP1010	207	DK	10-PSS-0	6
1/25	19	87.0	80.0	90	PM 0.6	PM GPP2010	220	DK	20-PSS-0	7
1/25	19	87.0	80.0	180	PM 0.3	PM QPP3020	229	DK	30-PSS-0	8
1/25	57	30.0	40.0	90	PM 0.6	PM GPP2011	220	DK	20-PSS-0	7
1/25	57	30.0	40.0	180	PM 0.3	PM GPP3021	229	DK	30-PSS-0	8
1/8	8.3	300.0	330.0	90	PM 0.78	PM GPP7459	365	DK	74-PSL-0	18
1/8	8.3	300.0	330.0	180	PM 0.38	PM GPP7479	365	DK	74-PSL-0	18
1/8	10	240.0	330.0	90	PM 0.71	PM GPP7478	365	DK	74-PSL-0	18
1/4	14	180.0	340.0	90	PM 1.0	PM GPP7458	365	DK	74-PSL-0	18
1/4	14	180.0	340.0	180	PM 0.5	PM GPP7478	365	DK	74-PSL-0	18
1/4	21	120.0	315.0	90	PM 1.2	PM GPP7457	365	DK	74-PSL-0	18
1/4	21	120.0	315.0	180	PM 0.6	PM GPP7477	365	DK	74-PSL-0	18
1/4	28	90.0	305.0	60	PM 1.5	PM GPP7481	365	DK	74-PSL-0	18
1/4	42	60.0	280.0	90	PM 2.3	PM QPP7456	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	42	60.0	280.0	180	PM 1.15	PM QPP7476	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	50	50.0	250.0	90	PM 2.2	PM QPP7480	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	62	40.0	220.0	90	PM 2.4	PM GPP7455	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	62	40.0	220.0	180	PM 1.2	PM QPP7475	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	83	30.0	155.0	90	PM 2.4	PM GPP7454	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	83	30.0	155.0	180	PM 1.2	PM QPP7474	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	125	20.0	100.0	90	PM 2.4	PM GPP7453	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	125	20.0	100.0	180	PM 1.2	PM QPP7473	351	DK	74-PSL-0	17
1/4	165	15.0	70.0	90	PM 2.4	PM GPP7452	322	DK	74-PSL-0	16
1/4	165	15.0	70.0	180	PM 1.2	PM QPP7472	322	DK	74-PSL-0	16
1/4	250	10.0	45.0	90	PM 2.4	PM GPP7451	322	DK	74-PSL-0	16
1/4	250	10.0	45.0	180	PM 1.2	PM QPP7471	322	DK	74-PSL-0	16
1/4	500	5.0	25.0	90	PM 2.4	PM GPP7450	322	DK	74-PSL-0	16
1/4	500	5.0	25.0	180	PM 1.2	PM QPP7470	322	DK	74-PSL-0	16

NOTE: SUPPLIED WITH TYPE S&O, THREE FOOT, 1/8" AWG, Ø BROWN CORD.
PSL GEAR STYLES USE STEEL GEARS ON ALL STAGES.

INDUSTRIAL STRONG-BOX SOLENOIDS

600 Volts Max.

DUAL DIMENSIONS—INCHES AND MILLIMETERS AND WEIGHTS (For Estimating Only)

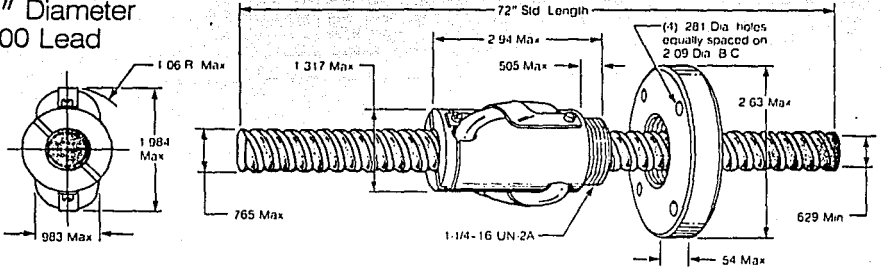


Catalog Number	Dimensions—1-Inch Maximum Stroke, Pull Type, 60 Hertz													
	Base Mounted													
	A		B		D		E		F		G		H	
	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm
CR9500 A100	2.73	69.3	2.52	64.0	.72	18.3	1.50	38.1	0.25	6.4	1.94	49.3	0.82	15.7
CR9500 A101	2.73	69.3	2.52	64.0	.87	21.1	1.50	38.1	0.25	6.4	1.94	49.3	0.81	20.6
CR9500 A102	2.71	68.7	2.52	64.0	.91	23.1	1.50	38.1	0.25	6.4	1.94	49.3	1.00	25.4
CR9500 B100	3.44	87.4	3.12	79.2	.96	24.4	1.81	45.0	0.38	9.6	2.38	60.4	0.88	22.4
CR9500 B101	3.44	87.4	3.12	79.2	1.09	26.5	1.81	45.0	0.38	9.6	2.38	60.4	1.12	28.4
CR9500 B102	3.44	87.4	3.12	79.2	1.28	32.5	1.81	45.0	0.38	9.6	2.38	60.4	1.50	38.1
CR9500 C100	4.33	110.0	3.98	101.1	1.25	31.8	2.25	57.2	0.44	11.2	3.06	77.7	1.06	26.9
CR9500 C101	4.33	110.0	3.98	101.1	1.44	36.6	2.25	57.2	0.44	11.2	3.06	77.7	1.44	36.6
CR9500 C102	4.33	110.0	3.98	101.1	1.68	42.2	2.25	57.2	0.44	11.2	3.06	77.7	1.88	47.8

Catalog Number	Dimensions—1-Inch Maximum Stroke, Pull Type, 60 Hertz												Shipping Wt., Lbs.
	Base Mounted												
	K		L		M		D		P		Y		
	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm	In.	Mm	
CR9500 A100	2.00	50.8	0.80	20.3	2.48	63.0	0.09	2.3	# 8	—	1.56	40.0	1 1/2
CR9500 A101	2.19	55.6	0.80	22.5	2.67	67.8	0.09	2.3	# 8	—	1.56	40.0	1 1/2
CR9500 A102	2.36	60.4	0.80	24.0	2.86	72.6	0.09	2.3	# 8	—	1.56	40.0	1 1/2
CR9500 B100	2.56	65.0	1.62	41.1	2.91	73.9	0.12	3.0	# 10	—	1.88	47.8	2 1/2
CR9500 B101	2.81	71.4	1.19	30.2	3.16	80.3	0.12	3.0	# 10	—	1.88	47.8	2 1/2
CR9500 B102	3.19	81.0	1.38	35.0	3.55	90.2	0.12	3.0	# 10	—	1.88	47.8	3 1/2
CR9500 C100	3.19	81.0	1.27	32.2	3.50	88.9	0.16	4.1	1/2	—	2.38	60.4	4
CR9500 C101	3.56	90.4	1.45	36.8	3.88	98.0	0.16	4.1	1/2	—	2.38	60.4	5
CR9500 C102	4.00	101.6	1.67	42.4	4.30	109.2	0.16	4.1	1/2	—	2.38	60.4	5 1/2

R-0702

3/4" Diameter
.500 Lead



Selection Data

Life (inches of travel)	125,000	1,000,000	8,000,000
Operating Load (lbs.)	6,900	3,450	1,725

Specifications

Static Load	24,200 pounds
Screw Thread	Right hand thread; double start screw
Ball Nut	2 bearing circuits; 7 total effective turns
No. of Bearing Balls	152 average/156 dia. nominal
Maximum Axial Lash between Nut and Screw	.009"

Features

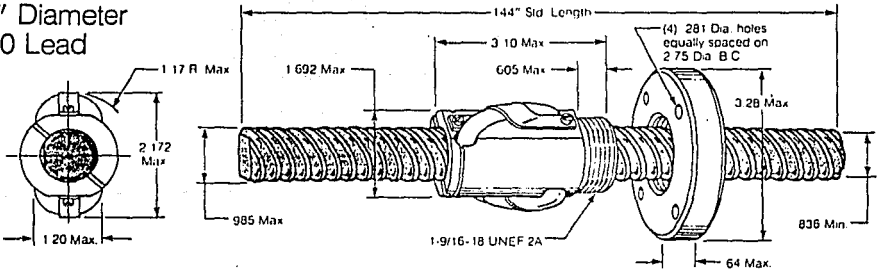
- Load locking spring feature standard
- Tangential ball nut design
- Optional flange
- Optional wiper kit (details page 23)
- Standard end journals/annealed ends (details pages 24 and 25)

Part Numbers

Screw Stock*	190-9100	72" std. length
Ball Nut	8107-448-014	
Flange	8107-448-002	
Wiper Kit	8107-101-002	

R-1001

1" Diameter
1.0 Lead



Selection Data

Life (inches of travel)	125,000	1,000,000	8,000,000
Operating Load (lbs.)	4,500	2,250	1,125

Specifications

Static Load	13,750 pounds
Screw Thread	Right hand thread; four start screw
Ball Nut	2 bearing circuits; 3 total effective turns
No. of Bearing Balls	152 average/156 dia. nominal
Maximum Axial Lash between Nut and Screw	.009"

Features

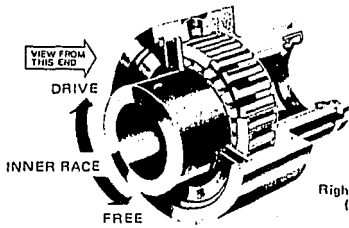
- Load locking spring feature standard
- Tangential ball nut design
- Optional flange
- Optional wiper kit (details page 23)
- Standard end journals/annealed ends (details pages 24 and 25)

Part Numbers

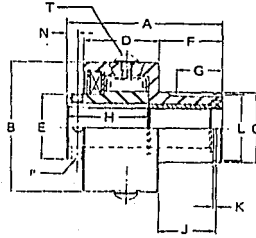
Screw Stock*	190-9102	144" std. length
Ball Nut	8110-448-020	
Flange	8110-448-002	
Wiper Kit	8110-101-002	

*Ball screws may be ordered in any length up to the maximum standard length shown, (for longer lengths, consult factory). To determine a specific length for your application, see How to Order, page 36.

GENERAL PURPOSE CLUTCHES FSR SERIES, MODELS 3 thru 16



Right Hand Rotation Shown
(Left Hand Opposite)



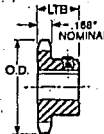
		SELECTION DATA						
MODEL NUMBER		3		5		6		
		English	Metric	English	Metric	English	Metric	
Torque capacity	lb ft (Nm)	40	54	85	115	276	373	
Over-running speed	Maximum RPM	1950		1950		1950		
	Inner Race							
	Outer Race	900		900		750		
Resistance after run-in	lb ft (Nm)	.20	.27	.50	.68	1.68	2.28	
Keyseat in hub (output)—Standard	in. (mm)	.125 x .05	3.18 x 1.58	.187 x .09	4.76 x 2.38	.187 x .09	4.76 x 2.38	
Standard bore size and keyseat	in. (mm)	English	.375 .500	.500 .625	.125 x .06 .188 x .09	.750	.187 x .09	
		Metric	9.52 12.70	12.70 15.88	3.18 x 1.59 4.76 x 2.38	19.05	4.76 x 2.38	
Bore range available	in. (mm)	Minimum	.375	9.52	.500	12.70	.750	19.05
		Maximum	.500	12.70	.687	17.45	.875	22.22
Maximum bore keyseat	(in.) (mm)			.187 x .09	4.76 x 2.38	.187 x .06	4.76 x 1.58	

All dimensions given below are: in. (mm)

		DIMENSIONAL DATA					
A	Overall length of clutch	1.88	47.62	2.75	69.85	3.19	80.95
B	Outer diameter	1.63	41.27	2.00	50.80	2.88	73.00
C	Mounting hub diameter	.875/.874	22.23/22.20	1.250/1.249	31.75/31.72	1.375/1.374	34.93/34.90
D	Length of outer race	.69	17.46	1.25	31.75	1.56	39.67
E	O.D. inner race extension	.80	20.24	1.00	25.40	1.38	34.92
F	Length of clutch hub	.81	20.64	1.00	25.40	1.31	33.32
G	Length of keyseat on hub	.500	12.70	.562	14.27	.937	23.80
H	Length of inner race	.94	33.32	1.63	41.27	1.69	42.85
J	Location of snap ring groove	.715/.720	18.16/18.29	.900/.905	22.86/22.99	1.215/1.220	30.86/30.99
K	Snap ring groove width	.036/.056	.91/1.42	.048/.068	1.22/1.73	.048/.068	1.22/1.73
L	Snap ring groove diameter	.841/.835	21.36/21.21	1.206/1.198	30.63/30.43	1.327/1.319	33.70/33.50
	Suggested snap ring	Spirolux RS 87		Spirolux RS 125		Spirolux RS 137	
	Shaft mounting provisions	.500 Bore-Rollpin .375 Bore — See Detail		Set Screws (2) No. 8-36 Holes @ 90°		Set Screws (2) No. 10-32 Holes @ 90°	
N	Inner race hub—roll pin location —set screw location	.22 .22	5.54 5.54	.25	6.35	.18	4.75
P	Roll pin hole diameter (pin furnished)	.187	4.76				
T	Size of oil holes	None		#10-32		.250-28	
	Number of oil holes	None		3 @ 120°		3 @ 120°	
	Oil lubrication and amount required	Grease	Grease	.25 oz.	7.4 ml	.375 oz.	11.1 ml
	Shipping weight lbs. (kg)	1	0.5	2	0.9	3	1.4

No. 35 single/finished bore steel sprockets

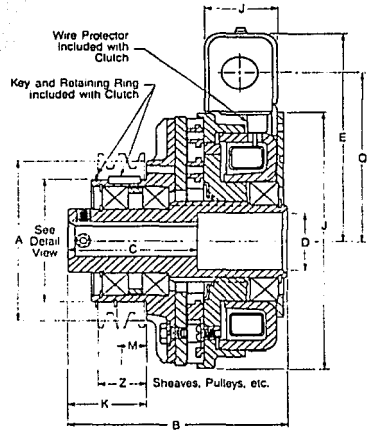
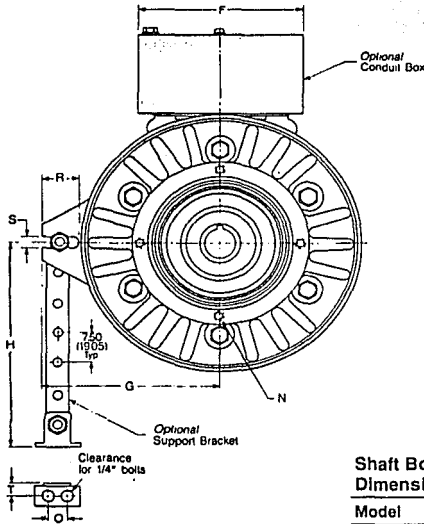
No. Teeth	Catalog No.	Outside Diam.	LTB	Wt. Lbs.	Finished Bore (Inches) Includes Keyway and Setscrew					
stock sprockets—hardened teeth with extra setscrew at 90°										
10	H3510	1.37"	3/4"	.1		* 1/2	3/4			
11	H3511	1.50	3/4"	.2		* 1/2	3/4			
12	H3512	1.62	3/4"	.2		* 1/2	3/4	3/4		
13	H3513	1.75	3/4"	.2		* 1/2	3/4	3/4		
14	H3514	1.87	3/4"	.3		* 1/2	3/4	3/4		
15	H3515	1.99	3/4"	.3		* 1/2	3/4	3/4		1
16	H3516	2.10	3/4"	.4		* 1/2	3/4	3/4		1
17	H3517	2.23	3/4"	.4		* 1/2	3/4	3/4		
18	H3518	2.35	3/4"	.5		* 1/2	3/4	3/4		
20	H3520	2.59	3/4"	.7		* 1/2	3/4	3/4		
24	H3524	3.07	7/8"	1.1		* 1/2	3/4	3/4		1
25	H3525	3.19	7/8"	1.2		* 1/2	3/4	3/4		1
30	H3530	3.79	7/8"	1.4		* 1/2	3/4	3/4		
stock sprockets										
9	359	1.25	3/4"	.1	* 3/4					
10	3510	1.37	3/4"	.1	* 3/4					
11	3511	1.50	3/4"	.2	* 3/4	* 1/2	3/4	3/4		
12	3512	1.62	3/4"	.2	* 3/4	* 1/2	3/4	3/4		
13	3513	1.75	3/4"	.3		* 1/2	3/4	3/4		
14	3514	1.87	3/4"	.3		* 1/2	3/4	3/4		
15	3515	1.99	3/4"	.3		* 1/2	3/4	3/4		1
16	3516	2.10	3/4"	.4		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
17	3517	2.23	3/4"	.4		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
18	3518	2.35	3/4"	.5		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
19	3519	2.47	3/4"	.5		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
20	3520	2.59	3/4"	.7		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
21	3521	2.70	7/8"	.8		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
22	3522	2.83	7/8"	.8		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
23	3523	2.95	7/8"	.9		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
24	3524	3.07	7/8"	1.1		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
25	3525	3.19	7/8"	1.2		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
26	3526	3.31	7/8"	1.3		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
28	3528	3.55	7/8"	1.3		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
30	3530	3.79	7/8"	1.4		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
32	3532	4.03	7/8"	1.5		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
35	3535	4.39	7/8"	1.6		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
36	3536	4.51	7/8"	1.8		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
40	3540	4.99	7/8"	2.0		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
42	3542	5.23	7/8"	2.2		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
45	3545	5.59	7/8"	2.4		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
48	3548	5.95	7/8"	2.6		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1
60	3560	7.38	7/8"	3.4		* 1/2	3/4	3/4	3/4	1



**Type B
(Finished Bore)**

* No Keyways
When ordering Finished Bore indicate required bore diameter following Catalog No: H3510-1/2 or 3510-1/2.

ATTC Tension Clutch Dimensions



Shaft Bore and Keyway Dimensions

Model	Unit Bore	Key
ATTC-25	.5025 (12.76) .5005 (12.71)	1/8 Sq.
ATTC-25	.6275 (15.94) .6255 (15.89)	3/16 Sq.
ATTC-25	.7525 (19.11) .7505 (19.06)	3/16 Sq.
ATTC-25	.8775 (22.29) .8755 (22.24)	3/16 Sq.

Model	Unit Bore	Key
ATTC-55	1.0025 (25.46) 1.0005 (25.41)	1/4 Sq.
ATTC-55	1.1275 (28.64) 1.1255 (28.59)	1/4 Sq.
ATTC-115	1.2525 (31.71) 1.2505 (31.76)	1/4 Sq.
ACCT-115	1.3775 (34.99) 1.3755 (34.94)	5/16 Sq.
ATTC-115	1.5025 (38.16) 1.5005 (38.11)	3/8 Sq.

() denotes millimeters

Model	A Max. Dia.	B Max.	C Nom.	D Nom. Dia.	E Max.	F Max.	G Max.	H Max.	J Max Dia.	K Max.	L Max.	M Max.	T Nom
ATTC-25	3.60 (91.44)	4.39 (111.51)	2.375 (60.33)	1.080 (27.43)	4.748 (120.60)	3.767 (95.68)	3.282 (83.36)	5.11 (129.79)	4.822 (122.49)	1.68 (42.67)	1.003/991 (25.48/25.17)	.715/.703 (18.16/17.86)	.375 (9.53)
ATTC-55	3.95 (100.33)	4.935 (125.35)	2.925 (74.30)	1.40 (35.56)	5.182 (131.62)	3.767 (95.68)	4.032 (102.41)	5.11 (129.79)	6.275 (159.39)	1.817 (46.15)	1.113/1.101 (28.27/27.97)	—	.375 (9.53)
ATTC-115	5.254 (133.45)	5.977 (151.82)	3.102 (78.79)	1.86 (47.24)	6.089 (154.66)	3.767 (95.68)	4.246 (107.85)	10.11 (256.79)	7.906 (200.81)	2.467 (62.66)	1.539/1.523 (39.09/38.68)	—	.375 (9.53)

Bore-to-Size Data

Model	N No. of Thread Holes	Thread Size	Max. Depth	Bolt Circle	O Nom.	Q Nom.	R Min.	S Min.	U Bore Dia.	V Keyway Height	W Keyway Width	X Bolt Circ
ATTC-25	3	1/4-20	.500	3.00	.500 (12.7)	3.586 (91.08)	.752 (19.08)	.279 (7.09)	2.502/2.500 (63.55/63.50)	2.601/2.591 (66.06/65.81)	.1905/1.1885 (4.84/4.79)	3.00 (76.2)
ATTC-55	4	1/4-20	.635	3.50	.500 (12.7)	4.156 (105.56)	.722 (18.34)	.265 (6.73)	3.002/3.000 (76.25/76.20)	3.099/3.089 (78.71/78.46)	.1905/1.1885 (4.84/4.79)	3.50 (88.9)
ATTC-115	4	5/16-18	.830	4.75	.500 (12.7)	4.927 (125.15)	.504 (12.80)	.265 (6.73)	4.002/4.000 (101.65/101.60)	4.127/4.117 (104.83/104.57)	.378/3.376 (9.60/9.55)	4.5C (114.3)

standard series—single strand

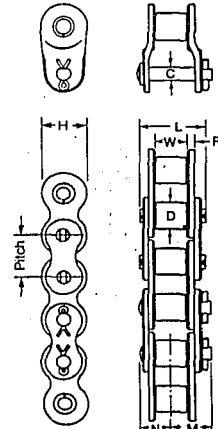


Catalog No.	Dimensions (Inches)										Average Tensile Strength	Weight Per Foot
	Pitch	W. Roller Width	D. Roller Dia.	C-Pln Dia.	F-Plate Thick-ness	L-Width Over Pins	H-Inside Plate Height	†N	†M			
25	3/8	3/8	.130	.0905	.030	.312	.234	.156	.188	.075	.09	
35	3/8	3/8	.200	.141	.050	.468	.350	.233	.267	2,100	.21	
40	1/2	1/2	.306	.141	.050	.512	.393	.252	.322	2,700	.42	
50	5/8	5/8	.400	.200	.080	.790	.594	.395	.460	6,100	.69	
60	3/4	3/4	.468	.234	.094	.990	.700	.495	.586	8,500	1.00	
80	1	3/4	.625	.312	.125	1.274	.934	.637	.741	14,500	1.71	
100	1 1/4	3/4	.750	.375	.156	1.555	1.166	.778	.923	24,000	2.58	
120	1 1/2	1	.875	.437	.187	1.900	1.400	.980	1.150	34,000	3.67	
140	1 3/4	1	1.000	.500	.219	2.117	1.634	1.059	1.215	48,000	4.55	
160	2	1 1/4	1.125	.562	.250	2.522	1.866	1.281	1.451	58,000	6.61	
200	2 1/2	1 1/2	1.562	.781	.312	3.120	2.250	1.560	1.777	95,000	10.96	
240	3	1 3/4	1.875	.937	.375	3.790	2.800	1.895	2.187	130,000	16.50	

heavy series—single strand

60-H	3/4	3/4	.468	.234	.125	1.115	.700	.558	.627	8,500	1.22
80-H	1	3/4	.625	.312	.156	1.400	.934	.700	.804	14,500	2.03
100-H	1 1/4	3/4	.750	.375	.187	1.684	1.166	.842	.986	24,000	3.00
120-H	1 1/2	1	.875	.437	.219	2.090	1.400	1.045	1.214	34,000	4.30
140-H	1 3/4	1	1.000	.500	.250	2.241	1.634	1.121	1.276	48,000	5.50
160-H	2	1 1/4	1.125	.562	.281	2.646	1.866	1.323	1.513	58,000	7.20
200-H	2 1/2	1 1/2	1.562	.781	.375	3.374	2.334	1.687	1.904	95,000	12.30

*Rollerless



standard series—double strand



Catalog No.	Dimensions (Inches)										Average Tensile Strength	Weight Per Foot
	Pitch	W. Roller Width	D. Roller Dia.	C-Pln Dia.	F-Plate Thick-ness	L-Width Over Pins	H-Inside Plate Height	†N	†M			
35-2	3/8	3/8	.200	.141	.050	.866	.350	.433	.467	4,200	.40	
40-2	1/2	1/2	.312	.156	.060	1.215	.468	.597	.662	7,400	.82	
50-2	5/8	5/8	.400	.200	.080	1.507	.584	.759	.832	12,200	1.38	
60-2	3/4	3/4	.468	.234	.094	1.869	.700	.947	1.058	17,000	1.89	
80-2	1	3/4	.625	.312	.125	2.432	.934	1.216	1.320	29,000	3.40	
100-2	1 1/4	3/4	.750	.375	.156	2.963	1.166	1.482	1.625	48,000	5.10	
120-2	1 1/2	1	.875	.437	.187	3.749	1.400	1.874	2.047	68,000	7.65	
140-2	1 3/4	1	1.000	.500	.219	4.041	1.634	2.020	2.187	92,000	9.80	
160-2	2	1 1/4	1.125	.562	.250	4.827	1.866	2.414	2.625	118,000	13.10	
200-2	2 1/2	1 1/2	1.562	.781	.312	5.937	2.250	2.968	3.281	190,000	21.50	
240-2	3	1 3/4	1.875	.937	.375	7.248	2.800	3.624	3.916	260,000	33.20	

heavy series—double strand

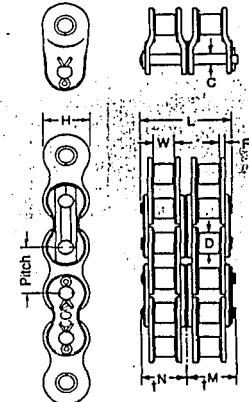
60-2H	3/4	3/4	.468	.234	.125	2.148	.700	1.074	1.166	17,000	2.41
80-2H	1	3/4	.625	.312	.156	2.688	.934	1.344	1.448	29,000	4.00
100-2H	1 1/4	3/4	.750	.375	.187	3.228	1.166	1.514	1.758	48,000	5.70
120-2H	1 1/2	1	.875	.437	.220	4.019	1.400	2.009	2.179	68,000	8.40
140-2H	1 3/4	1	1.000	.500	.250	4.501	1.634	2.150	2.307	92,000	10.80
160-2H	2	1 1/4	1.125	.562	.281	5.087	1.866	2.583	2.684	116,000	14.20
200-2H	2 1/2	1 1/2	1.562	.781	.375	6.462	2.334	3.231	3.448	190,000	24.30

*Rollerless

All sizes available in Riveted construction. Sizes 60 and above available in Cottered construction. Please specify desired construction when ordering.

Standard multiple-strand chains are supplied with loose-fit center plates. Morse press-fit center plates are available on special order.

Chains on this page should not be used for Hoisting applications. Consult Morse for Hoist application recommendations.



†For cotter chain and connector link clearance.

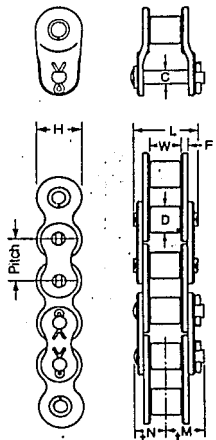
standard series—single strand


Catalog No.	Dimensions (Inches)										Average Tensile Strength	Weight Per Foot
	Pitch	W-Roller Width	D-Roller Dia.	C-Pin Dia.	F-Plate Thickness	L-Inside Over Pins	H-Inside Plate Height	tN	tM			
25	3/4	3/4	.130	.0905	.030	.312	.234	.156	.188	.875	.09	
35	3/4	3/4	.200	.141	.050	.466	.350	.233	.267	2,100	.21	
41	1/2	3/4	.306	.141	.050	.512	.363	.256	.322	2,000	.25	
40	1/2	3/4	.312	.156	.060	.630	.466	.315	.380	3,700	.42	
50	3/4	3/4	.400	.200	.080	.790	.584	.395	.460	6,100	.69	
60	3/4	3/4	.468	.234	.094	.990	.700	.495	.586	8,500	1.00	
80	1	3/4	.625	.312	.125	1.274	.934	.637	.741	14,500	1.71	
100	1 1/4	3/4	.750	.375	.156	1.555	1.166	.778	.923	24,000	2.58	
120	1 1/2	1	.875	.437	.187	1.960	1.400	.980	1.150	34,000	3.87	
140	1 3/4	1	1.000	.500	.219	2.117	1.634	1.059	1.215	46,000	4.95	
160	2	1 1/4	1.125	.562	.250	2.522	1.866	1.261	1.451	58,000	6.61	
200	2 1/2	1 1/2	1.562	.781	.312	3.120	2.250	1.560	1.777	95,000	10.96	
240	3	1 3/4	1.875	.937	.375	3.790	2.800	1.895	2.167	130,000	16.50	

heavy series—single strand

60-H	3/4	3/4	.468	.234	.125	1.115	.700	.558	.627	8,500	1.22
80-H	1	3/4	.625	.312	.156	1.400	.934	.700	.804	14,500	2.03
100-H	1 1/4	3/4	.750	.375	.187	1.684	1.166	.842	.966	24,000	3.00
120-H	1 1/2	1	.875	.437	.219	2.090	1.400	1.045	1.214	34,000	4.00
140-H	1 3/4	1	1.000	.500	.250	2.241	1.634	1.121	1.276	46,000	5.50
160-H	2	1 1/4	1.125	.562	.281	2.648	1.866	1.323	1.510	58,000	7.20
200-H	2 1/2	1 1/2	1.562	.781	.375	3.374	2.334	1.687	1.904	95,000	12.30

*Rollerless


standard series—double strand


Catalog No.	Dimensions (Inches)										Average Tensile Strength	Weight Per Foot
	Pitch	W-Roller Width	D-Roller Dia.	C-Pin Dia.	F-Plate Thickness	L-Inside Over Pins	H-Inside Plate Height	tN	tM			
35-2	3/4	3/4	.200	.141	.050	.866	.350	.493	.467	4,200	.40	
41-2	1/2	3/4	.306	.141	.050	1.215	.466	.597	.597	7,400	.62	
50-2	3/4	3/4	.400	.200	.080	1.507	.584	.753	.832	12,200	1.36	
60-2	3/4	3/4	.468	.234	.094	1.893	.700	.947	1.038	17,000	1.99	
80-2	1	3/4	.625	.312	.125	2.432	.934	1.216	1.320	29,000	3.40	
100-2	1 1/4	3/4	.750	.375	.156	2.963	1.166	1.482	1.625	48,000	5.10	
120-2	1 1/2	1	.875	.437	.187	3.749	1.400	1.874	2.047	68,000	7.65	
140-2	1 3/4	1	1.000	.500	.219	4.041	1.634	2.020	2.197	92,000	9.80	
160-2	2	1 1/4	1.125	.562	.250	4.827	1.866	2.414	2.625	116,000	13.10	
200-2	2 1/2	1 1/2	1.562	.781	.312	5.937	2.250	2.968	3.281	190,000	21.50	
240-2	3	1 3/4	1.875	.937	.375	7.248	2.800	3.624	3.916	260,000	33.20	

heavy series—double strand

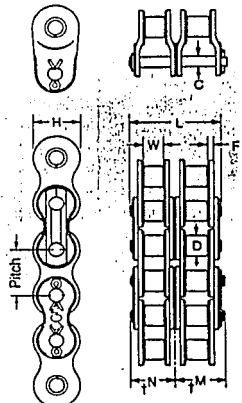
60-2H	3/4	3/4	.468	.234	.125	2.148	.700	1.074	1.166	17,000	2.41
80-2H	1	3/4	.625	.312	.156	2.688	.934	1.344	1.448	29,000	4.00
100-2H	1 1/4	3/4	.750	.375	.187	3.228	1.166	1.614	1.758	48,000	5.70
120-2H	1 1/2	1	.875	.437	.220	4.019	1.400	2.009	2.179	68,000	8.40
140-2H	1 3/4	1	1.000	.500	.250	4.301	1.634	2.150	2.307	92,000	10.80
160-2H	2	1 1/4	1.125	.562	.281	5.087	1.866	2.593	2.684	116,000	14.20
200-2H	2 1/2	1 1/2	1.562	.781	.375	6.462	2.334	3.231	3.448	190,000	24.30

*Rollerless

All sizes available in Riveted construction. Sizes 60 and above available in Cottered construction. Please specify desired construction when ordering.

Standard multi-rod chains are supplied with loose-fit center plates. Morse press-fit center plates are available on special order.

Chains on this page should not be used for Hoisting applications. Consult Morse for Hoist application recommendations.



†For cotter chain and connector link clearance.

CHAIN LENGTH CALCULATIONS

Calculation of chain length

The following method of calculating approximate chain length may be used for both standard roller chain, silent chain, and HV drives.

1. Divide center distance in inches by pitch of chain, obtaining C
2. Add teeth in small sprocket to teeth in large sprocket, obtaining S
3. Subtract teeth in small sprocket from teeth in large sprocket, obtaining Value D. From table obtain the corresponding value of K
4. Chain length in pitches = $2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{C}$
5. Chain length in feet = chain length in pitches times the pitch in inches divided by 12.

Example

Given:
 Teeth in driving sprocket 21
 Teeth in driven sprocket 60
 Pitch of chain $\frac{1}{2}$ "
 Center distance 24"

Solution:

- (1) $C = 24 \div \frac{1}{2} = 48$
- (2) $S = (21 + 60) = 81$
- (3) $D = (60 - 21) = 39$
corresponding $K = 38.53$
- (4) Chain length in pitches = $(2 \times 48) + \frac{81}{2} + \frac{38.53}{48} = 137.30$
The next higher whole number is 138 pitches.
- (5) $138 \times \frac{1}{2} = 69"$

A chain cannot contain the fractional part of a pitch; therefore, in case the figure for the number of pitches for the chain length obtained from the use of the above formula contains a fractional part of a pitch, use the next higher whole number of pitches.

Wherever possible, use an even number of pitches in the chain length. An odd number of pitches requires the use of an offset link which is not generally desirable.

The above formula for calculating chain length cannot be used to calculate center distance dimensions.

C	K	D	C	K	D	C	K	D	C	K	D	C	K	D
.03		25.94	100.54	223.82	125.5	395.79	156	616.44						
.10		27.50	103.75	228.61	128	402.14	157	624.37						
.23		29.26	107.02	233.44	129	408.55	158	632.35						
.41		31.03	110.34	238.33	129	415.01	159	640.38						
.63		32.83	113.71	243.27	129	421.52	160	648.46						
.91		34.68	117.13	248.26	130	428.08	161	656.59						
1.24		36.58	120.60	253.30	131	434.69	162	664.77						
1.62		38.53	124.12	258.39	132	441.36	163	673.00						
2.05		40.53	127.69	263.54	133	448.07	164	681.28						
2.53		42.58	131.31	268.73	134	454.83	165	689.62						
3.06		44.68	134.99	273.97	135	461.64	166	698.00						
3.65		46.84	138.71	279.27	136	468.51	167	706.44						
4.28		49.04	142.48	284.62	137	475.42	168	714.92						
4.96		51.29	146.31	290.01	138	482.39	169	723.46						
5.70		53.60	150.16	295.45	139	489.41	170	732.05						
6.48		55.95	154.11	300.95	140	496.47	171	740.68						
7.32		58.36	158.09	306.50	141	503.59	172	749.37						
8.21		60.82	162.11	312.09	142	510.76	173	758.11						
9.14		63.33	166.19	317.74	143	517.98	174	766.90						
10.13		65.88	170.32	323.44	144	525.25	175	775.74						
11.17		68.49	174.50	329.19	145	532.57	176	784.63						
12.26		71.15	178.73	334.99	146	539.94	177	793.57						
13.40		73.86	183.01	340.84	147	547.36	178	802.57						
14.59		76.62	187.34	346.75	148	554.83	179	811.61						
15.83		79.44	191.73	352.70	149	562.36	180	820.70						
17.12		82.30	196.16	358.70	150	569.93	181	829.85						
18.47		85.21	200.64	364.76	151	577.56	182	839.04						
19.86		88.17	205.18	370.86	152	585.23	183	848.29						
21.30		91.19	209.76	377.02	153	592.96	184	857.56						
22.80		94.25	214.40	383.22	154	600.73	185	866.93						
24.34		97.37	219.08	389.46	155	608.56						

OBRAS CONSULTADAS

OBRA CONSULTADAS

Springs Troubleshooting and Failure Analysis, HAROLD CARLSON
Ed Engineering Troubleshooting Tomo I. EUA New York 1978.

Springs Designers Hanbook, HAROLD CARLSON
Ed Mechanical Engineering Tomo I. EUA New York 1980.

Redes Eléctricas, JACINTO VIQUEIRA LANDA
Ed Representaciones y Servicios de Ingeniería S.A.
México, segunda edición 1973.

Mecánica Vectorial para Ingenieros, BEER
Ed Mc Graw Hill Tomo I

Diseño en Ingeniería Mecánica, SHIGLEY
Ed Mc Graw Hill. México 1980.

Diseño de elementos de Máquinas, FAIRES VIRGIL MORNING
Ed Uteha. México 1977.

Cinemática de las máquinas, Guillet
México 1970

Reporte técnico presentado al Instituto de Investigaciones Eléctricas del proyecto Módulo de Actuación. México de 1992.

Procesos de solución de problemas en la ingeniería de diseño y su aplicación. Tesis: Omar Baltodano Prado, Roberto Pulido Llano.
México 1992.

Análisis y síntesis de cinemática de sistemas mecánicos. ANGELES ALVAREZ. Ed Limusa .México 1978.

La ciencia e ingeniería de los materiales. ASKELAND DONALD
Ed Mc Graw Hill. México 1978.

Mecánica de Materiales. BEER FERDINAD Y JOHNSTON RUSSELL.
Ed Mc Graw Hill. México 1982.

Mecánica vectorial para ingenieros. BEER FERDINAD Y JOHNSTON
RUSSELL.
Ed Mc Graw Hill. México 1990.

Dibujo y diseño en ingeniería.JENSEN
Ed Mc Graw Hill. 1988.

CATÁLOGOS:

Morse Industrial Power Transmission Products (PT 88)

Mecánica Falk:

Reductores de velocidad de flecha paralelos

Reductores de velocidad de flechas coliniales y de angulo
recto

SKF Manual de rodamientos.

Baldor Motors and Drives 1500c-330 (1991)

General Electric

Industrial Strong-box solenoids CR9500A102(76)

Warner Electric

Ball Bearing Screws	P626
Wrap Spring Clutch and Breaks	P619
Bear Precision ball bearing screws	P685
Industrial clutch and break guide	IPT 50