

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO PARA  
MANDRINAR EN SITIO LOS ALOJAMIENTOS DEL EJE PORTA  
BALANCÍN DE LAS LLANTAS DE LAS CAMAS BAJAS Y ALTAS.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**HÉCTOR MAURICIO CHAMPUTIZ ERAZO  
EDWIN BLADIMIR MORALES ALARCÓN**

**DIRECTOR: Ing. JAIME VARGAS T.**

**Quito, Julio del 2008**

## DECLARACIÓN

Nosotros, Héctor Mauricio Champutiz Erazo y Edwin Bladimir Morales Alarcón, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoridad que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que hemos consultado las referencias que incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de propiedad Intelectual, y por la normativa institucional vigente.

---

Héctor Mauricio Champutiz Erazo

---

Edwin Bladimir Morales Alarcón

## CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Héctor Mauricio Champutiz y Edwin Bladimir Morales Alarcón, bajo nuestra supervisión.

---

Ing. Jaime Vargas T.  
DIRECTOR DEL PROYECTO

---

Ing. Jorge Escobar L.

COLABORADOR

---

Ing. Vicente Toapanta.

COLABORADOR

## DEDICATORIA

Este proyecto lo dedico a Sonia Mercedes y a Héctor Miguel: mis padres; a Jenny Maribel, Myriam Soledad y Washington Oswaldo, mis hermanos, quienes estuvieron junto a mi en el largo camino motivándome para seguir adelante en los momentos que más los necesitaba y poder culminar mi Carrera de Ingeniería.

Héctor Mauricio

A mis padres Oswaldo y Yolita que con gran esfuerzo y sacrificio hicieron posible este objetivo. A mis hermanos Carlos, Marta, Anita, Álvaro y Diana, quienes me ayudaron en momentos difíciles.

No existen palabras para expresar la gratitud que siento por todas las personas que me apoyaron.

Edwin

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, por haberme dado la salud y fuerza para obtener el fin de mi primera meta que es mi Ingeniería.

A mis padres, hermanos y sobrina, por su apoyo incondicional y por haberme extendido su mano amiga para levantarme cuando tropecé. Y agradezco que hoy estén junto a mí para disfrutar de tan innegable felicidad.

A Roberto C y Sonia G, por haberme incentivado para proseguir y alcanzar mi meta. Les agradezco por que me enseñaron a valorar lo bueno y lo malo de la vida, por eso y muchas otras cosas son mi ejemplo a seguir.

A mis amigos de la Facultad de Ingeniería Mecánica por todos los momentos compartidos.

Héctor Mauricio

A Dios por la salud y vida de todos los miembros de mi familia y las de mis amigos. A mis padres que gracias al apoyo incondicional ayudaron para que este objetivo se realice.

A todos mis amigos de promoción por el tiempo que compartimos en la estancia de la Mejor Facultad del Mundo.

Edwin

# ÍNDICE GENERAL

## CAPÍTULO I

1	GENERALIDADES .....	1
1.1	LAS PLATAFORMAS .....	1
1.1.1	DEFINICIÓN .....	1
1.1.2	TIPOS DE PLATAFORMAS .....	1
1.1.2.1	Plataformas de “cama baja” .....	1
1.1.2.2	Plataformas de “cama alta” .....	2
1.1.2.3	Plataformas tipo “niñera” .....	3
1.1.2.4	Modulares.....	3
1.1.2.5	Sistemas de vigas .....	3
1.1.3	MECANISMOS DE SUSPENSIÓN DE LAS PLATAFORMAS .....	4
1.1.3.1	Neumático .....	4
1.1.3.1.1	Funcionamiento .....	4
1.1.3.2	Mecánico.....	5
1.1.3.3	Área de desgaste .....	7
1.2	DESGASTE Y REPARACIÓN.....	7
1.2.1	DESGASTE .....	7
1.2.2	REPARACIÓN.....	7
1.3	MANDRINADO.....	10
1.3.1	DEFINICIÓN.....	10
1.3.2	ELECCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS PARA MANDRINAR.....	11
1.3.3	ASPECTOS DE LAS HERRAMIENTAS PARA MANDRINAR.....	11
1.3.4	FUNDAMENTOS TECNOLÓGICOS DEL MANDRINADO.....	11
1.4	TIPOS DE OPERACIONES DE MANDRINADO.....	13
1.4.1	MANDRINADO DE UN SOLO FILO .....	13
1.4.2	MANDRINADO ESCALONADO .....	13
1.5	HERRAMIENTAS DE CORTE (ÚTIL DE CORTE).....	14
1.5.1	CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES (ÚTIL DE CORTE) .....	15

## CAPÍTULO II

2	DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO Y FUNCIONALES...	16
2.1	PRE FACTIBILIDAD.....	16
2.1.1	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA .....	16
2.1.2	SITUACIÓN INICIAL.....	16
2.1.3	SITUACIÓN FINAL .....	17
2.2	ESTUDIO DE CAMPO .....	17
2.3	RESTRICCIONES Y LIMITACIONES .....	17
2.3.1	MATERIALES A UTILIZAR.....	17
2.3.2	PESO DEL EQUIPO.....	18
2.3.3	OPERACIONAL.....	18
2.4	ESPECIFICACIONES .....	18
2.4.1	PARÁMETROS DE DISEÑO .....	18
2.4.2	FUENTE DE ENERGÍA .....	19
2.4.3	MANTENIMIENTO.....	19
2.4.4	FÁCIL CONSTRUCCIÓN .....	19
2.4.5	FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE .....	20
2.4.6	AMBIENTE DE TRABAJO .....	20
2.4.7	CARACTERÍSTICAS DEL PROTOTIPO .....	20
2.4.8	MATERIAL DE LOS ALOJAMIENTOS .....	21
2.4.9	VIDA ÚTIL DEL PROTOTIPO.....	21
2.4.10	COSTO DEL EQUIPO .....	22
2.4.11	APARIENCIA.....	22

## CAPÍTULO III

3	ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	23
3.1	ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	24
3.1.1	ALTERNATIVA N° 1 “MANDRINADORA CON CONTROL AUTOMÁTICO”.....	24
3.1.1.1	Elementos de la mandrinadora con control automático.....	24
3.1.1.1.1	Husillo.....	25
3.1.1.1.2	Rodamiento frontal y posterior de la tubería interna .....	25
3.1.1.1.3	Sistema de tubos.....	26

3.1.1.1.4	Caja soporte.....	26
3.1.1.1.5	Panel de control.....	26
3.1.1.1.6	Motor y sistema de transmisión.....	27
3.1.1.2	Ventajas.....	27
3.1.1.3	Desventajas.....	28
3.1.2	ALTERNATIVA N° 2 “MANDRINADORA CON TORNILLO DE POTENCIA”.....	28
3.1.2.1	Elementos de la mandrinadora con tornillo de potencia.....	29
3.1.2.1.1	Chumacera y camisa.....	29
3.1.2.1.2	Sistema de tubos.....	29
3.1.2.1.3	Tubería de sujeción.....	30
3.1.2.1.4	Mesa soporte.....	30
3.1.2.1.5	Motor.....	30
3.1.2.1.6	Tornillo de potencia.....	31
3.1.2.1.7	Base para chumacera.....	31
3.1.2.2	Ventajas.....	31
3.1.2.3	Desventajas.....	31
3.1.3	ALTERNATIVA N° 3 “MANDRINADORA CON CREMALLERA Y PIÑÓN”.....	32
3.2	SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	33
3.3	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	34

#### CAPITULO IV

4	DISEÑO DE LOS ELEMENTOS A CONSTRUIR Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	36
4.1	SELECCIÓN DE LA CUCHILLA DE CORTE.....	36
4.1.1	CUCHILLAS DE ACERO RÁPIDO.....	36
4.1.2	CUCHILLAS DE METAL DURO O PLAQUITAS DE METAL DURO.....	37
4.1.3	ÁNGULOS DE INCIDENCIA Y CORTE PARA LA HERRAMIENTA.....	38
4.2	CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE.....	38
4.2.1	FUERZA ESPECÍFICA DE CORTE.....	41
4.2.1.1	Avance.....	41

4.3	POTENCIA DE CORTE.....	42
4.3.1	VELOCIDAD DE CORTE .....	43
4.4	PROGRAMACIÓN DE MECANIZADO.....	46
4.4.1	VELOCIDAD DE ROTACIÓN DE LA HERRAMIENTA.....	46
4.5	SELECCIÓN DEL MOTOR .....	47
4.6	DISEÑO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS Y TRANSMISIÓN.....	47
4.6.1	DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE.....	50
4.6.1.1	Posición 1 y cargas aplicadas en la cuchilla c1.....	50
4.6.1.2	Posición 1 y cargas aplicadas en la cuchilla c2.....	51
4.6.1.3	Posición 2 y cargas aplicadas en la cuchilla C1 .....	52
4.6.1.4	Posición 2 y cargas aplicadas en la cuchilla C2.....	53
4.6.2	CARGAS MÁXIMAS .....	56
4.6.3	DIMENSIONAMIENTO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS .....	57
4.6.3.1	Diseño del husillo porta cuchillas .....	57
4.6.3.2	Alojamientos para las cuchillas .....	58
4.6.3.3	Prisioneros .....	59
4.6.3.4	Perforación.....	61
4.6.4	DIMENSIONAMIENTO DEL HUSILLO DE TRANSMISIÓN .....	61
4.6.4.1	Diseño del husillo de transmisión.....	62
4.6.4.2	Selección de la rosca .....	63
4.6.4.3	Longitud de la rosca.....	63
4.6.4.3.1	Longitud ideal .....	64
4.6.5	SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS .....	64
4.6.5.1	Apoyo A1.....	66
4.6.5.1.1	Diseño de la camisa .....	66
4.6.5.1.2	Selección del rodamiento .....	69
4.6.5.2	Apoyo A2.....	71
4.6.5.2.1	Diseño de la camisa .....	72
4.6.5.2.2	Selección de la chumacera.....	72
4.6.5.3	Apoyo A3.....	74
4.6.5.3.1	Diseño de la camisa .....	75
4.6.5.3.2	Selección de la chumacera.....	78
4.7	SELECCIÓN DE LOS TUBOS PARA CONTROL DE AVANCE.....	79

4.7.1	SELECCIÓN DE LA TUBERÍA INTERNA .....	80
4.7.1.1	Diseño de la ranura .....	81
4.7.2	SELECCIÓN DE LA TUBERÍA EXTERNA .....	82
4.7.3	TUBO PARA SUJECIÓN.....	82
4.7.3.1	Selección de prisioneros .....	83
4.7.4	BASE PARA CHUMACERA .....	84
4.7.5	ESTRUCTURA SOPORTE.....	84
4.7.6	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL DISPOSITIVO .....	86
4.7.6.1	Análisis de la tubería interna, externa y de sujeción. ....	87
4.7.6.2	Diseño del pin o pasador de tubería externa.....	89
4.7.6.3	Selección de los prisioneros de tubería de sujeción.....	90
4.7.6.4	Análisis de la mesa soporte.....	90
4.7.6.4.1	Diseño de las soldaduras .....	92
4.7.7	DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.....	95
4.8	MESA SOPORTE.....	99
4.9	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	101
4.10	HOJAS DE PROCESOS .....	102
4.10.1	HUSILLO PORTA CUCHILLAS.....	102
4.10.2	HUSILLO DE TRANSMISIÓN.....	103
4.10.3	MESA PARA MOTOR .....	104
4.10.4	NERVADURA FRONTAL .....	105
4.10.5	NERVADURA LATERAL .....	106
4.10.6	TUBERÍA INTERNA .....	107
4.10.7	TUBERÍA EXTERNA .....	108
4.11	PRUEBAS DE CAMPO .....	110
4.12	ANÁLISIS DE COSTOS .....	111
4.12.1	COSTOS DIRECTOS.....	111
4.12.1.1	Materiales y elementos .....	111
4.12.1.2	Elementos directos.....	112
4.12.1.3	Costos de maquinado .....	112
4.12.1.4	Costos de montaje .....	113
4.12.1.5	Costo total directo .....	113
4.12.2	Costos de materiales indirectos.....	113

4.12.2.1 Costos de ingeniería .....	114
4.12.2.2 Costos adicionales .....	114
4.12.2.3 Coto total indirecto .....	114
4.12.3 Costo total .....	114

CAPITULO V

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	115
5.1 CONCLUSIONES .....	115
5.2 RECOMENDACIONES.....	116
BIBLIOGRAFÍA .....	117

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Esquema de plataforma cama baja.....	2
Figura 1. 2 Esquema de plataforma alta .....	2
Figura 1. 3 Plataforma tipo niñera .....	3
Figura 1. 4 Sistema de suspensión neumática.....	5
Figura 1. 5 Sistema de suspensión mecánica .....	6
Figura 1. 6 Medidas de trabajo del alojamiento.....	8
Figura 1. 7 Esquema del bocín en el alojamiento mandrinado.....	9
Figura 1. 8 Reparación en mecanismos de camiones para excavación.....	9
Figura 1. 9 Esquema de mandrinado de un solo filo. ....	13
Figura 1. 10 Esquema de mandrinado escalonado .....	14
Figura 2. 1 Medidas para las características del prototipo .....	21
Figura 3. 2 Husillo porta cuchillas.....	25
Figura 3. 3 Sistema de tubos.....	25
Figura 3. 4 Sistema de tubos.....	26
Figura 3. 5 Panel de control .....	27
Figura 3. 6 Mandrinadora con tornillo de potencia .....	28
Figura 3. 7 Chumacera-camisa-base .....	29
Figura 3. 8 Sistema de tubos.....	30
Figura 3. 9 Tornillo de potencia.....	31
Figura 3. 10 Mandrinadora con cremallera y piñón .....	32
Figura 4. 1 Fuerzas de corte .....	39
Figura 4. 2 Fuerzas en torneado .....	47
Figura 4. 3 Esquema para dimensiones de apoyos y fuerzas.....	49
Figura 4. 4 Diagrama de cuerpo libre con la cuchilla C1 .....	50
Figura 4. 5 Diagrama de cuerpo libre con la cuchilla C2 .....	51
Figura 4. 6 Diagrama de cuerpo libre con la cuchilla C1 .....	52
Figura 4. 7 Diagrama de cuerpo libre con la cuchilla C2 .....	53
Figura 4. 8 Dimensiones del husillo porta cuchillas.....	57
Figura 4. 9 Alojamiento para la cuchilla.....	59
Figura 4. 10 Sujeción de la cuchilla.....	59
Figura 4. 11 Diagrama de cuerpo libre para prisionero .....	60

Figura 4. 12 Dimensionamiento del husillo de transmisión .....	62
Figura 4. 13 Apoyo A1 .....	66
Figura 4. 14 Medidas de la camisa.....	67
Figura 4. 15 Apoyo A2.....	72
Figura 4. 16 Apoyo A3.....	75
Figura 4. 17 Medidas de la camisa.....	76
Figura 4. 18 Sistema de tubos para avance .....	80
Figura 4. 19 Mesa soporte.....	81
Figura 4. 20 Diseño preliminar de la tubería interna.....	81
Figura 4. 21 Diseño preliminar de la tubería externa.....	82
Figura 4. 22 Diseño preliminar del tubo de sujeción.....	83
Figura 4. 23 Vista frontal de tubería de sujeción .....	83
Figura 4. 24 Base para chumacera .....	84
Figura 4. 25 Estructura soporte .....	85
Figura 4. 26 Diagrama de cuerpo libre .....	86
Figura 4. 27 Diagrama de soldadura en nervaduras de mesa .....	92
Figura 4. 28 Vista lateral de soldadura.....	94
Figura 4. 29 Tornillo de potencia .....	95
Figura 4. 30 Dimensiones de la mesa-soporte .....	99

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Materiales de construcción de útil de corte .....	14
Tabla 3. 1 Criterio de comparación y códigos de equivalencia .....	33
Tabla 3. 2 Evaluación de la mejor alternativa.....	34
Tabla 4. 1 Sección de viruta ( $\text{mm}^2$ ) para potencia de accionamiento $P=1\text{KW}$ .....	43
Tabla 4. 2 Programación de mandrinado en los alojamientos.....	46
Tabla 4. 3 Resumen de cargas en los ejes .....	56
Tabla 4. 4 Tabla para cálculo del husillo porta cuchillas .....	58
Tabla 4. 5 Tabla para cálculo del husillo de transmisión .....	63
Tabla 4. 6 Resumen de cargas en los apoyos. ....	65
Tabla 4. 7 Pesos de los componentes .....	85
Tabla 4. 8 Costo de materiales directos .....	111
Tabla 4. 9 Costos de elementos directos .....	112
Tabla 4. 10 Costos de maquinado.....	113
Tabla 4. 11 Costo total directo.....	113
Tabla 4. 12 Costo de materiales indirectos .....	113

## RESUMEN

En las plataformas de cama alta y baja del transporte de carga pesada se presenta un desgaste en el alojamiento del eje porta balancín del sistema de suspensión, debido a la conjugación del eje con su alojamiento.

Se brinda al lector un resumen de los tipos de plataformas, los mecanismos de suspensión que existen en dichas plataformas y que son las más usadas para el transporte de carga, describiendo los problemas por los que se genera el desgaste de los alojamientos.

Los parámetros de diseño y funcionales que se consideran para el desarrollo de las diferentes alternativas de diseño para el dispositivo se determinan mediante un estudio de campo. Por tanto, y en base a dichos parámetros se presentan las diferentes alternativas de diseño del dispositivo para mandrinar los alojamientos del eje porta balancín, y se desarrolla un proceso de selección de la mejor alternativa para cumplir con la reparación de los alojamientos.

El diseño de todos los elementos que constituyen el dispositivo se realiza utilizando normas y catálogos que ayudan al diseño y la selección de los elementos, basando el diseño en materiales que se pueden conseguir en el mercado nacional.

Se anexa las hojas de cálculo tomadas de catálogos de con las cuales se determina, los ángulos de la cuchilla la, sección de viruta, velocidad de corte entre otros, que ayudaron para seleccionar el motor adecuado para el dispositivo, también se presentan anexos tomados de los diferentes programas computacionales.

## PRESENTACIÓN

El proceso de reparar los alojamientos circulares ha tenido progresos notables durante estos años. Nuevas tecnologías y metodologías cambiantes hacia la solución de problemas han desarrollado un nuevo enfoque para el relleno por soldadura de los alojamientos y el mandrinado en línea.

En el pasado, una reparación común involucraba el desmantelamiento de equipos de trabajo pesado y el transporte de la maquinaria a un taller de reparación. Las reparaciones de los alojamientos desgastados eran muy costosas. El tiempo de paralización o inactividad y la pérdida de productividad se sumaban al problema.

Las averías o fallas de las máquinas nunca ocurrían en el momento más conveniente.

En los vehículos de transporte de grandes cargas, camas altas y bajas los alojamientos del eje porta balancín presentan un desgaste a causa de la conjugación del eje y alojamiento bajo grandes cargas, motivo por el cual es necesario reparar los alojamientos.

Para mandrinar los alojamientos actualmente se requieren mandrinadoras de tipo horizontal cuyo costo de hora hombre es relativamente grande.

Por tal motivo el presente proyecto tiene como objetivo construir un dispositivo para mandrinar, que sea capaz de realizar las reparaciones en los alojamientos de las plataformas de carga pesada de una manera fácil, abaratando el costo.

# CAPÍTULO I

## GENERALIDADES

### 1.1 LAS PLATAFORMAS

#### 1.1.1 DEFINICIÓN

Una plataforma es un tablero horizontal descubierto o cubierto acoplado a un cabezal, utilizado para mover la mayoría de las cargas, incluyendo materias primas, repuestos industriales y combustibles.

La mayor parte de productos terminados y agrícolas son transportados a depósitos, puntos de venta y hogares en plataformas acopladas a trailers.

#### 1.1.2 TIPOS DE PLATAFORMAS

Las facilidades que ofrece una transportación confiable son vitalmente importantes para la producción y distribución de productos y maquinaria en el país, por lo cual existen varios tipos de plataformas los que se mencionan a continuación:

##### 1.1.2.1 Plataformas de “cama baja”

Se llaman así porque la distancia del suelo a la plataforma es más baja que lo normal. Va de una altura de piso de 800 mm a 1000 mm. La rampa normal va hasta 1500 mm.

Se utilizan cuando se transportan cargas muy pesadas o cuando el tramo que se va a transitar tiene muchos obstáculos, por ejemplo altura de los puentes, ver Figura 1. 1

La cantidad de ejes que tiene la cama baja (puede ser de 2 hasta 20 ton, de 4 hasta 100 ton), permite transportar una cantidad de toneladas de acuerdo a la normativa vial vigente. En la actualidad lo permitido es transporte por carretera de 45 toneladas brutas, cuando superan las 45 toneladas empiezan a ser útiles las camas bajas.<sup>1</sup>



Fuente: <http://www.codesi.com.mx/>

**Figura 1. 1 Esquema de plataforma cama baja**

### **1.1.2.2 Plataformas de “cama alta”**

Este tipo de plataformas son utilizadas para la transportación de equipo y maquinarias.



Fuente: <http://www.transnivel.comimagenescamiones%2005.jpg>

**Figura 1. 2 Esquema de plataforma alta**

---

<sup>1</sup> <http://www.codesi.com.mx/>

### 1.1.2.3 Plataformas tipo “niñera”

Este tipo de plataformas sirven específicamente para el transporte de vehículos, ver Figura 1. 3.



Fuente: Propia

Figura 1. 3 Plataforma tipo niñera

### 1.1.2.4 Modulares

Es un equipo especializado que tiene ejes en todas las ruedas. Es posible armar todas las líneas que sean necesarias en una sola plataforma.

Sirve para el transporte donde la característica del peso impide usar cama baja. Transporta más de 120 ó 140 toneladas, porque se distribuye el peso de la carga en cada eje.

### 1.1.2.5 Sistemas de vigas

El sistema de vigas permite apoyar piezas o máquinas altas, rebajando su altura hasta máximos permitidos en carretera, evitando disminuir la carga para pasar por pasarelas de bajo nivel.<sup>2</sup>

---

<sup>2</sup> <http://www.codesi.com.mx/>

### 1.1.3 MECANISMOS DE SUSPENSIÓN DE LAS PLATAFORMAS

En los sistemas de suspensión de las plataformas de los camiones de carga pesada se diferencian dos tipos principales de mecanismos que son neumáticos y mecánicos los cuales se describe a continuación:

#### 1.1.3.1 Neumático

Esta suspensión se basa en el mismo principio de la suspensión convencional o hidroneumática. Consiste en intercalar entre el bastidor y el eje de las ruedas o los brazos de suspensión un resorte neumático.

El resorte neumático está formado por una estructura de goma sintética reforzada con fibra de nailon que forma un cojín o balón vacío en su interior. Por abajo está unido a un émbolo unido sobre el eje o brazos de suspensión. Por encima, va cerrado por una placa unida al bastidor.

##### *1.1.3.1.1 Funcionamiento*

Cuando una rueda sube o baja debido a la irregularidad del firme, la variación de volumen provoca una variación de presión en el interior del resorte, que le obliga a recuperar su posición inicial después de pasar el obstáculo. La fuerza de reacción está en función del desplazamiento del émbolo y de la presión interna.

Este sistema necesita de una fuente de aire comprimido. Solamente puede ser utilizado en vehículos dotados con frenos de aire comprimido, aprovechando la instalación.

Los mecanismos de suspensión neumática se conocen como mecanismos de suspensión Hendrickson. La configuración en la suspensión es muy variada sin embargo se presenta la Figura 1. 4 como representación de este sistema.<sup>3</sup>

---

<sup>3</sup> <http://html.rincondelvago.com/suspension-neumatica.html>



**Figura 1. 4 Sistema de suspensión neumática**

### **1.1.3.2 Mecánico**

Los sistemas de suspensión mecánica son los más utilizados en el Ecuador en las plataformas de cama baja y alta por que presentan más rigidez por las condiciones de las carreteras, y también por que son más económicos en relación a los sistemas de suspensión neumática (Hendrickson) debido a todos los componentes que éstos poseen.

Las funciones del sistema de suspensión en las plataformas son:

- Estabilizar las plataformas.
- Evitar un desgaste prematuro de las llantas.
- Evitar que se rompan las puntas de los ejes, las que se encuentran ubicadas las llantas.

Los sistemas de suspensión mecánica presentan un balancín el cual se encarga de unir los paquetes que se encuentran en los ejes de las llantas como se observa en la Figura 1. 5 (a)

---

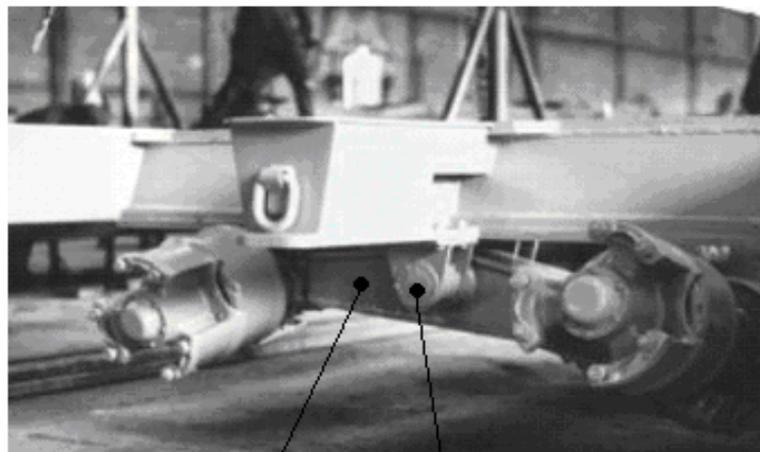
El balancín del sistema de suspensión mecánica también puede unir directamente a los ejes de las llantas como se observa en la Figura 1. 5 (b)



**BALANCIN**

**PIVOTE EN EL  
BALANCIN**

(a)



**BALANCIN**

**PIVOTE EN EL  
BALANCIN**

(b)

Figura 1. 5 Sistema de suspensión mecánica

### **1.1.3.3 Área de desgaste**

En operación el pivote que trabaja conjugado en el balancín desgasta a su alojamiento conjugado. Esta área de desgaste y el como repararla es el objeto del presente proyecto de titulación, ésta área se muestra en la Figura 1.5.

## **1.2 DESGASTE Y REPARACIÓN**

Es imprescindible establecer las causas por las que se producen el desgaste en los alojamientos y cuál debe ser su reparación.

### **1.2.1 DESGASTE**

El mal estado de las carreteras, el sobrepeso, y el uso normal en el tiempo de las plataformas originan el desgaste de los alojamientos y del eje porta balancín, generando el deterioro prematuro de las llantas y plataformas inestables.

### **1.2.2 REPARACIÓN**

El método correcto, antes utilizado, para reparar los alojamientos desgastados involucraba el reemplazo del metal desplazado en los alojamientos desgastados, remaquinando, posteriormente, el alojamiento a las especificaciones originales del fabricante.

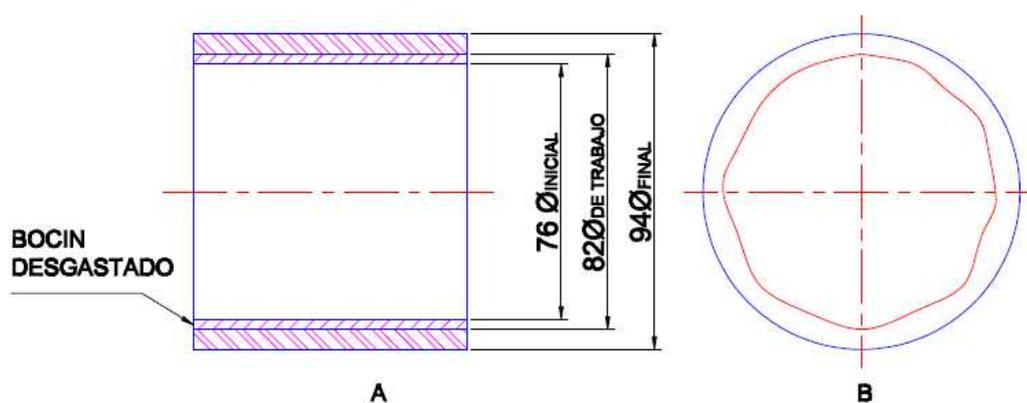
En los talleres que realizan estas reparaciones se utilizan dispositivos adaptados, por tanto, se desarrolla un dispositivo eficaz, accesible y de fácil operación que permita realizar las reparaciones de los alojamientos del eje porta balancín directamente en las plataformas. Es imprescindible tener en consideración que la mandrinadora a construir debe ser de fácil transporte y manejo pues no es posible desarmar las placas de los alojamientos porque se encuentran soldadas a las plataformas, (ver Figura 1. 5).

El diámetro inicial del alojamiento porta balancín con el que se comercializan las plataformas es 76mm, como se observa en la Figura 1. 6, y posteriormente por motivos de conjugación del eje, el alojamiento sufre un desgaste que no es concéntrico como se observa en la Figura 1. 6, éste desgaste producido varia entre 80 mm y 84 mm de diámetro.

En el presente Proyecto de Titulación el proceso de mandrinado de los orificios del eje porta balancín de las camas altas y bajas de las plataformas en los camiones de carga pesada, se realiza considerando que el diámetro de trabajo del alojamiento es aproximadamente 82mm, el cuál es un valor medio del desgaste producido, (ver Figura 1. 6).

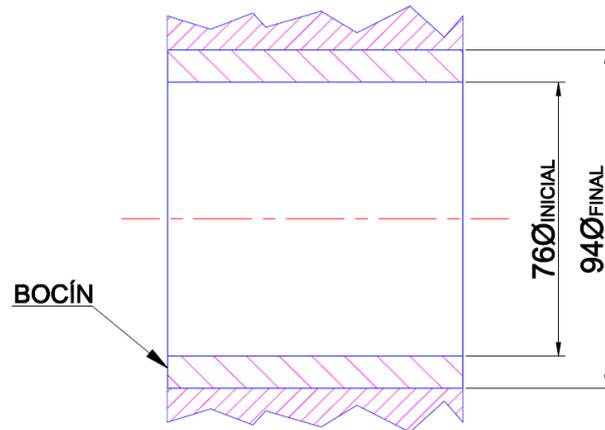
La rectificación de los orificios se realiza sobredimensionando el diámetro en 12mm, es decir el diámetro final del nuevo alojamiento es 94 mm como se observa en la Figura 1. 6.

Cabe mencionar que los datos de los diámetros iniciales, trabajo y final que se mencionan a continuación se obtuvieron mediante un estudio de campo, realizado en empresas especializadas en la reparación de los alojamientos del eje porta balancín en las plataformas de los camiones de carga pesada.



**Figura 1. 6 Medidas de trabajo del alojamiento**

Por otro lado el sobredimensionamiento del alojamiento se realiza con la finalidad de introducir un bocín con las dimensiones adecuadas, para obtener las medidas originales del alojamiento de 72mm como se puede observar en la Figura 1. 7.



**Figura 1. 7 Esquema del bocín en el alojamiento mandrinado**

Cabe mencionar que este tipo de reparaciones de alojamientos interiores con las características de trabajo anteriormente mencionadas, se pueden realizar con equipos industriales que son muy grandes y sofisticados, lo cual eleva el costo de cada reparación de estos alojamientos.

Las reparaciones de diámetros interiores no solo se presentan en los alojamientos de los ejes porta balancines de las llantas de las camas altas y bajas, si no también se presenta en maquinaria de excavación, por ejemplo en tractores como se puede observar en la Figura 1. 8, por lo tanto el equipo a diseñar y construir resuelve varios problemas relacionados con el mandrinado de alojamientos.



**Figura 1. 8 Reparación en mecanismos de camiones para excavación**

## **1.3 MANDRINADO**

Es necesario dar a conocer los conceptos fundamentales utilizados en el mandrinado para tener la base teórica suficiente para el desarrollo del presente Proyecto de Titulación propuesto en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.

### **1.3.1 DEFINICIÓN**

Se llama mandrinar a una operación de mecanizado por la que se realiza la ampliación de los agujeros cilíndricos de las piezas, ésta operación de mecanizado se realiza cuando necesita conseguir medidas o tolerancias muy estrechas que con operaciones de taladrado no es posible conseguir.

El mandrinado se realiza en varias máquinas herramientas diferentes, haciendo saber que los agujeros que se mandrinan tienen que estar previamente taladrados o vaciados, bien porque sean piezas de fundición o forja, o bien porque se hayan taladrado previamente con una broca.

Casi todas las operaciones de mandrinado se realizan en agujeros pasantes, y la mayoría requieren una pasada de desbaste y otra de acabado.

La limitación de las condiciones de corte en el mandrinado, vienen impuesta muchas veces, por la rigidez y voladizo que pueda tener la herramienta, porque si no son los adecuados, pueden producir vibraciones.

Las condiciones de corte en el mandrinado, también las impone la calidad del mecanizado que se tenga que obtener y la precisión del agujero.<sup>4</sup>

---

<sup>4</sup> <http://es.wikipedia.org/wiki/Mandrinar>

### 1.3.2 ELECCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS PARA MANDRINAR

En las mandrinadoras y centros de mecanizado, debido al alto costo que tiene el tiempo de mecanizado, es de vital importancia hacer una selección adecuada de las herramientas que permita realizar los mecanizados en el menor tiempo posible y en condiciones de precisión y calidad requeridas.

Factores a considerar para operaciones de mandrinar:

- Diseño y limitaciones de la pieza: tamaño, tolerancias, tendencia a vibraciones, sistemas de sujeción, acabado superficial, etc.
- Estabilidad y condiciones de mecanizado: Corte intermitente, voladizo de la pieza, forma y estado de la pieza, estado, potencia y accionamiento de la máquina, etc.

### 1.3.3 ASPECTOS DE LAS HERRAMIENTAS PARA MANDRINAR

Las características importantes que se consideran cuando se va a realizar una operación de mandrinado, o la selección de las herramientas de corte así como el husillo porta cuchilla que se utiliza para realizar el mandrilado son:

- Seleccionar el mayor diámetro de husillo porta cuchillas y asegurarse una buena evacuación de la viruta.
- Seleccionar el menor voladizo posible de la barra, para evitar vibraciones.
- Seleccionar herramientas de la mayor tenacidad posible

### 1.3.4 FUNDAMENTOS TECNOLÓGICOS DEL MANDRINADO

En el mandrinado hay seis parámetros clave:

**Velocidad de corte ( $V_c$ ).**- Se define como la velocidad lineal en la periferia de la herramienta que está mecanizando. Su elección viene determinada por el material

de la herramienta, el tipo de material de la pieza y las características de la máquina.

Una velocidad alta de corte permite realizar el mecanizado en menos tiempo pero acelera el desgaste de la herramienta. La velocidad de corte se expresa en metros/minuto

**Velocidad de rotación de la herramienta (N).**- Se calcula a partir de la velocidad de corte y del diámetro mayor de la pasada que se está mecanizando. Normalmente se expresa en revoluciones por minuto.

**Avance (s).**- Definido como la velocidad de penetración de la herramienta en el material. Se puede expresar de dos maneras: bien como milímetros de penetración por revolución de la pieza, o bien como milímetros de penetración por minuto de trabajo.

**Profundidad de corte (a).**- Es la distancia radial que abarca una herramienta en su fase de trabajo. Depende de las características de la pieza y de la potencia de la máquina.

**Potencia de la máquina (P).**- Está expresada en Kw. y es la que limita las condiciones generales del mecanizado, cuando no está limitado por otros factores.

**Tiempo de mandrinado (t).**- Es el tiempo que tarda la herramienta en efectuar una pasada.

Estos parámetros están relacionados por las fórmulas siguientes:

$$V_c (m / \text{min}) = \frac{N(\text{rpm}) * 3.14 * \text{Diámetro}(mm)}{1000} \quad (1.1)$$

$$s(mm / \text{min}) = N(\text{rpm}) * F(mm / \text{revolución}) \quad (1.2)$$

$$t(\text{min}) = \frac{\text{Longitud de pasada}(\text{mm})}{s(\text{mm} / \text{min})} \quad (1.3)$$

Generalmente la velocidad de corte óptima de cada herramienta y el avance de la misma vienen indicados en el catálogo del fabricante de la herramienta o, en su defecto, en los prontuarios técnicos de mecanizado.<sup>5</sup>

## 1.4 TIPOS DE OPERACIONES DE MANDRINADO

### 1.4.1 MANDRINADO DE UN SOLO FILO

El mandrinado de un solo filo se aplica en operaciones de acabado, para desbaste y acabado en materiales donde se requiere un control de virutas. El mandrinado con un solo filo puede ser también una solución cuando la potencia de máquina es el factor limitador.

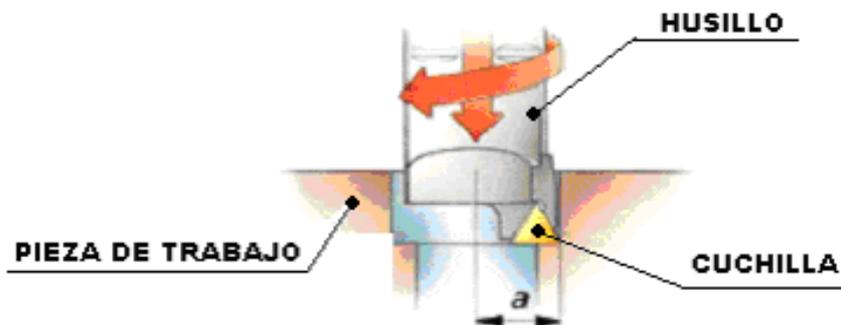


Figura 1. 9 Esquema de mandrinado de un solo filo.

### 1.4.2 MANDRINADO ESCALONADO

Este se realiza con una herramienta de mandrinar con plaquitas situadas a diferentes alturas axiales y diámetros. Esto también mejora el control de viruta en materiales exigentes con las diferentes profundidades de corte entre 1,0 ó 1,5

<sup>5</sup> <http://es.wikipedia.org/wiki/Mandrinar>

veces la longitud del filo de corte. Profundidades de corte de 0,5 veces la longitud de filo pueden dividirse en dos cortes menores, generando virutas más pequeñas.<sup>6</sup>

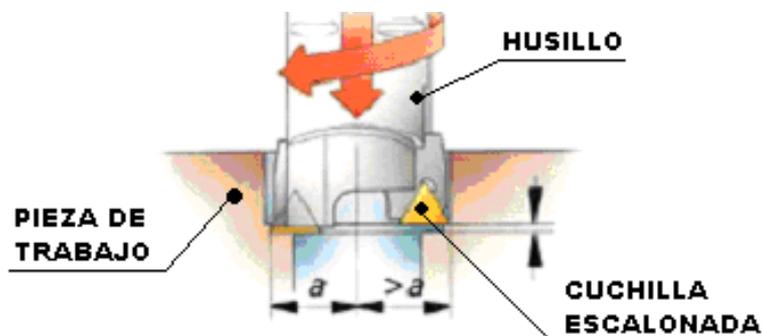


Figura 1. 10 Esquema de mandrinado escalonado

## 1.5 HERRAMIENTAS DE CORTE (ÚTIL DE CORTE)

Las herramientas monocortantes son herramientas de corte que poseen una parte cortante (o elemento productor de viruta) y un cuerpo. Son usadas comúnmente en los tornos, tornos revólver, cepillos, limadoras, mandrinadoras y máquinas semejantes. En la Tabla 1. 1 se observa algunas de los compuestos con los que se fabrican ciertas cuchillas y las durezas térmicas.

Tabla 1. 1 Materiales de construcción de útil de corte

NOMBRE	DUREZA TÉRMICA (°C)	OBSERVACIONES
Acero al carbono	300	Prácticamente ya no se usa
Acero alta velocidad	700	HSS-Acero rápido
Estelita	900	Aleación-Prácticamente ya no se usa
Carburos Metálicos	1000	HM-Aglomerados y no aglomerados
Cermet	1300	Base de TiC, TiCn, TiN
Cerámicas	1500	AL2O3 o Si3N4
Cerámicas Mezcladas	1500	Al2O3 + ZrO3

Fuente: <http://www.monografias.com/cgi-bin/search.cgi>.

<sup>6</sup> <http://www.coromant.sandvik.com>

### **1.5.1 CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES (ÚTIL DE CORTE)**

Las herramientas de corte deben poseer como mínimo las siguientes características:

- Alta resistencia al desgaste.
- Conservación de filos a altas temperaturas (buena dureza térmica)
- Buenas propiedades de tenacidad.
- Reducido coeficiente de fricción.
- Alcance de altos niveles de recambio entre afilado y afilado.
- Alta resistencia a los choques térmicos.

## **CAPÍTULO II**

# **DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO Y FUNCIONALES**

### **2.1 PRE FACTIBILIDAD**

#### **2.1.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

El desgaste de los alojamientos del eje porta balancín de las camas altas y bajas en las plataformas de los camiones, se origina por conjugación del eje y el alojamiento debido a grandes cargas, generando problemas en el sistema de suspensión (plataformas inestables), y produciendo el desgaste prematuro de las llantas, por tal motivo, se diseña y construye un dispositivo que permita mandrinar los alojamientos desgastados del eje porta balancín de las llantas de las camas altas y bajas en el transporte de carga pesada.

Es indispensable puntualizar que el dispositivo debe garantizar la concentricidad entre los alojamientos del eje porta balancín de las camas altas y bajas en el transporte de carga pesada.

#### **2.1.2 SITUACIÓN INICIAL**

Como situación inicial se tiene que los alojamientos cilíndricos con un diámetro inicial de aproximadamente 76 mm, y aumenta su diámetro por efectos de conjugación del eje y alojamiento, a un diámetro final que se encuentra en el rango de 80 mm a 84 mm y el diámetro de trabajo es 82 mm. (Ver capítulo I, numeral 1.3.3.1 y 1.3.2)

### **2.1.3 SITUACIÓN FINAL**

La situación final es obtener agujeros cilíndricos y concéntricos con un diámetro final de 94 mm, mediante un dispositivo que permita mandrinar los diámetros internos de los alojamientos con la finalidad de introducir un bocín, el mismo que sirve como alojamiento para los ejes porta balancín.

Este diámetro se determina en base a las medidas normalizadas de los bocines que se reemplaza. Los bocines que se utilizan normalmente presentan un diámetro exterior de 94 mm.

## **2.2 ESTUDIO DE CAMPO**

El estudio de campo se ejecutó en diferentes talleres de Quito que realizan el mandrinado en los alojamientos de los ejes porta balancín de las camas altas y bajas del transporte de carga pesada, con el fin de determinar el tipo de plataformas que se comercializan en el Ecuador para así, poder especificar los parámetros de diseño del prototipo, incluso, el prototipo, puede ser usado en otros trabajos como es en maquinas de excavación.

Actualmente en el Ecuador se distribuyen con más frecuencia dos tipos de plataformas, los de origen Americano y Japonés.

## **2.3 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES**

### **2.3.1 MATERIALES A UTILIZAR**

La selección de los materiales del prototipo está en base de los esfuerzos y cargas generadas en el funcionamiento del dispositivo, sin embargo, es necesario tener en consideración los productos que se dispongan en el mercado nacional para así disminuir los costos de fabricación del prototipo.

### **2.3.2 PESO DEL EQUIPO**

El peso del dispositivo no debe ser excesivo con el objetivo principal de facilitar las operaciones de montaje y permitir su traslado de un lugar a otro sin mayores complicaciones, el peso estimado aproximadamente es de 60 Kg.

### **2.3.3 OPERACIONAL**

El prototipo deberá ser de fácil manejo para todo el personal designado a realizar las actividades utilizando el dispositivo y así, garantizar el adecuado funcionamiento del prototipo.

## **2.4 ESPECIFICACIONES**

Para determinar las especificaciones de funcionamiento del dispositivo, se realiza un estudio de las necesidades que tienen los trabajadores en los talleres que realizan la rectificación de los alojamientos del eje porta balancín de las plataformas, con lo que se ha establecido los siguientes parámetros:

### **2.4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO**

Para la construcción de la máquina mandrinadora es necesario establecer adecuadamente los parámetros de diseño ya que, de esto depende el eficaz funcionamiento de la máquina y también se debe garantizar que satisfaga con los requerimientos establecidos.

El desarrollo de un dispositivo mecánico mandrinador, tiene como objetivo principal dar beneficios a las personas que realizan este tipo de reparaciones ya que, pueden garantizar su trabajo y así extender la vida útil de los alojamientos del eje porta balancín de las plataformas en los camiones de carga pesada.

Por otro lado, el buen estado del alojamiento garantiza el adecuado funcionamiento del sistema de suspensión de las plataformas así como también, evita el desgaste de los neumáticos.

Es por tal razón, y debido a su innegable necesidad, que en esta oportunidad se realiza el diseño y construcción de una máquina para mandrinar en sitio los alojamientos considerando los resultados de las investigaciones realizadas para lo cual, es necesario establecer los principales variables de diseño, que se mencionan a continuación:

#### **2.4.2 FUENTE DE ENERGÍA**

Los talleres en los cuales esta dirigida esté dispositivo deben poseer una adecuada instalación eléctrica, por tanto la alimentación, para el funcionamiento del prototipo es energía eléctrica.

#### **2.4.3 MANTENIMIENTO**

Se debe diseñar el dispositivo de tal manera que brinde facilidades de mantenimiento en todos los componentes que lo conforman, ya sea en rodamientos, engranajes, o cualquier otro elemento que requiera un mantenimiento preventivo, con la finalidad de aumentar la vida útil del equipo y garantizar su buen funcionamiento.

#### **2.4.4 FÁCIL CONSTRUCCIÓN**

Debido a que el presente proyecto de titulación tiene como fin, constituirse en una guía de fácil entendimiento para los lectores interesados en la construcción de éste dispositivo o también, para las personas que realizan éste tipo de reparaciones, los elementos que constituyen el dispositivo debe ser de fácil construcción.

Para el diseño del dispositivo se considera la tecnología de producción existente en el país, para facilitar la construcción de los diferentes componentes que conforman el dispositivo para mandrinar.

#### **2.4.5 FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE**

El equipo debe presentar la mayor facilidad para que los operadores puedan montar y desmontar la máquina en el sitio de trabajo.

#### **2.4.6 AMBIENTE DE TRABAJO**

La determinación de las condiciones ambientales se ha establecido en base al estudio realizado en la ciudad de Quito, sin embargo, se considera que el dispositivo puede trabajar en diferentes zonas del Ecuador, por tal razón, se establece las siguientes características ambientales:

Temperatura mínima: 5° C

Temperatura máxima: 35° C

#### **2.4.7 CARACTERÍSTICAS DEL PROTOTIPO**

El prototipo a diseñar debe cumplir las funciones de mandrinado para los alojamientos del eje porta balancín de las plataformas desde un diámetro de 82 mm y una longitud entre los alojamientos de 700 mm como se observa en la Figura 2. 1, esto se determina en base a las medidas de campo realizadas en las plataforma.

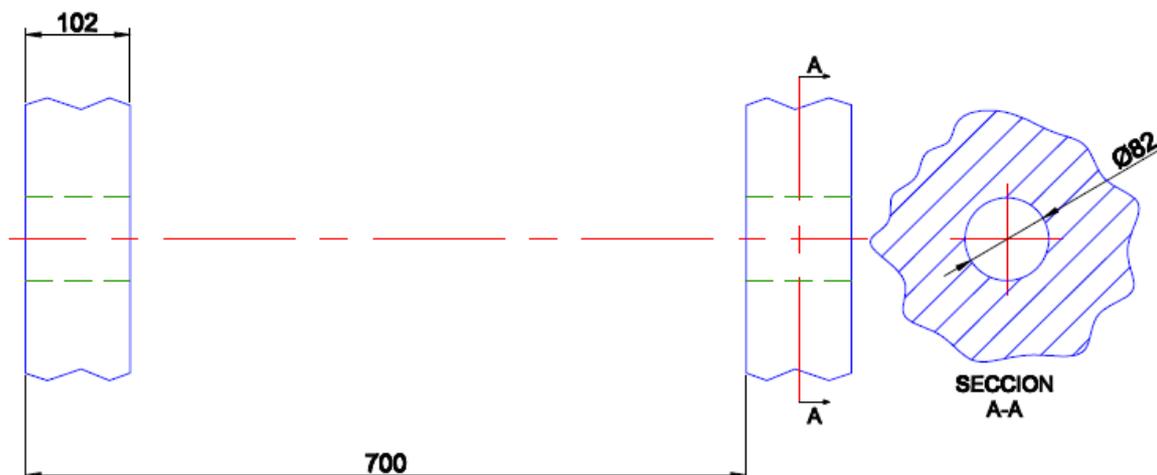


Figura 2. 1 Medidas para las características del prototipo

#### 2.4.8 MATERIAL DE LOS ALOJAMIENTOS

El material a mecanizar se determina en base a un estudio de campo realizado en las empresas que se dedican a la construcción de plataformas.

El material que presentan los alojamientos es el acero 705 equivalente a un Acero AISI 4340, el que presenta las propiedades especificadas en el Anexo 1.1 (Tabla de propiedades Ivan Bohman; Materiales para Ingeniería)

Considerando la tabla mencionada el acero de las plataformas es un acero al carbono 705 que presenta una resistencia de  $70\text{Kg/mm}^2$ , así mismo el material de los bocines es de las mismas especificaciones.

#### 2.4.9 VIDA ÚTIL DEL PROTOTIPO

El adecuado diseño, así como la fabricación de los elementos del prototipo, el mantenimiento, constituyen los factores que determinan la vida útil del mismo, ya que de esto depende el adecuado funcionamiento de todos los elementos que se encuentran sometidos a fricción o cargas en el desempeño del prototipo.

Por otro lado el tiempo de uso, es otro de los factores que determina la vida útil del mismo, ya que de esto depende cuan a menudo estarán los elementos que constituyen el dispositivo sometidos a los diferentes factores de desgaste, cabe mencionar que el dispositivo no es para realizar trabajos de producción en serie, por lo tanto y bajo estas condiciones se estima que la vida útil del dispositivo es 10 años.

#### **2.4.10 COSTO DEL EQUIPO**

Básicamente la determinación de los costos del dispositivo se realiza en base a los siguientes parámetros:

Materiales utilizados y elementos normalizados.

Costos de motores y aditamentos, tales como, poleas, rodamientos, etc.

Costos de fabricación

Costos de mano de obra

Costos de Diseño

Costos Varios

#### **2.4.11 APARIENCIA**

Debido a que el dispositivo a diseñar no se encuentra sometido a algún tipo de ambiente perjudicial para los elementos que lo conforman, no se requiere de tratamiento especial para su presentación final.

Por otro lado, se debe tener presente que el dispositivo no tendrá elementos muy robustos, para así facilitar actividades de montaje y transporte.

## **CAPÍTULO III**

### **ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

En las empresas que realizan el mandrinado de los alojamientos del eje porta balancín de las plataformas de los camiones, se ha observado que este proceso se lo realiza sin garantizar las características iniciales de diseño que presentan los alojamientos, es por tal razón que en el presente Proyecto de Titulación propuesto en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, se tiene como objetivo principal Diseñar y Construir un dispositivo que permita mandrinar estos alojamientos en sitio.

Evitando así paralizaciones imprevistas o accidentes en las carreteras por daño de los elementos que constituyen el sistema de suspensión y acabado prematuro de los neumáticos a causa del daño de los alojamientos o también por una mala reparación.

En el presente capítulo se analiza las mejores posibilidades, que sirven como base fundamental para la posterior selección de la alternativa adecuada, las cuales deben satisfacer las necesidades en el trabajo propuesto en el actual Proyecto de Titulación.

### 3.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

#### 3.1.1 ALTERNATIVA N° 1 “MANDRINADORA CON CONTROL AUTOMÁTICO”

En la Figura 3. 1 se indica los principales elementos de la mandrinadora con control automático.

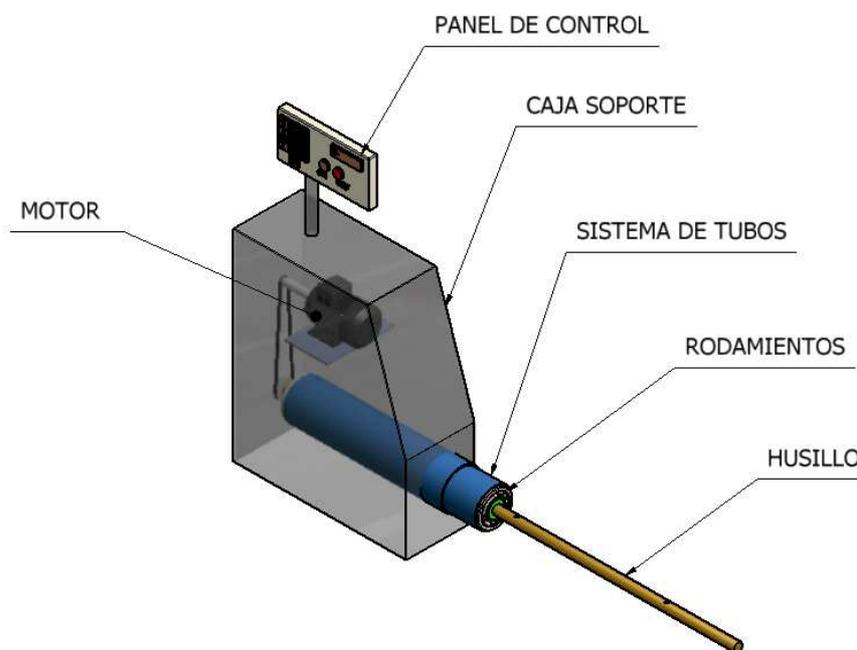


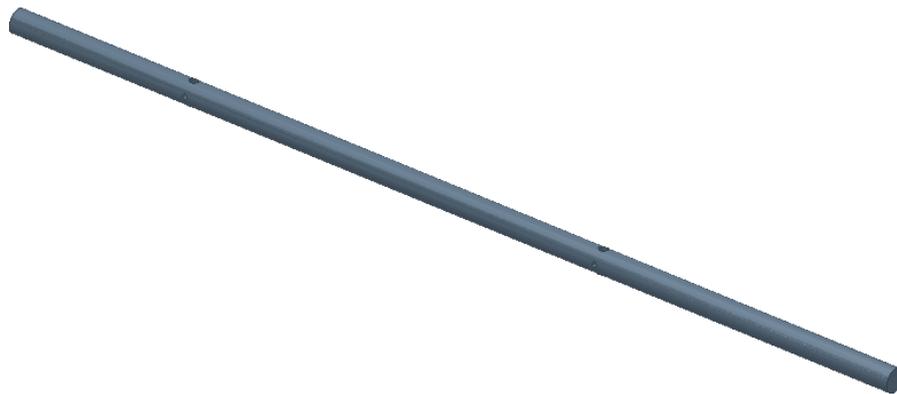
Figura 3. 1 Mandrinadora con control automático

##### 3.1.1.1 Elementos de la mandrinadora con control automático

A continuación se describen cada uno de los elementos que conforman el dispositivo y adicionalmente se explica el funcionamiento de los elementos con lo que se puede tener una idea global del dispositivo.

### 3.1.1.1.1 Husillo

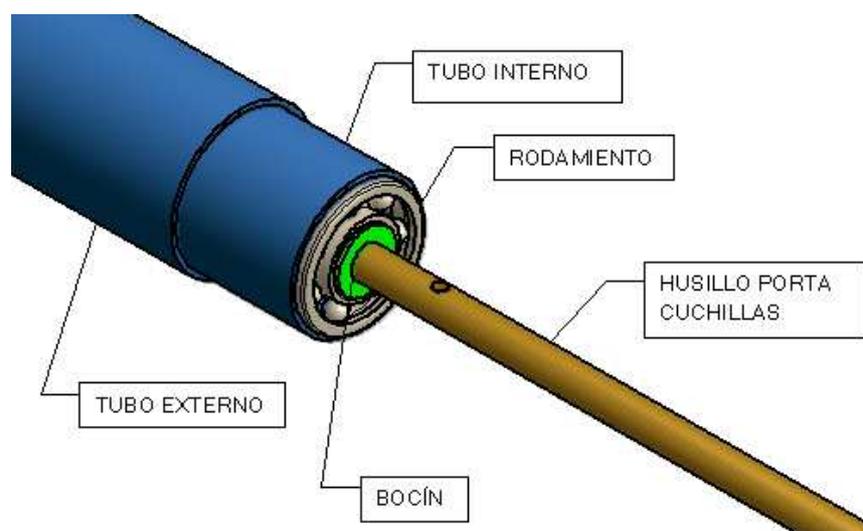
Es el elemento encargado de alojar a las cuchillas, tiene dos agujeros adicionales para colocar dos prisioneros para la sujeción de las cuchillas en el proceso de corte, esto se puede observar en la Figura 3. 2.



**Figura 3. 2 Husillo porta cuchillas**

### 3.1.1.1.2 Rodamiento frontal y posterior de la tubería interna

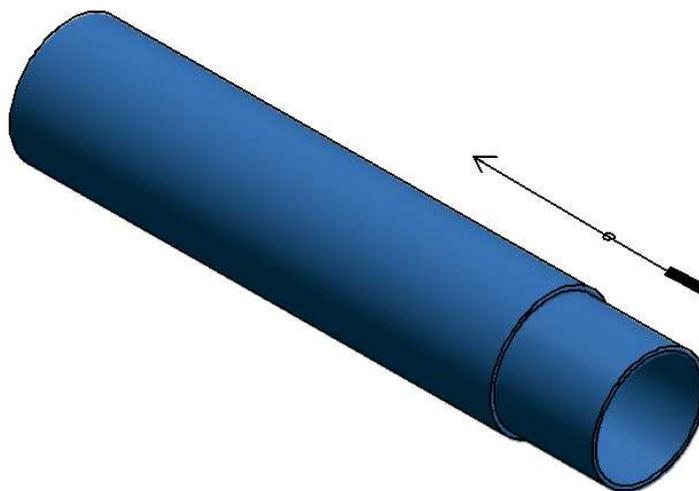
En el esquema de la Figura 3. 3 se indica como se encuentran ubicados los rodamientos, uno en la parte frontal y otro en la parte posterior de la tubería interna, cuya función es garantizar la alineación del husillo porta cuchillas con el husillo de transmisión.



**Figura 3. 3 Sistema de tubos**

### 3.1.1.1.3 Sistema de tubos

Son dos tubos dispuestos como se observa en la Figura 3. 4, de tal forma que sirvan como un sistema de guía corredera con lo cuál se desplaza el dispositivo para dar el avance de corte.



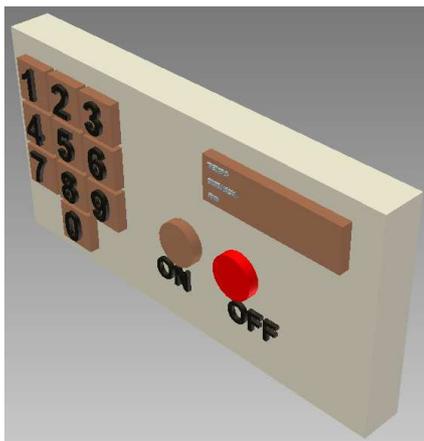
**Figura 3. 4 Sistema de tubos**

### 3.1.1.1.4 Caja soporte.

Es una estructura que sirve de soporte para la colocación del motor, el sistema de tubos, y el panel de control.

### 3.1.1.1.5 Panel de control

Es un tablero que posee en la parte delantera, selectores, luces pilotos para encender, apagar y observar el funcionamiento del motor y en su interior está cableado el circuito de control y de fuerza los cuales controlaran al motor. Ver Figura 3.5.



**Figura 3. 5 Panel de control**

#### *3.1.1.1.6 Motor y sistema de transmisión*

El motor conjuntamente con el sistema de transmisión, ya sean poleas o bandas, se encargan de mover los ejes para empezar con el proceso de mandrinado.

#### **3.1.1.2 Ventajas**

- El control automático garantiza el buen funcionamiento del dispositivo con poca intervención de un operador.
- Mediante la programación de los parámetros para mandrinar se obtiene una máquina con la que se puede trabajar con rapidez y el trabajo ejecutado no posee fallas de mandrinado.
- Garantiza la seguridad de los operarios ya que los elementos en movimiento se encuentran cubiertos por la estructura que en este caso se la llama caja soporte.

### 3.1.1.3 Desventajas

- Debido a que posee dispositivos electrónicos, su costo es elevado.
- Por el sistema de control necesitara personal capacitado para su operación.
- Es un equipo relativamente pesado por la estructura que presenta.
- Para su mantenimiento necesitará de personal calificado que garantice su eficaz funcionamiento.

### 3.1.2 ALTERNATIVA N° 2 “MANDRINADORA CON TORNILLO DE POTENCIA”

Los principales elementos que conforman el dispositivo se mencionan en la Figura 3. 6.

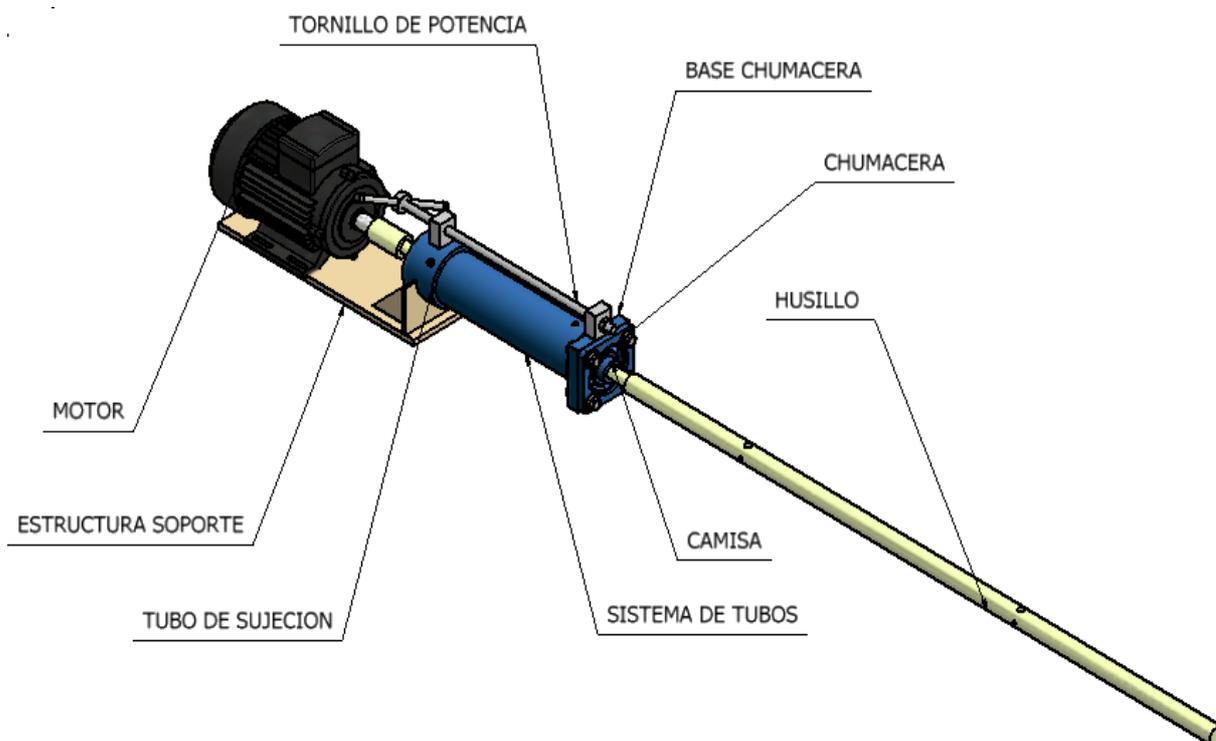
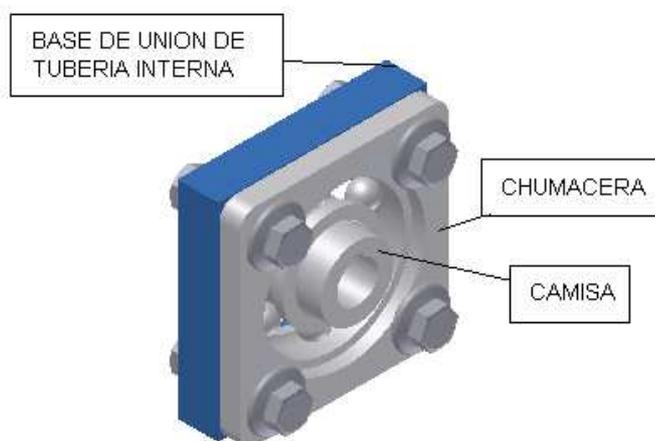


Figura 3. 6 Mandrinadora con tornillo de potencia

### 3.1.2.1 Elementos de la mandrinadora con tornillo de potencia

#### 3.1.2.1.1 Chumacera y camisa

La chumacera con la camisa se puede apreciar más claramente en el esquema de la Figura 3. 7 y se encuentran unidas a la base. Estos dos elementos son importantes para garantizar la concentricidad entre los tubos y el Husillo de transmisión.

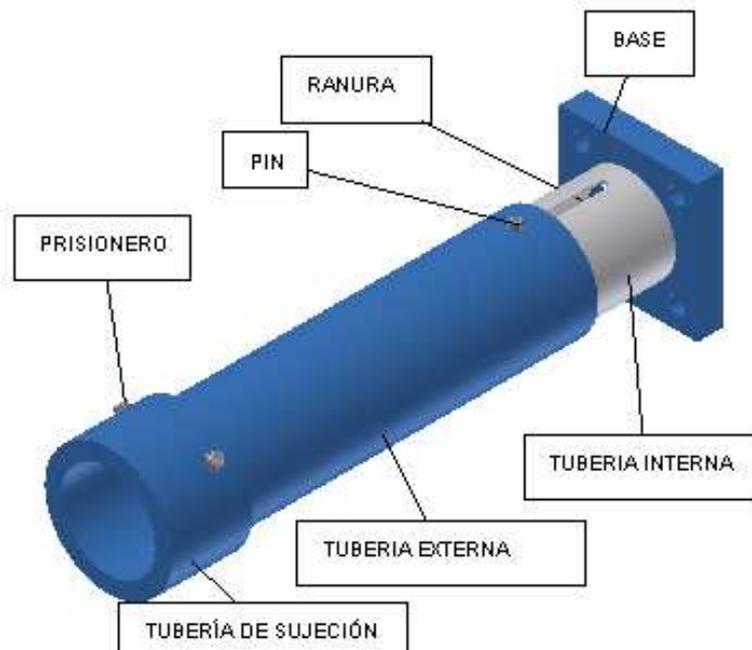


**Figura 3. 7 Chumacera-camisa-base**

#### 3.1.2.1.2 Sistema de tubos

El sistema de tubos tiene el mismo principio de la anterior alternativa el cual es garantizar el efectivo desplazamiento en el proceso de mandrinado.

En la Figura 3.8 se observa que la tubería interna presenta una ranura y la tubería externa posee un prisionero así se puede determinar la distancia de desplazamiento entre los tubos.



**Figura 3. 8 Sistema de tubos**

#### *3.1.2.1.3 Tubería de sujeción*

En la Figura 3.8 se observa que existe una tubería de mayor diámetro llamada “Tubería de sujeción” en la que se aloja la tubería externa, además consta de dos prisioneros con la finalidad de sujetar a la tubería externa.

Cabe mencionar que la tubería de sujeción externa se encuentra empotrada a la estructura de soporte del motor.

#### *3.1.2.1.4 Mesa soporte*

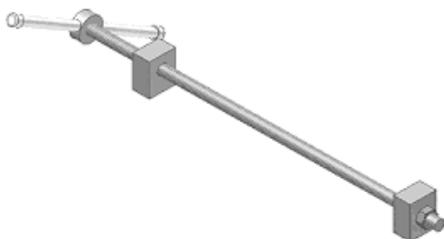
Sirve como soporte de todo el sistema de la mandrinadora con tornillo de potencia.

#### *3.1.2.1.5 Motor*

Motor eléctrico encargado de proporcionar el movimiento al husillo de transmisión y al husillo porta cuchillas.

### 3.1.2.1.6 Tornillo de potencia

El esquema de la Figura 3.9 brinda un enfoque muy aproximado de lo que se presenta para el control del desplazamiento del dispositivo para el control de avance de corte de las cuchillas, el cual se encuentra formado de varios elementos como es la manivela, el tornillo, y dos bases empotradas.



**Figura 3. 9 Tornillo de potencia**

### 3.1.2.1.7 Base para chumacera

Es el elemento que a más de servir de soporte para la chumacera sirve de unión con la tubería interna.

### 3.1.2.2 Ventajas

- El prototipo propuesto es de fácil mantenimiento ya que no presenta elementos complejos.
- Por la sencillez de los elementos es de fácil operación para cualquier operario que manipule el dispositivo.
- Debido a que presenta pocos elementos es liviano, de fácil transporte así como también su montaje y desmontaje es sencillo.
- Los elementos no son de gran complejidad por lo tanto la construcción es sencilla.

### 3.1.2.3 Desventajas

- No se garantiza un buen acabado superficial porque el control de avance es manual.
- No se garantiza una gran rapidez para realizar el trabajo.
- Se requiere la presencia de un operador que realice el trabajo.

### 3.1.3 ALTERNATIVA N° 3 “MANDRINADORA CON CREMALLERA Y PIÑÓN”

Para la mandrinadora con cremallera y piñón principalmente se utiliza el mismo sistema de la Alternativa N° 2, así pues el desplazamiento tanto de los tubos, chumacera, ejes, motor soportes son similares.

El principal cambio que se ha realizado es en el control de desplazamiento ya que se ha colocado un sistema de piñón con cremallera, el mismo que al mover la manivela mueve linealmente a la cremallera por medio del engrane (piñón), ver Figura 3. 10

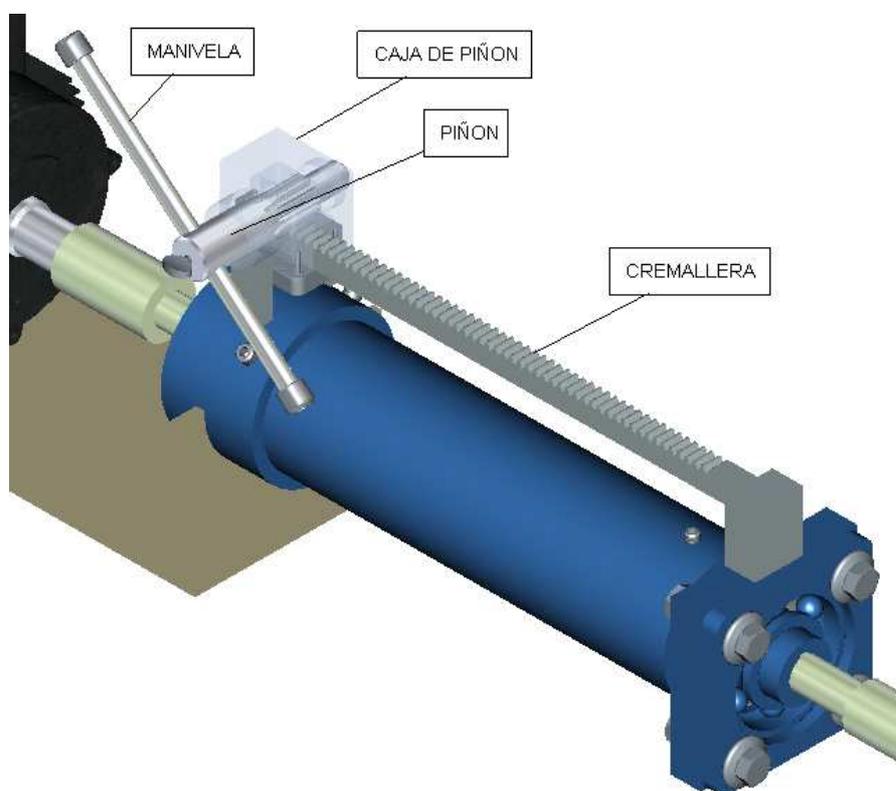


Figura 3. 10 Mandrinadora con cremallera y piñón

Es ineludible considerar las ventajas y desventajas mencionadas en la alternativa N° 2, ya que los sistemas de funcionamiento son similares.

La principal diferencia radica en el sistema de control de desplazamiento, y es ésta la razón principal que genera un costo más elevado por la adquisición del sistema piñón con cremallera.

### 3.2 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

La selección de la alternativa más adecuada que sirva para realizar este tipo de trabajo y que satisfaga con los requerimientos establecidos y que cumpla las necesidades del cliente se realiza en base a criterios de comparación establecidos en la Tabla 3.1

Los criterios considerados para la valoración de las alternativas planteadas anteriormente son los siguientes:

**Tabla 3. 1 Criterio de comparación y códigos de equivalencia**

CRITERIO DE COMPARACIÓN	CÓDIGO DE EQUIVALENCIA	
	Calf=10	Calf= 0
Facilidad de Operación	Fácil	Difícil
Facilidad de Mantenimiento	Fácil	Difícil
Rapidez en el Trabajo	Rápido	Lento
Acabado Superficial	Fino	Muy Rugoso
Facilidad de Construcción	Fácil	Difícil
Facilidad de Montaje y Desmontaje	Fácil	Difícil
Tamaño	Pequeña	Grande
Peso	Pesada	Liviana
Costo	Económica	Costosa

**Fuente:** Propia

La Tabla 3.2 está elaborada en base al criterio de comparación (Tabla 3.1), considerando la importancia de cada factor, al que se procede a asignar un factor.

**Tabla 3. 2 Evaluación de la mejor alternativa**

ITEM	CRITERIO DE COMPARACIÓN	FACTOR	ALTERNATIVAS		
			Nº 1	Nº 2	Nº 3
1	Facilidad de Operación	1	6	8	8
2	Facilidad de mantenimiento	3	6	9	9
3	Rapidez en el Trabajo	3	7	5	5
4	Acabado Superficial	2	8	6	6
5	Facilidad de construcción	4	5	9	9
6	Facilidad de montaje y desmontaje	2	5	8	6
7	Tamaño	1	5	8	8
8	Peso	1	10	9	9
9	Costo	5	5	8	6
TOTAL			57	70	66
ORDEN DE PREFERENCIA			2º	1º	3º

**Fuente:** Propia

Con el análisis de la Tabla 3.2 se puede determinar fácilmente por el orden de preferencia que la alternativa más adecuada para realizar el trabajo propuesto es la mandrinadora con tornillo de potencia.

### **3.3 PROTOCOLO DE PRUEBAS**

Para garantizar el buen funcionamiento del dispositivo se realiza las siguientes pruebas, tanto para el ensamblaje como para el funcionamiento del dispositivo:

- Verificación de medidas, con los planos emitidos en el presente Proyecto de Titulación de todos los elementos que conforman el dispositivo.
- Verificación de medidas y alineación del dispositivo una vez culminado el ensamblaje del dispositivo, en el caso que no se encuentre bien realizado el ensamblaje, se procederá a modificarlo.
- Verificación de apriete de todos los elementos de ajuste, tales como tornillos, tuercas, prisioneros, etc.

- Verificar que los elementos que estén sometidos a fricción estén adecuadamente lubricados.
- Realizar las adecuadas conexiones eléctricas, para evitar alguna rotura de los cables, cuando el dispositivo se encuentre en funcionamiento.

Para la comprobación del protocolo de pruebas se elabora una hoja en la que se verifica el protocolo de pruebas, para esto ver ANEXO 3.15.

## **CAPITULO IV**

### **DISEÑO DE LOS ELEMENTOS A CONSTRUIR Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS**

Este capítulo contiene el diseño de todos los elementos que conforman el dispositivo para mandrinar.

El diseño empieza con el cálculo de la fuerza de corte y la potencia de corte que se necesitan para realizar el desbaste de los alojamientos. Posteriormente se diseñan los demás elementos que basan sus resultados en la potencia de corte.

Una vez obtenidos los cálculos de todos los elementos se procede a la selección de los elementos normalizados tales como; rodamientos, chumaceras, entre otros.

#### **4.1 SELECCIÓN DE LA CUCHILLA DE CORTE**

El mandrinado de alojamientos, se puede tratar como un torneado interior, por lo tanto, las cuchillas que se utilizan dependen del tipo de material a mandrinar los cuales pueden ser de dos tipos que se mencionan a continuación:

##### **4.1.1 CUCHILLAS DE ACERO RÁPIDO**

El acero rápido es un material que se obtiene de un acero, con un contenido mayor o igual al 5% de wolframio (tungsteno), luego de recibir un tratamiento térmico.

Las cuchillas de acero rápido son compuestas de varios elementos entre los principales se tiene el wolframio (Tungsteno), con el cual la herramienta puede soportar hasta una temperatura de 650 °C, el cobalto permite incrementar la resistencia a la temperatura, Mo, y Cr elevan la dureza y la resistencia al

desgaste, el Cr, facilita el temple y reduce la oxidación en caliente, el Mo, disminuye la fragilidad después del revenido.

La dureza de éstas cuchillas es de 90 a 110 Kg/mm<sup>2</sup> y el avance varía entre 0.2 a 3.2 mm por vuelta con una velocidad de 18 a 6 m/min<sup>7</sup>

La principal característica de las cuchillas de acero rápido es que pueden trabajar a altas velocidades por las ventajas de los elementos que la constituyen.

#### **4.1.2 CUCHILLAS DE METAL DURO O PLAQUITAS DE METAL DURO**

Son materiales con base en los carburos de tántalo (TaC), carburo de titanio (TiC) y carburo de wolframio (WC), los cuales se unen por medio del Co y el Ni, previamente molidos (polvos metalúrgicos). La cohesión se obtiene por el proceso de sinterizado.

La ventaja principal que se obtiene con este tipo de cuchillas es que se puede dar una mayor profundidad de corte en cada pase, y mayor velocidad de corte.

Por recomendaciones de personas que se dedican a éste tipo de reparaciones y por las grandes cualidades que tiene el material se determina que la cuchilla adecuada para éste trabajo es de 3/8 pulg, (9,53 mm), de acero rápido.

Por lo tanto las dimensiones de la cuchilla seleccionada es de 3/8x3 pulg lo cuál es adecuado considerando que el mandrinado se realiza en un alojamiento que tiene un diámetro inicial de 82mm,

Es importante determinar la profundidad máxima de corte que permite este tipo de cuchilla para realizar el mandrinado en acero AISI 4340, para lo cuál se ha visto la necesidad de realizar una investigación en diferentes empresas que se dedican

---

<sup>7</sup>Nicolás Larburu Arrizabalaga; Maquinas Prontuario; Duodécima edición; México 2001; Pag 482.

a realizar estas reparaciones, las que han recomendado realizar una profundidad máxima de corte de 2,5mm por pasada.

Cabe mencionar que éste dato sirve para el diseño de todos los elementos, ya que con la profundidad máxima de corte se producen los mayores esfuerzos, así mismo la programación de mecanizado que se establece posteriormente se puede realizar en un rango de profundidad de corte entre 0.2 a 2mm.

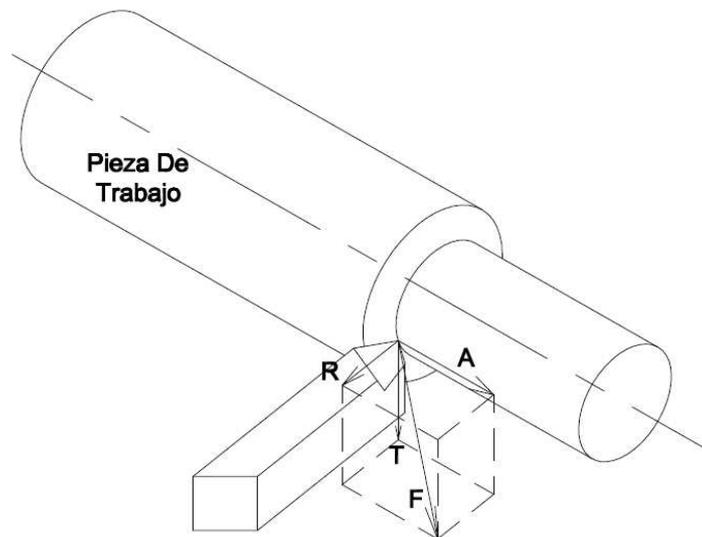
#### **4.1.3 ÁNGULOS DE INCIDENCIA Y DE CORTE PARA LA HERRAMIENTA**

Los ángulos de incidencia ( $\alpha$ ) y de salida de la viruta ( $\gamma$ ) dependen del material a mecanizar, en éste caso es un material (AISI 4340) que presenta una resistencia de  $70\text{Kg/mm}^2$  por lo tanto los ángulos son  $\alpha=8^\circ$  y  $\gamma=14^\circ$  ver ANEXO 2.1.

#### **4.2 CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE**

En el proceso de mecanizado de un elemento se generan varias fuerzas que se transmiten a la herramienta, el resultado de estas fuerzas se denomina fuerza de corte. Por el gran número de factores que pueden intervenir en su valoración, esta fuerza solo se puede calcular aproximadamente, pero aún así interesa conocer ese valor aproximado, para poder dimensionar las cuchillas, soportes, órganos de accionamiento de la máquina y además poder calcular la potencia necesaria para el movimiento de todos los elementos.

La fuerza de corte total que es preciso aplicar a la cuchilla para el arranque de materia, es ligeramente mayor y de sentido contrario a la reacción del material sobre la cuchilla. Esta reacción puede suponerse lógicamente como la resultante de las tres fuerzas componentes que se originan al oponerse al material a la penetración de la herramienta en tres direcciones ver Figura 4.1.



**Figura 4. 1 Fuerzas de corte**

En dirección tangencial la componente T, que es la resistencia que se opone al material a ser cortado, al desplazarse o girar la herramienta o la pieza. El vencer esta resistencia es lo que consume más potencia.

En dirección axial, componente A, que es la reacción del material al avance de la herramienta. Absorbe poca potencia, ya que el desplazamiento de la cuchilla tiene lugar a la velocidad pequeña en relación con el de la pieza.

En dirección radial, componente R, que es la que se opone a la penetración de la herramienta, profundidad. Esta fuerza es de naturaleza estática y su conocimiento interesa para el cálculo de la vida de las herramientas, pero no interviene prácticamente en el consumo de potencia.

La valoración de estas tres componentes se realiza experimentalmente aplicando a las herramientas aparatos de medida, que miden los valores de la fuerza total de corte o de cada una de las componentes, principalmente la tangencial T, que es la más importante.

En el presente proyecto se desarrollan los cálculos tomando en consideración que el mandrinado es un torneado interior y por tanto se utiliza las formulas planteadas para el mismo.

En la tabla expuesta en el Anexo 2.2 se establece los principales valores referenciales para el cálculo de la potencia de corte necesaria.

La fuerza de corte se encuentra definida por la ecuación 4.1 expresada en Kilogramos.

$$F = k_s * A \quad (4. 1)^8$$

Donde:

$k_s$  Fuerza específica de corte

A Sección de la viruta

La sección de viruta se encuentra definida por la ecuación 4.2 expresada en  $\text{mm}^2$ .

$$A = s * a \quad (4. 2)^8$$

Donde:

s Avance (mm/rev)

a Profundidad (mm)

Reemplazando la ecuación 4.2 en 4.1, la fuerza de corte está definida por la ecuación 4.3.

$$F = k_s * a * s \quad (4. 3)^8$$

Por lo tanto es necesario determinar la fuerza específica de corte la cual se realiza en el próximo literal.

---

<sup>8</sup> Tecnología Mecánica Velasteguí Tito, Pág. 106-110

#### 4.2.1 FUERZA ESPECÍFICA DE CORTE

La fuerza específica de corte ( $K_s$ ) se define como fuerza por unidad de sección de viruta cortada del material que se desea mecanizar, este valor depende de los siguientes factores:

- Material de la pieza
- Geometría de la pieza
- Angulo de posición
- Espesor de viruta y velocidad de corte

En el presente caso se considera el Anexo 2.2 en la que se encuentran tabulados los valores referenciales de la fuerza específica de corte, para lo cual es necesario tomar en cuenta el material a mecanizar y establecer el avance de corte de la cuchilla.

##### 4.2.1.1 Avance

La tabla del ANEXO 2.1 constituye una base fundamental para el presente diseño ya que provee de valores referenciales de velocidad de corte, ángulos de corte y fuerza específica de corte para los diferentes tipos de materiales que se desee mecanizar, y con los cuales se realiza el cálculo de la fuerza de corte para el mandrinado de los alojamientos en las plataformas.

Considerando que el prototipo propuesto en el presente diseño tiene un dispositivo de control manual para el avance, se selecciona un avance intermedio entre los tabulados en la tabla del ANEXO 2.1, éste valor de avance es recomendado por personas que realizan trabajos similares al propuesto en el presente Proyecto de Titulación.

El avance de corte está expresado en mm/rev, se representa por la letra (s) y es el siguiente:

$$s = 0.4 \text{ mm/rev}$$

Con el avance establecido, se determina la velocidad de corte de la herramienta en base a la tabla del ANEXO 2.1, lo que se trata en los siguientes puntos.

Con lo antes mencionado la fuerza específica de corte es:

$$K_s = 2300 \text{ N/mm}^2$$

Por tanto el cálculo de la fuerza de corte se realiza en base a la ecuación 4.3

$$F = k_s * a * s$$

$$F = 2300 \text{ N} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 2.5 \text{ mm} * 0.4 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$$

$$F = 2300 \text{ N}$$

Conversión de la unidad:

$$F = 2300 \frac{\text{kg} * \text{m}}{\text{s}^2} * \frac{\text{s}^2}{9.8 \text{ m}}$$

$$F = 235 \text{ kg}$$

### 4.3 POTENCIA DE CORTE

Para el cálculo de la potencia se utiliza la tabla del Anexo 2.2 que se obtiene del “Libro GTZ; Tablas Para La Industria Metalúrgica” contiene valores referenciales de sección de viruta para una potencia de accionamiento  $P = 1 \text{ KW}$ .

En base a estos valores se realiza el cálculo de la potencia necesaria de accionamiento para el mandrinado del material de las plataformas de las camas altas y bajas de los camiones de carga pesada.

Para el cálculo de la sección de viruta referencial se determina primeramente la velocidad de corte, la que se tratará en el siguiente literal.

#### 4.3.1 VELOCIDAD DE CORTE

Generalmente, la velocidad de corte ( $V_c$ ) óptima de cada herramienta y el avance de la misma vienen indicados en el catálogo del fabricante de la herramienta o, en su defecto, en los prontuarios técnicos de mecanizado.

En este caso se considera el Anexo 2.1 en el que se establece las diferentes velocidades de corte que dependen tanto del material a mecanizar, como el tipo de cuchilla seleccionada para el mecanizado.

Con los parámetros ya mencionados la velocidad de corte es la siguiente, que se encuentra expresada en m/min.

$$V_c = 24 \text{ m/min.}$$

Con la velocidad y fuerza de corte establecidos, se presenta la Tabla 4.1 que es un extracto de la expuesta en el Anexo 2.2, y es la base para el cálculo de la sección de viruta, que posteriormente se utiliza para el cálculo de la potencia de corte .

**Tabla 4. 1 Sección de viruta ( $\text{mm}^2$ ) para potencia de accionamiento  $P=1\text{KW}$**

Velocidad de corte m/min.	Fuerza Específica De Corte en $\text{N/mm}^2$							
	4800	4100	3600	3000	2600	2150	2000	
24	0,39	0,46	0,53	0,63	0,73	0,88	0,95	
25	0,38	0,44	0,51	0,61	0,7	0,85	0,91	
27	0,35	0,41	0,47	0,57	0,65	0,79	0,85	

**Fuente:** HERMANN JUTZ, EDUARD SCHARKUS, ROLF LOBERT; Tablas para la industria Metalúrgica GTZ;

La fuerza específica de corte en este caso es  $2300 \text{ N/mm}^2$ , y la velocidad de corte es  $24 \text{ m/min}$ ; por lo tanto se realiza una interpolación de los datos de la Tabla 4. 1 para así, obtener la sección de viruta adecuada para la fuerza específica de corte ya mencionada.

$$\tan \theta = \frac{2650 - 2150}{0.88 - 0.73} = 3333.33$$

$$\tan \theta = \frac{2300 - 2150}{X - 0.73}$$

$$X = \frac{150}{3333.33} + 0.73$$

$$X = 0.775$$

$$X \approx 0.78$$

Por lo tanto, la sección de viruta referencial ( $A_{ref}$ ) es la siguiente:

$A_{ref}$  = Área de referencial.

$$A_{ref} = 0.78 \text{ mm}^2$$

Con la ecuación 4. 4 se realiza el cálculo de la potencia de corte necesaria para el presente caso de mandrinado.

$$\frac{P_{real}}{A_{real}} = \frac{P_{referencial}}{A_{referencial}} \quad (4. 4)^9$$

$P_{real}$                       Potencia de corte real

$P_{referencial}$             Potencia de corte referencial

---

<sup>9</sup>Hernann Jutz; Tablas Para La Industria Metalúrgica GTZ Pág. 101

$A_{real}$             Área Real  
 $A_{referencial}$     Área referencial

Despejando  $P_{real}$ :

$$P_{real} = \frac{P_{referencial} * S_{real}}{S_{referencial}} \quad (4.5)$$

Utilizando la ecuación 4.2 se realiza el cálculo de la sección de viruta real:

$$S_{real} = A = s * a$$

$$S_{real} = s * a$$

$$S_{real} = 0.4 * 2.5$$

$$S_{real} = 1mm^2$$

Por lo tanto la potencia real es:

$$P_{real} = \frac{1 * 1}{0.78}$$

$$P_{real} = 1.28KW$$

Realizando la conversión de unidades se tiene:

$$P_{real} = 1.28KW * \frac{1hp}{0.746KW} + Perdidas$$

$$P_{real} = 2hp$$

## 4.4 PROGRAMACIÓN DE MECANIZADO

Para realizar la programación de mecanizado es necesario realizar el cálculo de la velocidad de rotación de la herramienta, la cual se determina a continuación:

### 4.4.1 VELOCIDAD DE ROTACIÓN DE LA HERRAMIENTA

El cálculo de la velocidad de rotación de la herramienta (N) se realiza utilizando la ecuación 1.1 descrita en el literal 1.3.4, ésta ecuación depende básicamente de la velocidad de corte y del diámetro que se ésta mecanizando, los cuales se determinan en el punto 4.3.1 y 2.1.2 respectivamente.

$$V_c (m/min) = \frac{N(rpm) * 3.14 * Diámetro(mm)}{1000}$$

Despejando N:

$$N(rpm) = \frac{24(m/min) * 1000}{3.14 * 82(mm)}$$

$$N = 93.2 \text{ rpm} \approx 100 \text{ rpm}$$

Para la programación de mecanizado se selecciona una profundidad de corte de 1mm el que se encuentra en el rango de la profundidad de la cuchilla establecido en el literal 4.1.2, para programación de mecanizado, ver Tabla 4.2

**Tabla 4. 2 Programación de mandrinado en los alojamientos**

Nº Pases	Profundidad (mm)	Velocidad de Herramienta (N)
1	a=1 mm	100 rpm
2	a=1 mm	101 rpm
3	a=1 mm	102 rpm
4	a=1 mm	103 rpm
5	a=1 mm	104 rpm
6	Pases de ajuste	105 rpm

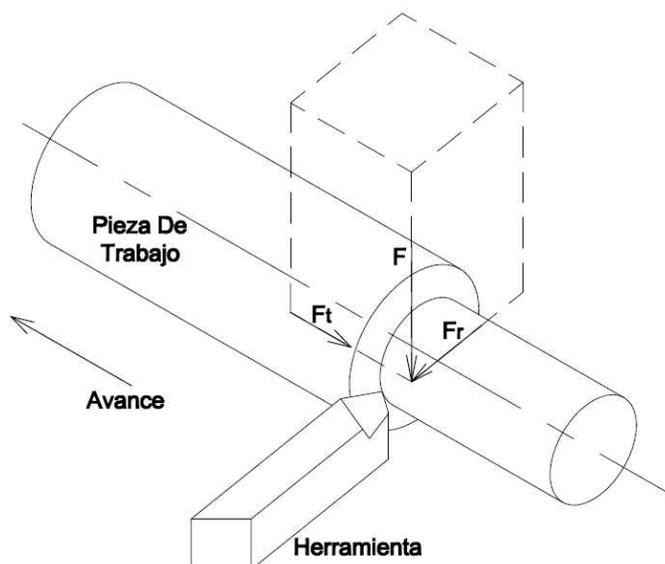
**Fuente:** Propia

## 4.5 SELECCIÓN DEL MOTOR

El requerimiento principal para la selección del motor se realiza tomando en consideración la potencia que se requiere de 2hp (ver literal 4.3), con un reductor de velocidad a 100 rpm, con éstos datos se realiza un estudio del mercado para la selección del motor reductor, por lo tanto con las especificaciones ya mencionadas el motor que se encuentra en el mercado es de 2HP con una caja reductora a 110 rpm para esto ver ANEXO 1. 5

## 4.6 DISEÑO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS Y TRANSMISIÓN.

El sistema de fuerzas que intervienen en un proceso tridimensional de corte en el torneado consta de tres componentes fundamentales y, son éstas las que sirven para el diseño del husillo porta cuchillas, las cuales se observan en la Figura 4.2.



Fuente: [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lim/tron\\_p\\_b/capitulo2.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/tron_p_b/capitulo2.pdf)

**Figura 4. 2 Fuerzas en torneado**

Donde:

$F$  Fuerza de corte

$F_t$  Fuerza de avance actuante en dirección del avance de la herramienta. Esta acostumbra a ser el 50 % de  $F$

$F_r$  Fuerza radial, esta fuerza es perpendicular a la superficie mecanizada y es el 50% de  $F_t$ <sup>10</sup>

Considerando que la fuerza de corte es:

$$F = 2300 \text{ N o } 235 \text{ Kg.}$$

La fuerza de avance es:

$$F_t = 2300N * 0.5$$

$$F_t = 1150N$$

La fuerza radial es:

$$F_r = 1150N * 0.5$$

$$F_r = 575N$$

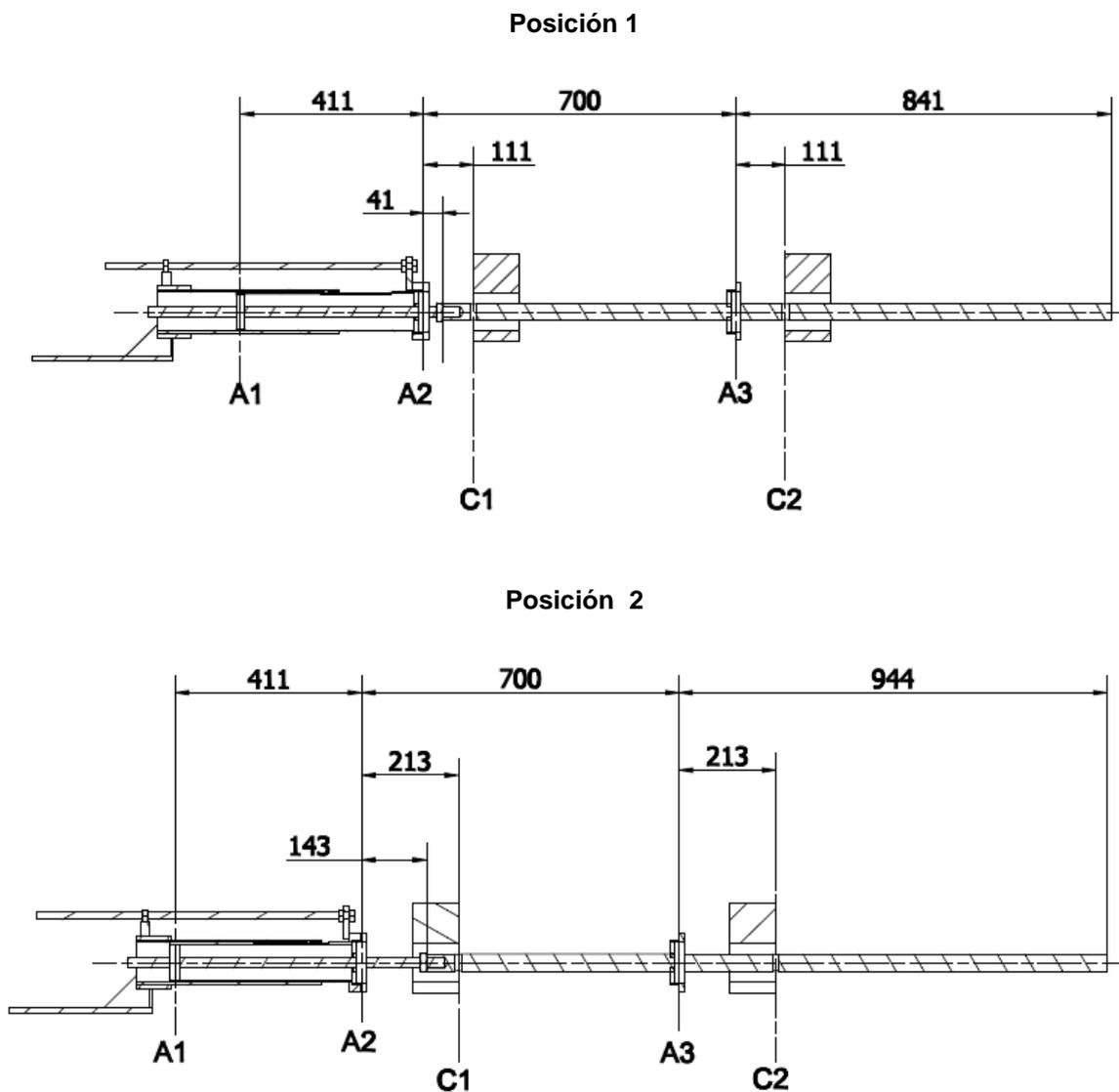
En la Figura 4. 3 en la "Posición 1" se puede observar "el comienzo del mandrinado y "Posición 2" cuando finaliza el mandrinado del alojamiento"; es importante hacer esta diferencia porque en base a éstas posiciones, se tomará las respectivas medidas que sirven para determinar los momentos máximos, que posteriormente se utiliza en el dimensionamiento de los ejes.

El diseño del husillo porta cuchillas y del Husillo de transmisión, considerando que el trabajo se realiza primeramente con la cuchilla C1 y posteriormente se realiza otro cálculo para la cuchilla C2, con el objetivo de disminuir las vibraciones del

---

<sup>10</sup> [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lim/tron\\_p\\_b/capitulo2.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/tron_p_b/capitulo2.pdf)

dispositivo y el abaratamiento de costos ya que, si se realiza simultáneamente el mandrinado de los dos alojamientos se requiere el doble de potencia calculada.



**Figura 4. 3 Esquema para dimensiones de apoyos y fuerzas**

Donde:

- A1 Apoyo de sistema de Tubos
- A2 Apoyo de las chumacera.
- A3 Apoyo de la guía del husillo porta cuchillas
- C1 Cuchilla en la Posición para el primer Alojamiento
- C2 Cuchilla en la Posición para el segundo Alojamiento

Con lo antes mencionado se realiza dos cálculos para la posición 1, primero con las cargas aplicadas en la cuchilla C1 y posteriormente con las cargas aplicadas en la cuchilla C2, el mismo procedimiento se realiza para la posición 2 del dispositivo.

#### 4.6.1 DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE

##### 4.6.1.1 Posición 1 y cargas aplicadas en la cuchilla c1

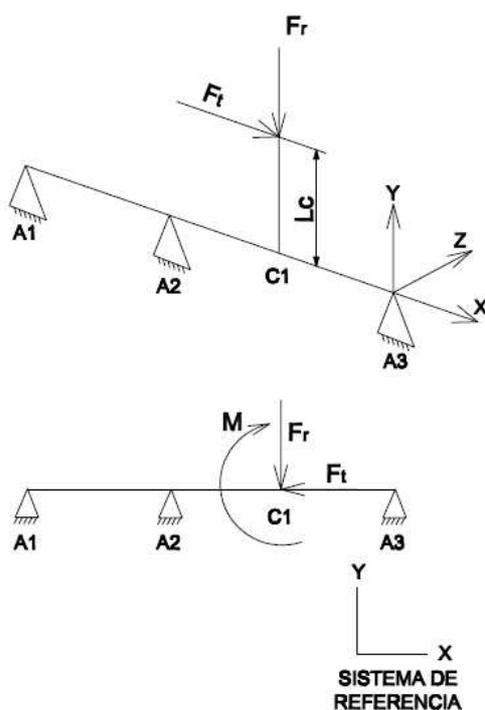


Figura 4. 4 Diagrama de cuerpo libre con la cuchilla C1

$L_c$  se establece como la longitud extrema de la cuchilla de 76 mm, que es la posición en la que se producen las mayores cargas.

Por lo tanto:

$$F_t = 1150N$$

$$F_r = 575N$$

$$M_{xy} = F_T * Lc$$

$$M_{xy} = 1150N * 76mm = 87630 N - mm$$

$$M_{xy} = 87.63KN - mm$$

Las fuerzas calculadas son las mismas que actúan con la cuchilla C2, por que el trabajo se realiza primeramente en el primer un alojamiento, y posteriormente en el segundo alojamiento como se menciona anteriormente.

#### 4.6.1.2 Posición 1 y cargas aplicadas en la cuchilla c2

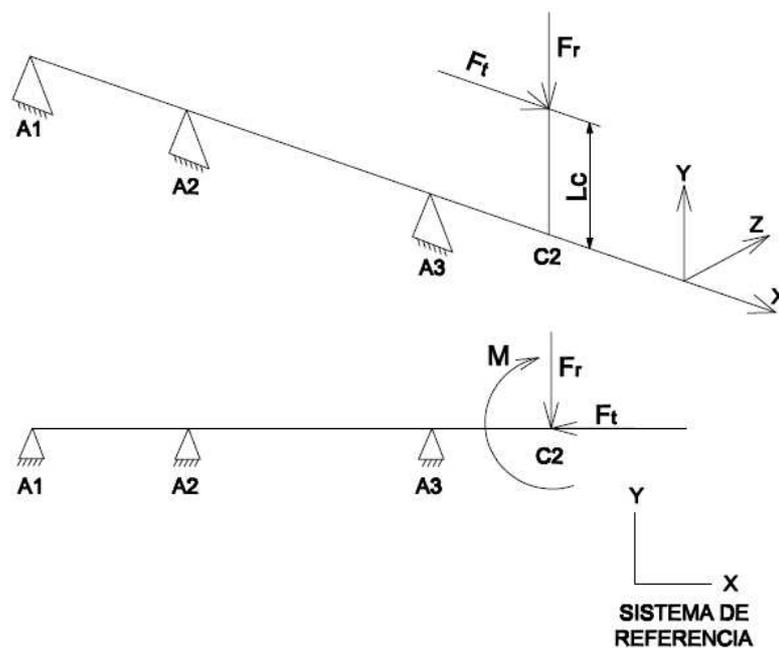


Figura 4. 5 Diagrama de cuerpo libre con la cuchilla C2

Lc se establece como la longitud extrema de la cuchilla de 76 mm, que es la posición en la que se producen las mayores cargas.

Siguiendo una analogía similar se tiene:

$$F_t = 1150N$$

$$F_r = 575N$$

$$M_{xy} = F_T * Lc$$

$$M_{xy} = 1150N * 76mm = 87630 N - mm$$

$$M_{xy} = 87.63KN - mm$$

Las fuerzas que se calculan en el literal 4.6.1.1 son las mismas que actúan con la cuchilla C2, por que el trabajo se realiza primeramente en el primer alojamiento, y posteriormente en el segundo alojamiento como se menciona anteriormente.

#### 4.6.1.3 Posición 2 y cargas aplicadas en la cuchilla C1

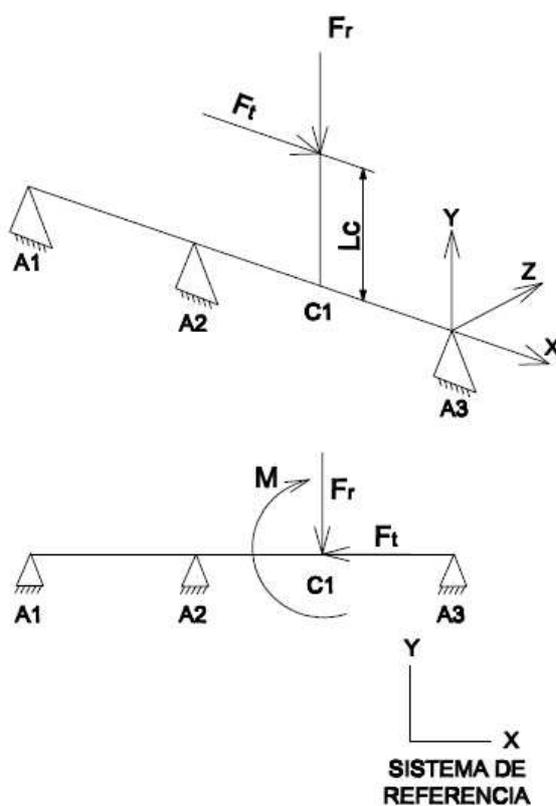


Figura 4. 6 Diagrama de cuerpo libre con la cuchilla C1

#### 4.6.1.4 Posición 2 y cargas aplicadas en la cuchilla C2

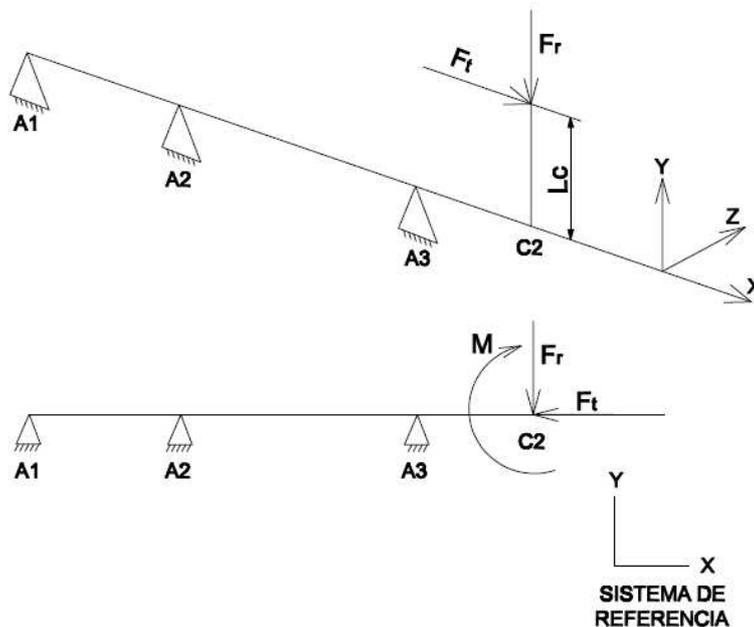


Figura 4. 7 Diagrama de cuerpo libre con la cuchilla C2

Las medidas de separación entre apoyos se toman de la Figura 4.3 y las cargas se trasladan al software “SAP”, con lo que se obtiene los respectivos diagramas de momentos que sirven de base para el diseño de los ejes.

Una carga estática es una acción estacionaria de una fuerza o un momento causado por una fuerza sobre cierto objeto. Para que una fuerza o un momento sean estacionarios o estáticos deben poseer magnitud, dirección y punto de aplicación que sean invariables.

Una carga estática puede ser tensión o compresión axial, fuerza cortante, momento de flexión o de torsión, o cualquier combinación de estas acciones. No obstante, la carga no debe experimentar alteración alguna para que sea considerada como estática. A veces se supone estática a una carga aunque se sabe que es de esperar que sufra alguna variación. Esta consideración, por lo general, se hace para obtener una idea aproximada de las dimensiones de la

pieza o componente, y para simplificar los cálculos de diseño cuando las variaciones en las cargas son pocas o de pequeña magnitud.<sup>11</sup>

Con lo antes mencionado para el dimensionamiento de los ejes, se considera un diseño por resistencia estática ya que las cargas se consideran como estáticas.

El esfuerzo máximo que resiste el eje es:

$$\sigma_{\max} = \frac{MC}{I} + \frac{P}{A} \quad (4.6)$$

Donde:

- M Momento
- C distancia a las fibras externas
- I momento polar de inercia
- P carga axial, ( $F_t$ )
- A área de la sección transversal

Por lo tanto:

$$\sigma_{\max} = \frac{M * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} + \frac{F_t}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_t}{\pi d^2} \quad (4.7)$$

El esfuerzo permisible se define por la siguiente ecuación:

$$\sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (4.8)$$

---

<sup>11</sup> Joseph Edward Shigley; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 1 Cuarta Edición; McGraw-Hill ; Pág. 231,232

Donde:

$S_y$  es el límite de fluencia del material,

$N$  factor de seguridad

Para cálculos posteriores se considera al Acero ASTM A 36 que tiene un límite de fluencia de  $S_y = 36$  KPSI, por las facilidades de adquisición que existe en el país de éste acero.

Para el factor de seguridad  $n$ , se considera un factor de  $n_L = 1.4$  el que nos indica una confiabilidad de 99%, también se considera un factor de  $n_F = 1.5$  que influye la seguridad de las personas y las incertidumbres en la resistencia.<sup>12</sup>

Por lo tanto el factor de seguridad es:

$$n = n_L * n_F$$

$$n = 1.4 * 1.5$$

$$n = 2$$

Reemplazando los valores del factor de seguridad  $n$  y  $S_y$  en la ecuación 4.8 el esfuerzo permisible es:

$$\sigma_m = \frac{36 \text{ KPSI}}{2}$$

$$\sigma_m = 18 \text{ KPSI}$$

---

<sup>12</sup>Joseph Edward Shigley; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 1 Cuarta Edición; McGraw-Hill ; Pág. 243,244,253

Para que el elemento no falle es necesario que el esfuerzo producido por el momento máximo sea menor al esfuerzo permisible, lo que se representa en la ecuación 4.9

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_m \quad (4.9)$$

#### 4.6.2 CARGAS MÁXIMAS

A continuación se presenta la Tabla 4.3 en la que se realiza un resumen de las cargas que se generan en el husillo porta cuchillas y en el husillo de transmisión. Con la ayuda de ésta tabla se determina el mayor momento que resisten los ejes.

Es importante puntualizar que el sistema de unidades se ha seleccionado en el software SAP es klb-pulg, o klb con la finalidad de facilitar los cálculos y así realizar una simplificación de los cálculos.

Tabla 4. 3 Resumen de cargas en los ejes

RESUMEN DE LAS CARGAS EN LAS DOS POSICIONES DEL DISPOSITIVO				
POSICIÓN 1				
CUCHILLA 1	HUSILLO PORTA CUCHILLAS	ANEXO	CAMBIO DE SECCIÓN	ANEXO
Momento ( $M_{\max}$ )	0,86 klb-pul	3.1	<b>0,68 klb-pul</b>	3.2
Carga axial ( $F_t$ )	0,26 klb-pul	SE	<b>0,26 klb-pul</b>	SE
CUCHILLA 2				
Momento ( $M_{\max}$ )	1,34 klb-pul	3.3	0 klb-pul	3.4
Carga axial ( $F_t$ )	0,26 klb-pul	SE	0,26 klb-pul	SE
POSICIÓN 2				
CUCHILLA 1	HUSILLO PORTA CUCHILLAS	ANEXO	CAMBIO DE SECCIÓN	ANEXO
Momento ( $M_{\max}$ )	0,716 klb-pul	3.5	0,119 klb-pul	3.6
Carga axial ( $F_t$ )	0,26 klb-pul	SE	0,26 klb-pul	SE
CUCHILLA 2				
Momento ( $M_{\max}$ )		3.7	0 klb-pul	3.8
Carga axial ( $F_t$ )	<b>0,26 klb-pul</b>	SE	0,26 klb-pul	SE

Fuente: Propia

SE: Sin especificación

Marcado en negrilla los mayores momentos y cargas

### 4.6.3 DIMENSIONAMIENTO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS

Por operabilidad del dispositivo, se realiza el dimensionamiento utilizando el software Inventor, así se determinan las medidas mostradas en la Figura 4.8.

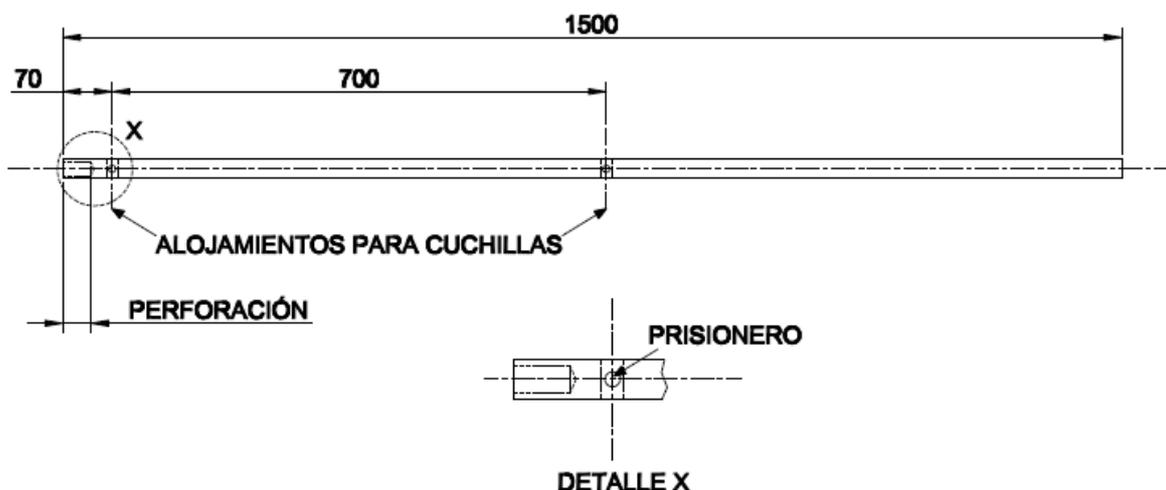


Figura 4. 8 Dimensiones del husillo porta cuchillas

#### 4.6.3.1 Diseño del husillo porta cuchillas

El momento máximo que resiste el husillo porta cuchillas con las condiciones establecidas en el software SAP y considerando la Tabla 4.3 se produce con las cargas aplicadas en la cuchilla C2 y con el dispositivo en la posición 2, por lo tanto el momento máximo es  $M_{\max} = 1.86 \text{ klb-pulg}$ , con una carga axial  $F_t = 0.26 \text{ klb}$ .

Utilizando la ecuación 4.7 y reemplazando los valores del momento máximo y fuerza de avance, el esfuerzo máximo del husillo porta cuchillas es:

$$\sigma_{\max} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_t}{\pi d^2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{32 * 1.86 \text{ klb-pulg}}{\pi * d^3} + \frac{4 * 0.26 \text{ klb}}{\pi d^2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{59.52}{\pi * d^3} + \frac{1.04}{\pi d^2}$$

Con ésta ecuación se procede a realizar un proceso iterativo para saber el diámetro óptimo del husillo porta cuchillas cumpla con la condición de la ecuación 4.9 para lo cuál se presenta la Tabla 4. 4.

**Tabla 4. 4 Tabla para cálculo del husillo porta cuchillas**

<b>CÁLCULO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS</b>			
DIÁMETRO( pulg)	DIÁMETRO (mm)	ESFUERZO MÁXIMO (klb-pul <sup>2</sup> )	CONDICIÓN
1,000	25,4	19,29	$\sigma_{\max} > \sigma_m$
1,100	27,9	14,52	$\sigma_{\max} > \sigma_m$
<b>1,103</b>	<b>28,0</b>	<b>14,40</b>	<b><math>\sigma_{\max} &lt; \sigma_m</math></b>
1,110	28,2	14,13	$\sigma_{\max} < \sigma_m$
1,140	29,0	13,05	$\sigma_{\max} < \sigma_m$

**Fuente:** Propia

En la Tabla 4. 4 se encuentran especificados varios diámetros para el husillo porta cuchillas, entre los cuales el diámetro que se aproxima para cumplir con la condición de la ecuación 4.9 es  $\Phi = 1.103$  pulg o 28 mm.

#### **4.6.3.2 Alojamiento para las cuchillas**

El eje esta formado por dos alojamientos para las cuchillas cuyo diámetro se determina en base a la cuchilla seleccionada, en el presente caso la cuchilla es de 3/8 pulg o 10 mm, el procedimiento que se realiza, es hacer pasar una circunferencia por los vértices de la cuchilla (ver Figura 4. 9), así el diámetro que se aproxima es de 14mm.

Posteriormente se selecciona una broca normal el agujero pasante con una calidad basta para facilitar el manejo de la cuchilla, por lo tanto la broca que se utiliza es de diámetro 16mm. Cabe mencionar que para llegar a la medida de éste agujero es necesario primero hacer agujeros más pequeños para facilitar el ingreso de la broca de  $\Phi = 16\text{mm}$ .<sup>13</sup>

<sup>13</sup> HERMANN JUTZ; Tablas Para La Industria Metalúrgica GTZ; Editorial Reberte; Barcelona-España; 1984; Pag 112

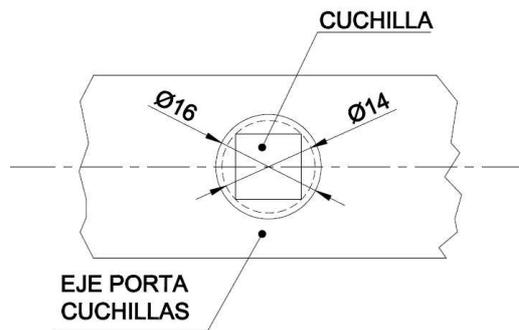


Figura 4. 9 Alojamiento para la cuchilla

#### 4.6.3.3 Prisioneros

La función específica de los prisioneros es garantizar la sujeción y posicionamiento de las cuchillas en el proceso de mandrinado. (Ver Figura 4. 10)

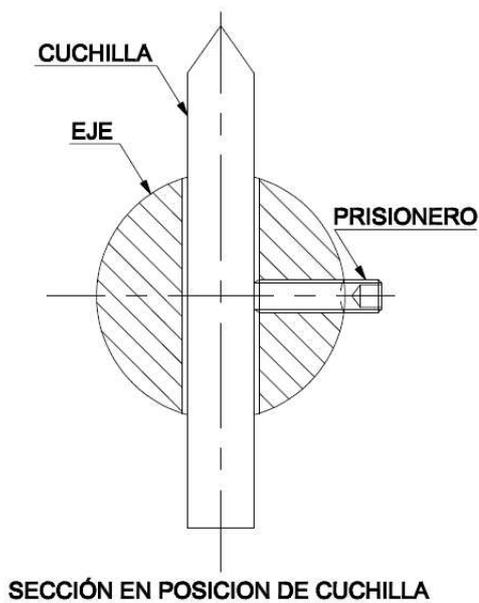


Figura 4. 10 Sujeción de la cuchilla

Los prisioneros se calculan a corte considerando la carga  $F_t = 258\text{lb}$  (117.3 Kg) (ver la Figura 4. 11)

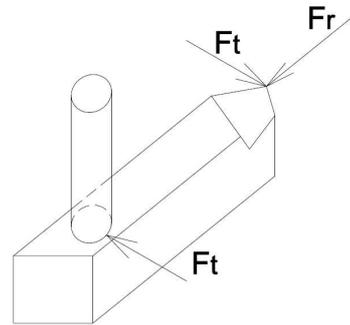


Figura 4. 11 Diagrama de cuerpo libre para prisionero

Calculo de esfuerzos para el prisionero:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A}$$

$$F_t = F$$

$$A = \pi * r^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{\pi * r^2}$$

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_m = \frac{S_y}{n}$$

Considerando un factor de seguridad  $n = 2.5$  y si el material del prisionero es un acero A-36 ( $S_y = 36000 \text{ lb/pulg}^2$ ) se tiene:

$$\frac{F}{\pi * r^2} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$r \geq \sqrt{\frac{F * n}{\pi * S_y}}$$

$$r \geq \sqrt{\frac{258lb * 2.5}{\pi * 36000lb / pu1g^2}}$$

$$r \geq 0.075 pu1g$$

$$r \geq 2 mm$$

Por lo tanto por facilidad de adquisición en el mercado se coloca prisioneros de M10x12.7 mm.

#### **4.6.3.4 Perforación**

La perforación como se observa en la Figura 4.8 sirve para el ensamblaje del dispositivo, la distancia y el diámetro de la perforación se determina en base al diámetro del Husillo de transmisión, lo que se determina en los siguientes puntos a tratar en el presente capítulo.

#### **4.6.4 DIMENSIONAMIENTO DEL HUSILLO DE TRANSMISIÓN**

Por operabilidad del dispositivo, se realiza el dimensionamiento utilizando el software Inventor, con el que se determinan las medidas del husillo de transmisión mostradas en la Figura 4. 12.

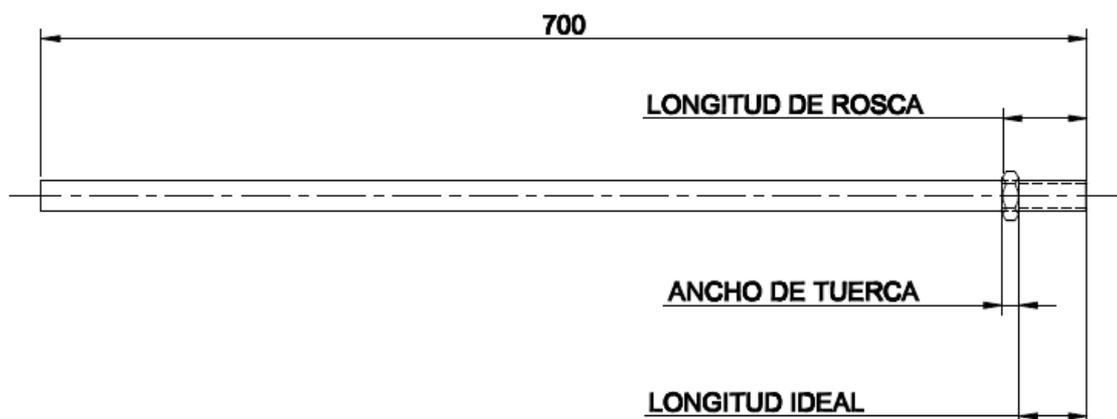


Figura 4. 12 Dimensionamiento del husillo de transmisión

#### 4.6.4.1 Diseño del husillo de transmisión

Para el cálculo del diámetro del husillo de transmisión se considera el momento máximo producido en el cambio de sección existente entre la unión de los dos ejes, para lo que se ha obtenido los resultados del software SAP, con lo que se ha establecido un resumen de cargas en la Tabla 4.3.

El momento máximo para el cambio de sección se produce en la posición 1 del dispositivo con las cargas aplicadas en la cuchilla C1, de tal manera el momento máximo es  $M_{\max} = 0.68 \text{ klb-pulg}$ , y una carga axial  $F_t = 0.26 \text{ klb}$ .

De tal forma utilizando la ecuación 4.7 y reemplazando los valores del momento máximo y fuerza de avance ( $F_t$ ), el esfuerzo máximo del husillo de transmisión es:

$$\sigma_{\max} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_t}{\pi d^2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{32 * 0.68 \text{ klb-pulg}}{\pi * d^3} + \frac{4 * 0.26 \text{ klb}}{\pi d^2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{21.76}{\pi * d^3} + \frac{1.04}{\pi d^2}$$

Con ésta ecuación se procede a realizar un proceso iterativo para saber el diámetro óptimo del husillo que cumpla con la condición de la ecuación 4.9, la cual se expresa en la Tabla 4.5.

**Tabla 4. 5 Tabla para cálculo del husillo de transmisión**

<b>CÁLCULO DEL HUSILLO DE TRANSMISIÓN</b>			
DIÁMETRO( pulg)	DIÁMETRO (mm)	ESFUERZO MÁXIMO (klb-pul <sup>2</sup> )	CONDICIÓN
0,600	15,2	33,00	$\sigma_{max} > \sigma_m$
0,700	17,8	20,88	$\sigma_{max} > \sigma_m$
<b>0,794</b>	<b>20.0</b>	<b>14,37</b>	<b><math>\sigma_{max} &lt; \sigma_m</math></b>
0,900	22,9	9,91	$\sigma_{max} < \sigma_m$
1,250	31,8	3,76	$\sigma_{max} < \sigma_m$

**Fuente:** Propia

En la Tabla anterior se encuentran especificados varios diámetros para el husillo de transmisión, entre los cuales el diámetro que se aproxima a la condición de la ecuación 4.9 es  $\Phi = 0.794$  pulg o 20 mm.

#### 4.6.4.2 Selección de la rosca

Considerando que el diámetro del husillo de transmisión es de 20mm se selecciona una rosca “serie de paso basto”, por que las aplicaciones de éste tipo de rosca son para transmisión de fuerza o potencia, (tomado de Joseph Edward Shigley; Manual de Diseño Mecánico Pág. 384). Por lo tanto la rosca es M20x2.5

#### 4.6.4.3 Longitud de la rosca

La longitud de la rosca  $L_R$  se está determinada por la siguiente ecuación:

$$L_R = \text{Longitud ideal} + \text{Ancho de tuerca} \quad (4. 10)$$

#### 4.6.4.3.1 Longitud ideal

Para determinar la longitud de la rosca se considera la siguiente condición, (tomado de Joseph Edward Shigley; Manual de Diseño Mecánico Pág. 384).

$$L_L = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \text{ mm} \\ 2d + 12 & 125\text{mm} < L \leq 200\text{mm} \\ 2d + 25 & L > 200\text{mm} \end{cases}$$

Donde:

$L_L$  = Longitud ideal de la rosca

$L$  = Longitud de agarre

$d$  = Diámetro del elemento roscado

Para el presente caso la longitud de agarre es menor a 125 mm, por tanto se utilizará la primera relación para determinar la longitud ideal de la rosca.

$$L_L = 2 * d + 6$$

$$L_L = 2 * (20\text{mm}) + 6$$

$$L_L = 46\text{mm}$$

Se considera un exceso en la longitud de la rosca para la colocación de la tuerca de seguridad por lo tanto la longitud de la rosca del husillo de transmisión es de 60mm.

#### 4.6.5 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para la selección de los rodamientos se determina las cargas axiales y radiales que soportan cada uno de ellos las que se determinan con el software SAP.

Se utiliza las mismas condiciones de cargas  $F_t$ ,  $F_r$  que se estableció anteriormente y con las medidas especificadas en la Figura 4. 3; es decir se realiza un análisis del dispositivo en la posición 1 con las cargas aplicadas a la cuchilla C1 y posteriormente con las cargas aplicadas a la cuchilla C2, el mismo procedimiento se realiza para la posición 2 del dispositivo.

En la Tabla 4.6 se presenta un resumen de las cargas que se generan en los apoyos con los respectivos anexos de los que se obtienen los resultados, con los cuales se selecciona las mayores cargas entre las dos posiciones del dispositivo con los que se procede a seleccionar los diferentes rodamientos o chumaceras.

**Tabla 4. 6 Resumen de cargas en los apoyos.**

<b>DISPOSITIVO EN POSICIÓN 1 CON CARGAS EN LA CUCHILLA C1</b>						
	<b>A1</b>	<b>ANEXO</b>	<b>A2</b>	<b>ANEXO</b>	<b>A3</b>	<b>ANEXO</b>
	RODAMIENTO		CHUMACERA		CHUMACERA	
Carga Axial	0 KN	3.9	0,97 KN	3.9	0,18 KN	3.9
Carga Radial	0 KN	SE	0,474KN(0,11)	3.1	0,101KN(0,02)	3.1

<b>DISPOSITIVO EN POSICIÓN 1 CON CARGAS EN LA CUCHILLA C2</b>						
	<b>A1</b>		<b>A2</b>		<b>A3</b>	
	RODAMIENTO		CHUMACERA		CHUMACERA	
Carga Axial	0 KN	SE	0 KN	SE	1,15 KN	3.10
Carga Radial	0 KN	SE	0 KN	SE	0,58KN(0,13)	3.3

<b>DISPOSITIVO EN POSICIÓN 2 CON CARGAS EN LA CUCHILLA C1</b>						
	<b>A1</b>	<b>ANEXO</b>	<b>A2</b>	<b>ANEXO</b>	<b>A3</b>	<b>ANEXO</b>
	RODAMIENTO		CHUMACERA		CHUMACERA	
Carga Axial	0 KN	SE	0,8 KN	3.11	0,35 KN	3.11
Carga Radial	0,11KN(0,024)	SE	0,71KN(0,16)	SE	0,39KN(0,09)	3.5

<b>DISPOSITIVO EN POSICIÓN 2 CON CARGAS EN LA CUCHILLA C2</b>						
	<b>A1</b>	<b>ANEXO</b>	<b>A2</b>	<b>ANEXO</b>	<b>A3</b>	<b>ANEXO</b>
	RODAMIENTO		CHUMACERA		CHUMACERA	
Carga Axial	0 KN	3.12	0 KN	3.12	1,15 KN	3.12
Carga Radial	0 KN	SE	0 KN	SE	0,58KN(0,13)	9

**Fuente:** Propia

**SE:** Sin Especificar

Medidas en paréntesis (Klb)

#### 4.6.5.1 Apoyo A1

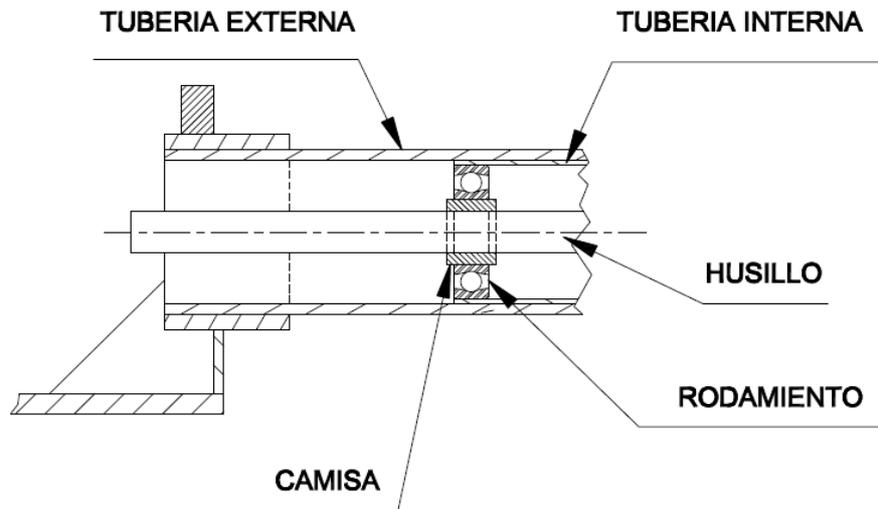


Figura 4. 13 Apoyo A1

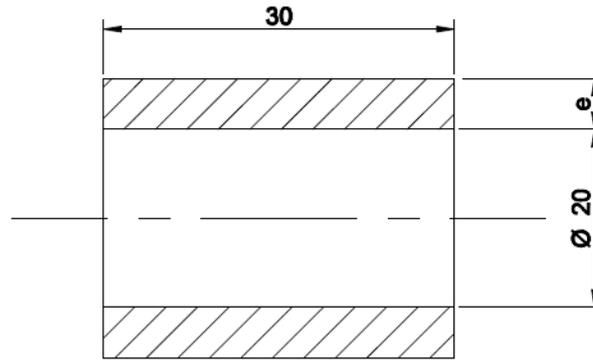
Por funcionalidad el apoyo A1 del dispositivo se encuentra constituido de una camisa y un rodamiento como se puede observar en la Figura 4. 13.

La función de la camisa es garantizar la concentricidad del eje y permitir el deslizamiento del eje cuando se produce el avance del dispositivo como se observa en la Figura 4. 13

El rodamiento en la posición A1 se encuentra unido a la tubería interna del sistema de desplazamiento como se observa en la Figura 4. 13

##### 4.6.5.1.1 Diseño de la camisa

Por las condiciones de funcionamiento para el diseño de la camisa se utiliza bronce SAE 40 con  $S_y = 93 \times 10^6 \text{ N/m}^2$  (Ver ANEXO 1.3) con la finalidad de que éste sea el elemento de sacrificio y así evitar el desgaste del rodamiento así como también de los ejes, también se asume una camisa de 30 mm de longitud como se observa en la Figura 4. 14



**Figura 4. 14 Medidas de la camisa**

Para el diseño de la camisa se considera un cilindro de pared delgada con presión interna, por lo tanto el esfuerzo permisible es:

$$\sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (4. 11)$$

Donde:

$\sigma_m$  Esfuerzo permisible

$S_y$  Límite de fluencia ( $S_y = 93 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ )

$n$  Factor de seguridad

El factor de seguridad se determina considerando una confiabilidad del 99% por lo tanto se tiene  $n_L = 1.4$ , también se considera un factor de incertidumbre en la resistencia del material por la cual es un factor  $n_F = 1.5$ .

Por consiguiente el factor de seguridad total es:

$$n = n_L \cdot n_F$$

$$n = 1.4 \cdot 1.5$$

$$n = 2$$

Cálculo del esfuerzo máximo

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} \quad (4. 12)$$

Donde:

F Fuerza de compresión ( $F_r = 575\text{N}$ )

A Área en transversal

El área transversal de la camisa se define por  $A = e * 0.05 \text{ m}$

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_m = \frac{Sy}{n}$$

$$\frac{F}{A} = \frac{Sy}{n}$$

$$\frac{F}{e * 0.03} = \frac{Sy}{n}$$

$$e = \frac{F * n}{0.03 * Sy}$$

$$e = \frac{575\text{N} * 2}{0.03\text{m} * 93 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$e = \frac{575\text{N} * 2}{0.03\text{m} * 93 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$e = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$e = 0.41 \text{ mm}$$

Por motivos de construcción se selecciona un espesor para la camisa de 5 mm.

#### 4.6.5.1.2 Selección del rodamiento

Tomando como referencia Tabla 4.6 la carga que resiste el rodamiento es 0.11 KN (11 Kg), ésta carga se genera con el dispositivo en la posición 2 y con las cargas aplicadas en la cuchilla C1.

Tomando en cuenta que la carga es radial se selecciona un rodamiento del tipo rígido de bolas, así también el rodamiento gira a bajas revoluciones por lo tanto la carga a la que se encuentra sometido se considera como estática.<sup>14</sup>

Con lo antes mencionado las formulas que se establecen para la selección, así como la determinación de las medidas del rodamiento se realiza en base a que el rodamiento se encuentra solicitado estáticamente.

Para determinar las dimensiones de un rodamiento, se calcula la capacidad carga estática  $C_o$  necesaria mediante la ecuación:

$$C_o = f_s * P_o \quad (4. 13)$$

Donde:

$C_o$  Capacidad de carga estática (Kg)

$f_s$  Factor de esfuerzos estáticos

$P_o$  Carga estática equivalente (Kg)

En el factor de esfuerzos estáticos  $f_s$ , está incluida la seguridad contra una deformación local excesiva. El factor de  $f_s$  se elige según las condiciones de suavidad exigidas en el giro.

$f_s$  1.2 hasta 2.5 para solicitaciones elevadas

$f_s$  0.8 hasta 1.2 para solicitaciones normales

$f_s$  0.5 hasta 0.8 para solicitaciones pequeñas

---

<sup>14</sup> Catálogo de rodamientos FAG pag10,25

Para el presente caso se considera un factor  $f_s=1$  en base a que las sollicitaciones son normales.<sup>15</sup>

La carga estática equivalente  $P_o$  se determina en base a la ecuación 4.14:

$$P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a \text{ (Kg)} \quad (4.14)$$

Donde:

$F_r$  carga radial (Kg)

$F_a$  carga axial (Kg)

$X_o$  factor radial

$Y_o$  factor axial

Para el caso que el rodamiento se encuentre sometido solo a una carga radial se considera que  $P_o = F_r(11Kg)$

Reemplazando los respectivos valores en la ecuación 4.13 la capacidad de carga estática es:

$$C_o = 1 * 11Kg$$

$$C_o = 11Kg$$

Una vez determinada  $C_o$ , es necesario establecer el diámetro interior del rodamiento el cual se establece a continuación:

El diámetro interior del rodamiento se encuentra determinado por la siguiente ecuación:

$$\phi_{INT ROD} = \phi_{EJE} + (2 * e)$$

---

<sup>15</sup>Kugelfischer Georg Schafer; Rodamientos de Bolas FAG; Catálogo 41000 SA; Edición 1972, Pág. 25,34

Donde:

$\phi_{EJE}$  Diámetro interno del husillo de transmisión (20mm)

$e$  Espesor de la camisa (5mm)

Por lo tanto:

$$\phi_{INT_{ROD}} = 20 + (2 * e)$$

$$\phi_{INT_{ROD}} = 20 + (2 * 5mm)$$

$$\phi_{INT_{ROD}} = 30mm$$

Con la capacidad de carga estática y el diámetro interior se revisa las tablas de catálogo FAG para seleccionar el rodamiento adecuado para el funcionamiento del dispositivo.

En conclusión el rodamiento que se selecciona es el 160 06 de la serie 160 según DIN 625 (ver Anexo 1.3) el cuál presenta una capacidad de carga estática de 600Kg cuyo valor es mayor a lo requerido, por lo tanto, cumple con un adecuado desempeño en el dispositivo.

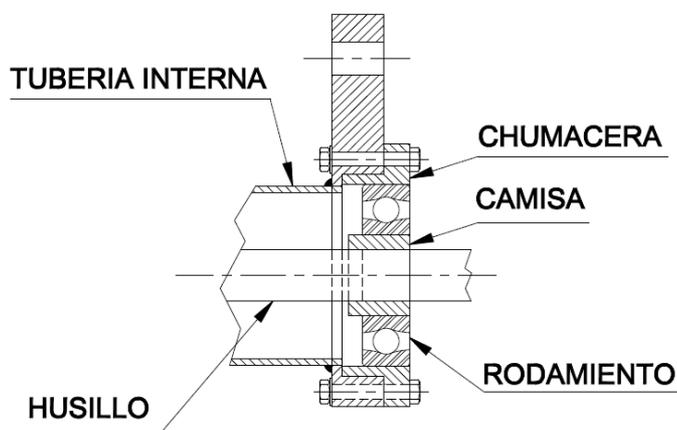
#### 4.6.5.2 Apoyo A2

En la Figura 4. 15 se puede observar que el sistema consta de tres elementos principales que son:

**Base**, que sirve como apoyo a la chumacera para hacer de éste elemento un sistema más rígido y cuyo diseño se realiza posteriormente con el diseño de la estructura del dispositivo, por otro lado éste es un elemento que sirve de unión para la tubería interna.

**Chumacera**, que sirve para mantener la concentricidad del husillo de transmisión.

**Camisa**, su función es permitir el desplazamiento, y también funciona como elemento de desgaste es por tal razón que se utiliza bronce.



**Figura 4. 15 Apoyo A2**

#### 4.6.5.2.1 *Diseño de la camisa*

Para el diseño de la camisa, se considera las mismas condiciones establecidas en el punto 4.6.5.1.1 por lo tanto la camisa queda de las mismas medidas del calculado en dicho punto.

#### 4.6.5.2.2 *Selección de la chumacera*

La selección de la chumacera se realiza en base al rodamiento que se seleccione, es por tal razón, que en primer lugar se selecciona el rodamiento siguiendo una metodología similar a la establecida en el punto 4.6.5.1.2.

Considerando la Tabla 4.6 se puede observar que la chumacera A2 resiste cargas radiales y cargas axiales, así mismo las mayores cargas se produce cuando el dispositivo se encuentra en la posición 1 con las cargas aplicadas en la cuchilla C1, por lo tanto  $F_a = 0.97 \text{ KN}$  (99Kg);  $F_r = 0.474 \text{ KN}$  (48.4 Kg).

Cabe mencionar que para un rodamiento que se encuentra sometido a cargas radiales y axiales es recomendable utilizar rodamientos rígidos de bolas. (Tomado del Catálogo de rodamientos Pág. 11)

La capacidad de carga estática se determina con la ecuación 4.13.

$$C_o = f_s * P_o$$

El factor  $f_s=1$  se determina considerando que el rodamiento se encuentra en condiciones normales.

Para la determinación de la carga estática equivalente ( $P_o$ ) se utiliza la ecuación 4.14.

$$P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a \quad (Kg)$$

Considerando que se utiliza un rodamiento de la serie 160 (DIN 625) con un diámetro interior de 30mm por la colocación de la camisa, entonces la carga estática equivalente se define con los siguientes factores  $X_o$ ,  $Y_o$ , y reemplazando los valores de carga axial y radial se tiene:

$$P_o = 0.6 * (F_r) + 0.5 * (F_a) \quad Kg$$

$$P_o = 0.6 * (48.4) + 0.5 * (99) \quad Kg$$

$$P_o = 78.5 \quad Kg$$

Por lo tanto:

$$C_o = 1 * 78.5 \quad Kg$$

$$C_o = 78.5 \quad Kg$$

En base al ANEXO 1.3a rodamientos FAG rígidos de bolas, se considera un rodamiento 160 06 que presenta una capacidad de carga estática de 600Kg que es un valor superior a la capacidad de carga estática calculada ( $C_0= 78.5\text{Kg}$ ), por consiguiente se garantiza el adecuado funcionamiento del rodamiento seleccionado, para observar las medidas del rodamiento ver ANEXO 1.3a.

En base a éste rodamiento se selecciona una chumacera la cual es F 507 B que presenta un rodamiento con las características dimensionales adecuadas, ver ANEXO 1.3b.

#### 4.6.5.3 Apoyo A3

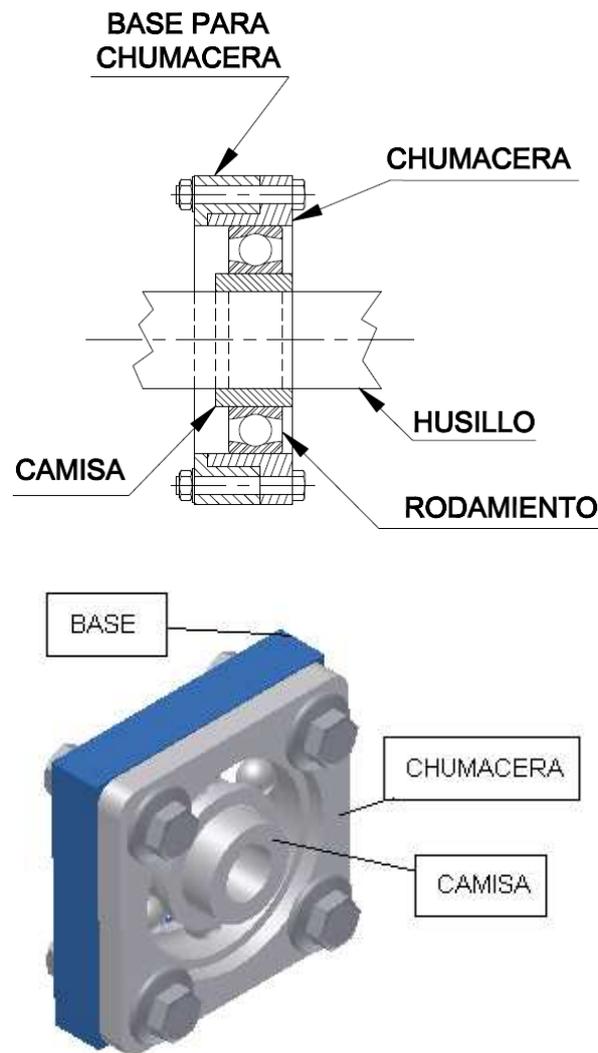
El apoyo A3 se colocará con la finalidad de asegurar el dispositivo en la estructura de la plataforma, también es el encargado de garantizar la concentricidad del dispositivo así como también del husillo porta cuchillas para realizar el mandrinado en los alojamientos.

El sistema del apoyo A3 consta de cuatro elementos principales como se observa en la Figura 4. 16 los cuales son:

**Base para chumacera**, sirve principalmente para hacer un sistema más rígido para el soporte de los elementos, y cuyo diseño se realiza posteriormente con el diseño de la estructura del dispositivo.

**Chumacera y rodamiento**, que sirve para mantener la concentricidad del husillo porta cuchillas, así como también es un apoyo necesario para el funcionamiento del dispositivo, para reducir las vibraciones producidas.

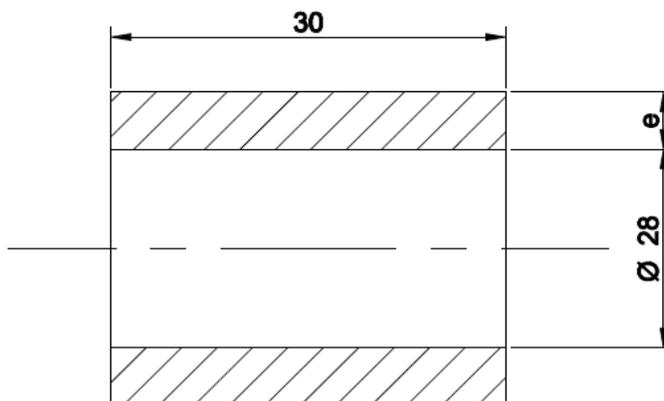
**Camisa**, cuya función es permitir el desplazamiento, y también sirve como elemento de desgaste es por tal razón que se utiliza bronce.



**Figura 4. 16 Apoyo A3**

#### 4.6.5.3.1 *Diseño de la camisa*

Por las condiciones de funcionamiento para el diseño de la camisa se utiliza bronce SAE 40 con  $S_y = 93 \times 10^6 \text{ N/m}^2$  con la finalidad de que éste sea el elemento de sacrificio y así evitar el desgaste del rodamiento del eje, también se asume una camisa de 30 mm de longitud como se observa en la Figura 4.18.



**Figura 4. 17 Medidas de la camisa**

Para el diseño de la camisa se considerara un cilindro de pared delgada con presión interna, por lo tanto el esfuerzo permisible es:

$$\sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (4.10)$$

Donde:

$S_y$  Límite de fluencia ( $S_y = 93 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ )

$N$  Factor de seguridad

El factor de seguridad se determina considerando una confiabilidad del 99% por lo tanto se tiene  $n_L = 1.4$ , también se considera un factor de incertidumbre en la resistencia del material por tanto se tiene un factor  $n_F = 1.5$ .

Por consiguiente el factor de seguridad total es:

$$n = n_L * n_F$$

$$n = 1.4 * 1.5$$

$$n = 2$$

Esfuerzo máximo del husillo porta cuchillas:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A}$$

Donde:

F Fuerza de compresión ( $F_r = 575\text{N}$ )

A Área en transversal

El área transversal de la camisa se define por  $A = e * 0.05 \text{ m}$

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_m = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{F}{A} = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{F}{e * 0.03} = \frac{S_y}{n}$$

$$e = \frac{F * n}{0.03 * S_y}$$

$$e = \frac{575\text{N} * 2}{0.03\text{m} * 93 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$e = \frac{575\text{N} * 2}{0.03\text{m} * 93 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$e = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$e = 0.41 \text{ mm}$$

Por lo tanto por motivos de construcción y para la facilitar la selección del rodamiento se escoge un espesor para la camisa de 5 mm.

#### 4.6.5.3.2 Selección de la chumacera

La selección de la chumacera se realiza en base a las medidas del rodamiento, es por tal razón, que en primer lugar se procede a elegir el rodamiento siguiendo una metodología similar a la establecida en el punto 4.6.5.1.2.

Considerando la Tabla 4.6 se puede observar que la chumacera A3 resiste cargas radiales y cargas axiales, así mismo las mayores cargas se producen cuando el dispositivo se encuentra en la posición 1 con las cargas aplicadas en la cuchilla C2, por lo tanto  $F_a = 1.15 \text{ KN}$  (117.3 Kg)  $F_r = 0.58 \text{ KN}$  (59.2 Kg)

Cabe mencionar que para un rodamiento que se encuentra sometido a cargas radiales y axiales es recomendable utilizar rodamientos rígidos de bolas, (Tomado del Catálogo de rodamientos FAG Pág. 11)

La capacidad de carga estática se determinara con la ecuación 4.13.

$$C_o = f_s * P_o$$

El factor  $f_s=1$  se determina considerando que el rodamiento se encuentra en sollicitaciones normales.

Para la determinación de la carga estática equivalente  $P_o$  se utiliza la ecuación 4.14.

$$P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a \quad (\text{Kg})$$

Considerando que se utiliza un rodamiento de la serie 160 (DIN 625) con un diámetro interior de 40 mm por la colocación de la camisa, entonces la carga

estática equivalente se define con los siguientes factores  $X_o$ ,  $Y_o$ , y reemplazando los valores de carga axial y radial se tiene:

$$P_o = 0.6*(F_r) + 0.5*(F_a) \text{ Kg}$$

$$P_o = 0.6*(59.2) + 0.5*(117.3) \text{ Kg}$$

$$P_o = 94 \text{ Kg}$$

Por lo tanto:

$$C_o = 1*94 \text{ Kg}$$

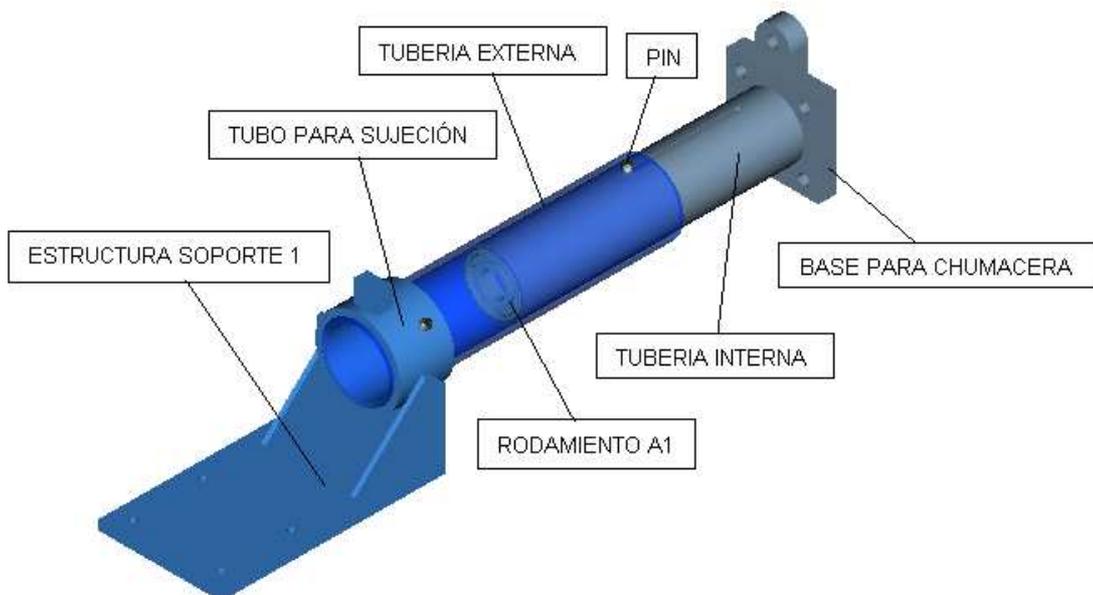
$$C_o = 94 \text{ Kg}$$

En base al ANEXO 1.3a rodamientos FAG rígidos de bolas, se considera un rodamiento 160 08 que presenta una capacidad de carga estática de 800 Kg que es un valor superior a la capacidad de carga estática calculada ( $C_o = 94 \text{ Kg}$ ), por consiguiente se garantiza el adecuado funcionamiento del rodamiento seleccionado, para observar las medidas del rodamiento ver ANEXO 1.3a.

En base a éste rodamiento se selecciona una chumacera F 509 que presente un rodamiento con las características dimensionales determinadas, ver ANEXO 1.3b.

#### **4.7 SELECCIÓN DE LOS TUBOS PARA CONTROL DE AVANCE**

En la Figura 4.19 se puede observar los diferentes elementos que conforman el sistema que sirve para el control del avance. El funcionamiento se explica en el capítulo 3 en el literal 3.1.2.



**Figura 4. 18 Sistema de tubos para avance**

Como se puede observar en la Figura 4.19 la tubería interna del dispositivo depende del diámetro exterior del rodamiento A1  $\Phi_{ext}=55\text{mm}$  (ver ANEXO 1.3), por lo tanto se selecciona una tubería con un diámetro interno que coincida con esta medida para permitir el adecuado ensamblaje.

La selección de la tubería externa se realiza en base a las medidas que presente la tubería interna, de manera para que exista conjugación entre las tuberías mencionadas.

Así mismo la selección de la tubería de sujeción se realiza dependiendo de las medidas de la tubería externa tomando en consideración que entre las dos no debe existir conjugación.

#### **4.7.1 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA INTERNA**

Las tuberías en el presente diseño están sometidas al peso propio del dispositivo.

Cabe mencionar que se utiliza una mesa soporte a nivel de las llantas para apoyo del dispositivo, en ésta se asienta la mesa del motor como se observa en la

Figura 4. 19, Además ésta estructura sirve para que se deslice el dispositivo en el momento que se produce el avance. El diseño de la mesa soporte se realiza posteriormente considerando el peso del dispositivo.

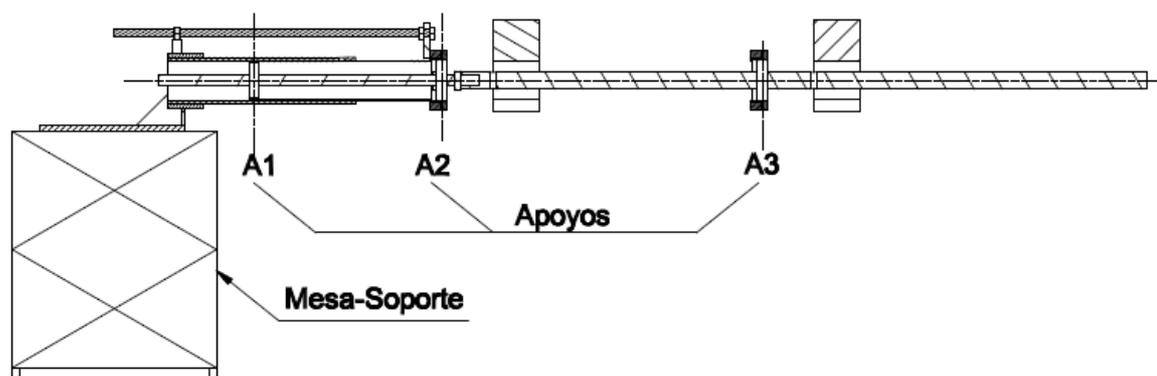


Figura 4. 19 Mesa soporte

Para realizar un dimensionamiento preliminar de la tubería interna se utiliza el software Inventor, y posteriormente se realiza los pertinentes cálculos para garantizar el adecuado funcionamiento del elemento. (ver Figura 4.21)

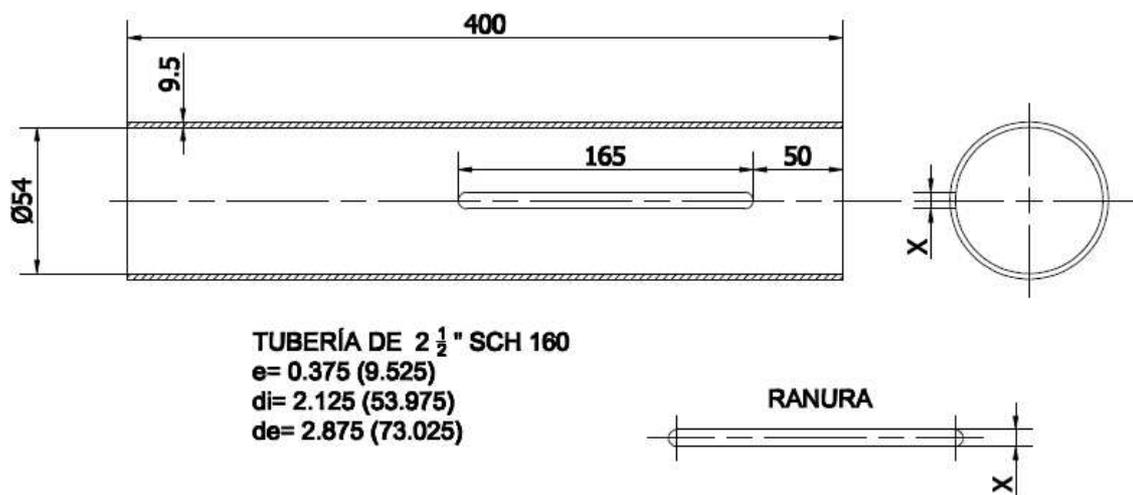


Figura 4. 20 Diseño preliminar de la tubería interna

#### 4.7.1.1 Diseño de la ranura

La función de la ranura es restringir el desplazamiento del dispositivo de la posición 1 a la posición 2 (ver Figura 4. 3), así mismo es importante mencionar

que la carrera o longitud de la ranura y la posición correcta de la misma, se determina con ayuda del software Inventor.

Para que la ranura se encuentre completamente determinada se debe especificar el ancho "X" (ver Figura 4.3), el cuál depende del diámetro del pin o pasador que se coloca en la tubería externa, es por tal razón que ésta medida se determina en los siguientes puntos.

#### 4.7.2 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA EXTERNA

El diámetro interno de la tubería externa, se selecciona en base al diámetro externo de la tubería interna para así permitir el deslizamiento entre los dos tubos, por lo tanto la selección se realiza considerando que los tubos deben tener cierta conjugación.

Para la realizar un dimensionamiento preliminar de la tubería externa se utiliza el software Inventor, y posteriormente se realiza los pertinentes cálculos para garantizar el adecuado funcionamiento del elemento ver Figura 4.22.

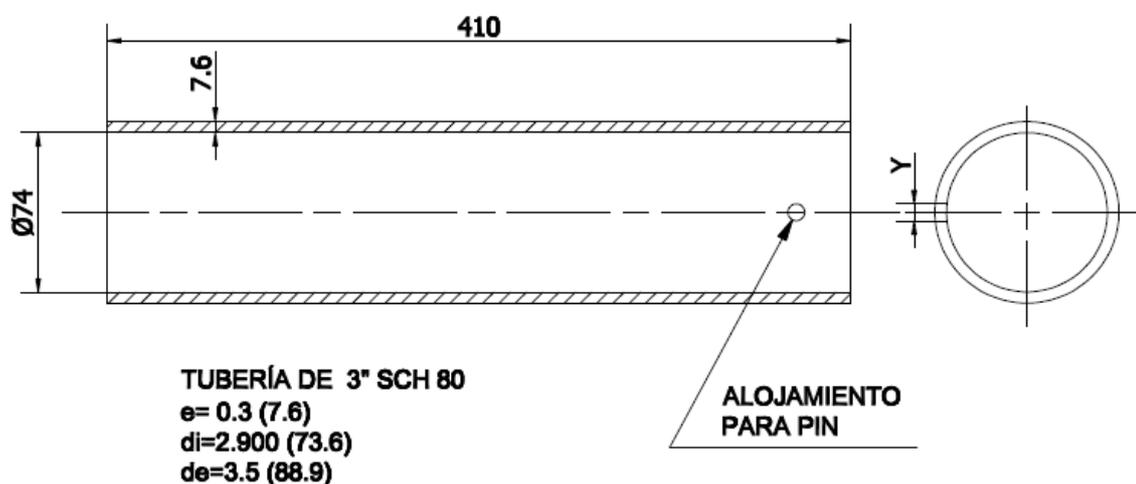


Figura 4. 21 Diseño preliminar de la tubería externa

#### 4.7.3 TUBO PARA SUJECIÓN

El diámetro interno del tubo para la sujeción, se selecciona en base al diámetro externo de la tubería externa (ver ANEXO 1.5) considerando que entre estos dos

elementos no debe existir conjugación. Para realizar un dimensionamiento de la tubería de sujeción (ver Figura 4. 22 ) se utiliza el software inventor, y posteriormente se realiza los respectivos cálculos para garantizar el adecuado funcionamiento del elemento.

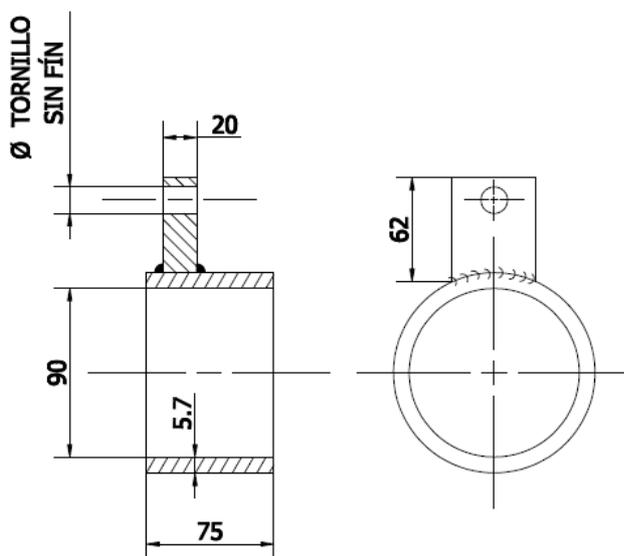


Figura 4. 22 Diseño preliminar del tubo de sujeción

#### 4.7.3.1 Selección de prisioneros

Los prisioneros son los encargados de garantizar la sujeción de la tubería externa, se encontrarán ubicados a  $45^\circ$  ver Figura 4. 23, el diámetro del agujero se encuentra determinado por el diámetro del prisionero, el que se calcula posteriormente en los siguientes puntos.

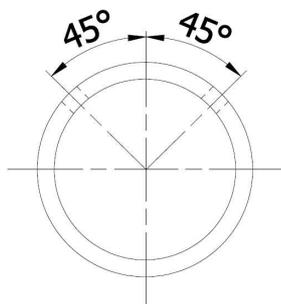


Figura 4. 23 Vista frontal de tubería de sujeción

#### 4.7.4 BASE PARA CHUMACERA

Con la ayuda del Software Inventor se procede a realizar un dimensionamiento preliminar para la Base de la chumacera (ver Figura 4.24).

La construcción de la base para la chumacera depende básicamente de las medidas que presente la chumacera, es por tal razón que la medida "X" y el diámetro de los alojamientos se especifican en los planos de construcción del dispositivo.

El alojamiento interno izquierdo depende del diámetro externo de la tubería interna ya que ésta es la tubería que se soldará a la base de la chumacera.

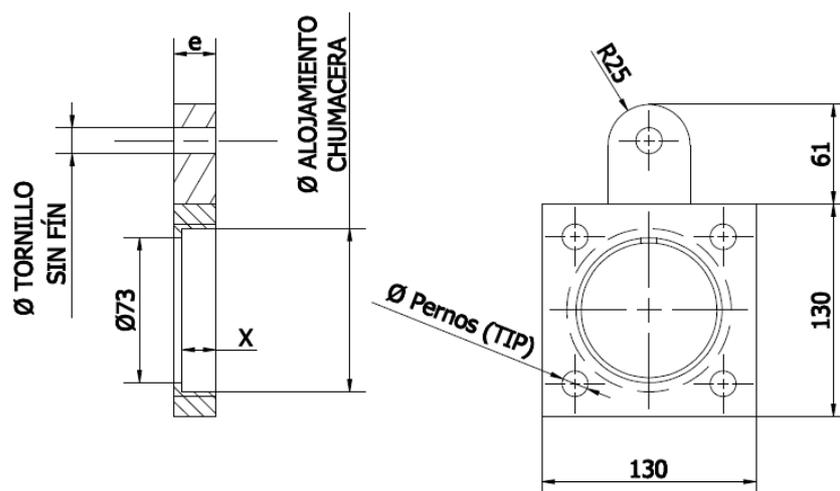


Figura 4. 24 Base para chumacera

#### 4.7.5 ESTRUCTURA SOPORTE

La estructura soporte sirve para sujetar al motor, y brindar al dispositivo una base rígida, también sirve como enlace entre el sistema de tubos y el motor, (ver Figura 4.25).

Para la determinación de un dimensionamiento preliminar, se utilizará el software Inventor, por lo tanto el elemento presenta las dimensiones mostradas en la Figura 4.25.

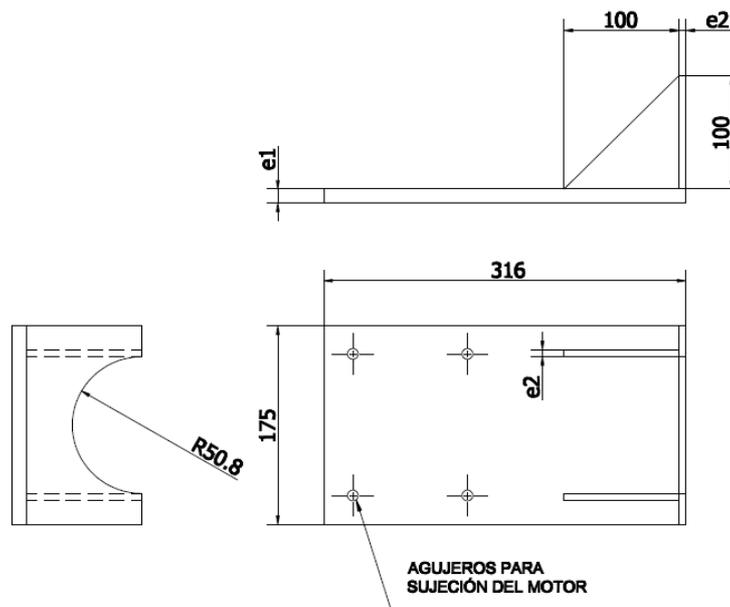


Figura 4. 25 Estructura soporte

Tomando en consideración que la estructura soporte se apoya en la mesa soporte, el diseño de los tubos para control de avance se realiza considerando el peso de los elementos mencionados en la Tabla 4.7, para esto, se realiza el esquema del dispositivo en el software Inventor y así determinar el peso global, con lo que se verifica la selección de los tubos con el Factor de seguridad.

Tabla 4. 7 Pesos de los componentes

Ítem	Descripción	Peso (Kg)	Peso (Lb)
1	Base para chumacera	1,7	3,74
2	Chumacera	1,2	2,64
3	Rodamiento	1,3	2,86
4	Tornillo de potencia	1,1	2,42
5	Soporte de tornillo de potencia 1	0	0
6	Soporte de tornillo de potencia 2	0	0
7	Tubería interna	5,8	12,76
8	Tubería externa	6	13,2
9	Tubo para sujeción	1	2,2
10	Base para motor	5	11
11	Nervadura frontal	0,6	1,32
12	Nervadura lateral (2)	0,5	1,1
13	Motor	21	46,2
14	Husillo de transmisión	2,8	6,16
15	Husillo porta cuchillas	13,2	29,04
16	TOTAL ( $W_E$ )	61	135

Fuente Inventor

Para la comprobación del funcionamiento de elementos se procede a calcular el factor de seguridad de cada uno.

#### 4.7.6 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL DISPOSITIVO

Cabe mencionar que para el diseño se considera el dispositivo como una viga con doble empotramiento, y así poder determinar el momento y la fuerza máxima dependiendo del elemento, para esto se utiliza el Software SAP del que se obtiene los datos mostrados en el ANEXO 3.13., (ver Figura 4.26')

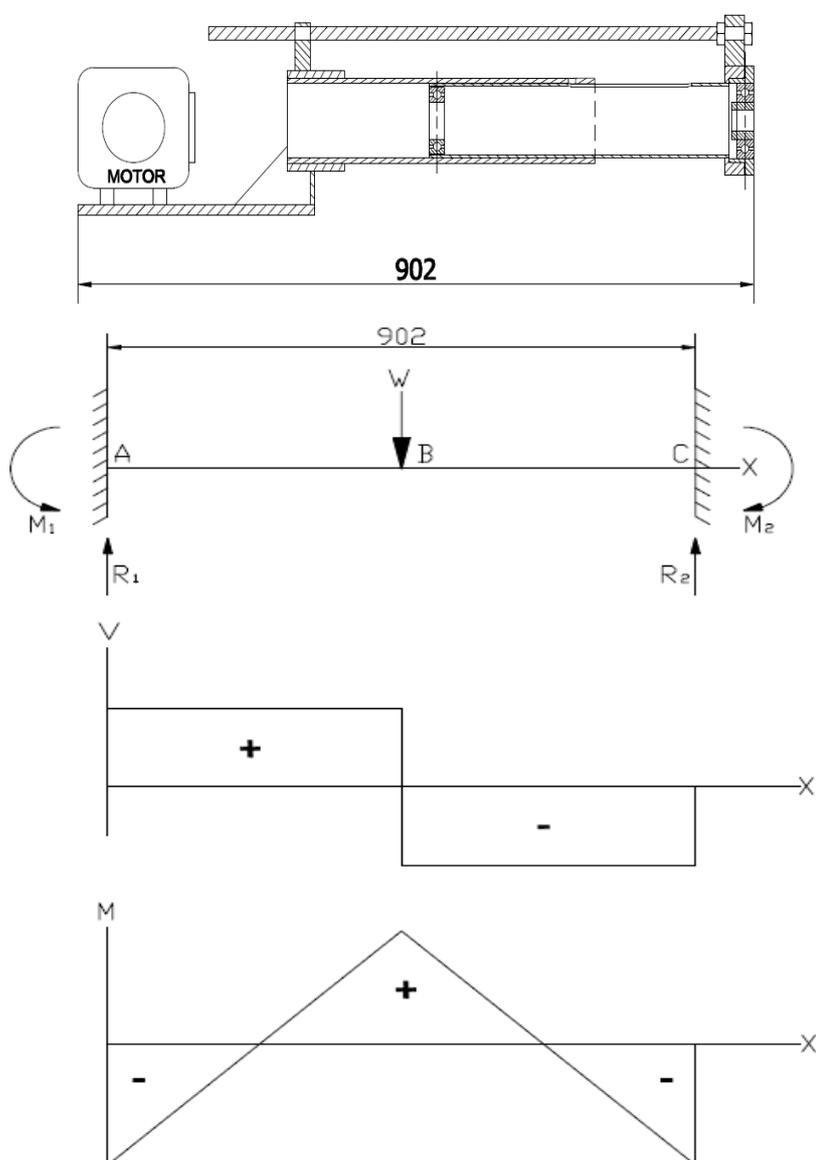


Figura 4. 26 Diagrama de cuerpo libre

Para determinar el peso total de diseño, se estima un peso adicional del 50% de peso de los elementos con la finalidad de considerar las vibraciones producidas por el dispositivo en funcionamiento, por tanto el peso total queda determinado como se indica a continuación.

$$W = W_E + 0.5 * W_E$$

Donde

W      Peso Total

W<sub>E</sub>    Peso de los elementos (135 Lb)

$$W = 100 + 0.5 * 135Lb$$

$$W = 167.5 \text{ lb (76.1 Kg)}$$

#### 4.7.6.1      **Análisis de la tubería interna, externa y de sujeción.**

La comprobación de las tuberías se enfoca en el cálculo del factor de seguridad de cada elemento, para fines prácticos se realiza el cálculo del factor de seguridad de la tubería interna, tomando en cuenta que de ésta tubería depende tanto la tubería externa como la tubería de sujeción, para esto el momento máximo es  $M_{\max} = 743.53 \text{ lb-pulg}$  (ver ANEXO 3.13)

El esfuerzo máximo que resiste la tubería interna es:

$$\sigma_{\max} = \frac{MC}{I} \quad (4. 15)$$

Donde:

M      Momento máximo

C      distancia a las fibras externas

I      momento polar de inercia

Por lo tanto:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} * \frac{d}{2}}{\frac{\pi *}{64} (d^4 - d_i^4)} \quad (4. 16)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{743.53lb - pulg * \frac{2.875 pul}{2}}{\frac{\pi *}{64} (2.875^4 - 2.125^4) (pulg^4)}$$

$$\sigma_{\max} = 454.2lb / pulg^2$$

El esfuerzo permisible se define por la siguiente ecuación:

$$\sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (4. 17)$$

Donde:

$S_y$  Límite de fluencia del material,

$n$  Factor de seguridad

En este caso se utiliza Acero ASTM A 36 por lo tanto el es  $S_y = 36$  KSI, por las facilidades de adquisición que existe en el país de éste acero.

Reemplazando los valores del factor de seguridad y  $\sigma_{\max}$  en la ecuación 4.17 el factor de seguridad es:

$$n = \frac{36000lb / pulg^2}{454.2lb / pulg^2}$$

$$n = 79$$

Como se puede observar el factor de seguridad de la tubería interna es levado por lo tanto se garantiza el adecuado funcionamiento.

Cabe mencionar que las dimensiones de la tubería externa y de sujeción son mayores que las de la tubería interna, por lo tanto se garantiza el adecuado funcionamiento de las tuberías mencionadas ya que se encuentran sometidas a las mismas cargas.

#### 4.7.6.2 Diseño del pin o pasador de tubería externa

La función del Pin o pasador en conjunto con la ranura de la tubería interna es determinar los de puntos inicio y fin de mandrinado ya que este se aloja en la ranura de la tubería interna como se observa en la Figura 4.19.

El diseño del pin se realiza a corte considerando la carga  $W=167.5$  lb o (76.1 Kg) decrito en el literal 4.7.6.

Cálculo de esfuerzos para el prisionero:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A}$$

$$W = F$$

$$A = \pi * r^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{\pi * r^2}$$

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_m = \frac{S_y}{n}$$

Considerando un factor de seguridad  $n = 2.5$  y el material del prisionero es un acero A-36 el  $S_y = 36000$  lb/pulg<sup>2</sup> se tiene:

$$\frac{F}{\pi * r^2} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$r \geq \sqrt{\frac{F * n}{\pi * S_y}}$$

$$r \geq \sqrt{\frac{167.5lb * 2.5}{\pi * 36000lb / pulg^2}}$$

$$r \geq 0.06 pulg$$

$$r \geq 1.54 mm$$

Por lo tanto por facilidad de adquisición en el mercado se coloca un pin o pasador de 3/8 pulg o 10 mm, así mismo el ancho “X” de la ranura para la tubería interna es de 10mm.

#### **4.7.6.3 Selección de los prisioneros de tubería de sujeción**

Para el diseño de los prisioneros se sigue la metodología aplicada en el literal 4.7.6.2, la principal diferencia radica en que la carga se distribuye para dos prisioneros, es por tal razón que se selecciona prisioneros similares de 3/8 pulg o 10 mm (Diámetro nominal de rosca M10) y se garantiza la sujeción de la tubería exterior.

Considerando que el diámetro del prisionero es de 3/8 pulg o 10 mm, se utiliza una broca de 8.5 mm considerando una rosca métrica (Tablas para la industria metalúrgica GTZ Pág. 112)

#### **4.7.6.4 Análisis de la mesa soporte**

Principalmente lo que se procede a dimensionar es el espesor de las placas para la mesa soporte, las placas se diseñan a corte, por tanto se realiza considerando la fuerza máxima  $F = 83.75 \text{ lb-pulg}$  (ver ANEXO 3.13)

Cálculo de esfuerzos:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A}$$

$$V_{AB} = F$$

$$\sigma_{\max} = \frac{V_{AB}}{e_1 * a}$$

$$a = 175\text{mm} = 6.8\text{pulg}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{83.75}{e_1 * 6.8\text{pulg}}$$

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_m = \frac{S_y}{n}$$

Considerando un Factor de seguridad de  $n = 2.5$  tomando en cuenta las incertidumbres y una confiabilidad del 90 % por otro lado el material es un acero A-36 el cuál presenta un  $S_y = 36000 \text{ lb/pulg}^2$ , se tiene:

$$\frac{V_{AV}}{e * a} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$e \geq \frac{V_{AV} * n}{a * S_y}$$

$$\frac{V_{AV}}{e * a} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$e \geq \frac{V_{AV} * n}{a * S_y}$$

Reemplazando los valores:

$$e \geq \frac{83.75lb * 2.5}{6.8in * 36000 \frac{lb}{in^2}}$$

$$e \geq 8.5 \times 10^{-4} \text{ pulg}$$

$$e \geq 0.021 \text{ mm}$$

Por lo tanto por facilidad de adquisición en el mercado se selecciona una placa de  $\frac{1}{2}$  pulg o 12.7 mm para realizar tanto las nervaduras como la mesa de soporte del motor, por lo tanto  $e_1 = e_2$  (ver Figura 4. 25 Estructura soporte Figura 4.25)

#### 4.7.6.4.1 Diseño de las soldaduras

En la Figura 4. 27 se aprecia la carga  $F = W$  que se considera para el diseño de las juntas en los componentes de la estructura soporte, las reacciones  $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5$  se generan en cada cordón de soldadura para lo que se establece las respectivas ecuaciones y así calcular el factor de seguridad de las juntas y garantizar la soldadura.

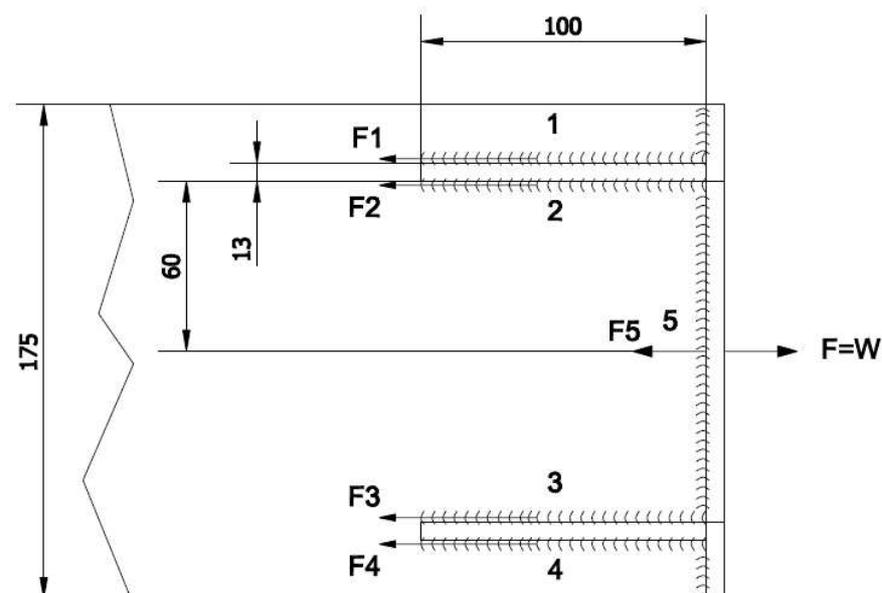


Figura 4. 27 Diagrama de soldadura en nervaduras de mesa

Tomando en consideración la disposición geométrica de las nervaduras las longitudes de los siguientes cordones de soldadura son iguales: (1=4;2=3)

Así mismo la disposición de la carga  $W$  permite establecer las siguientes condiciones de las cargas:

$F_1 = F_2 = F_4 = F_3$  Por lo tanto:

$$\sum F_x = 0$$

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5$$

*ENTONCES*

$$F = 4F_1 + F_5$$

$$F_1 = \frac{F - F_5}{4} \quad (4. 18)$$

El cálculo de la fuerza  $F_5$  se realiza a corte por lo tanto:

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \tau_{E6011}$$

$$\tau_{E6011} = \frac{S_{yc}}{FS}$$

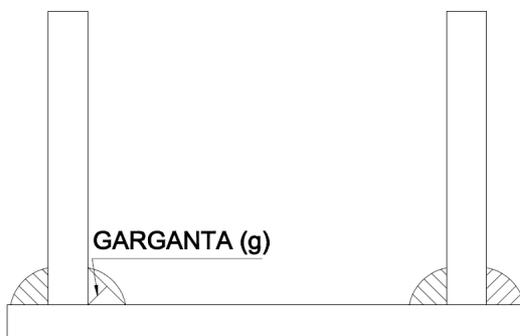
$$FS = \text{FACTOR DE SEGURIDAD} = 2.2$$

$$S_{yt} = 0.75S_{ut} = 0.7 * 60 = 45 \text{ KSI}$$

$$S_{yc} = 0.6S_{yt} = 0.6 * 45 = 27 \text{ KSI}$$

$$[\tau]_{E6011} = \frac{27}{2.2} = 12.27 \text{ KSI}$$

Para la soldadura de las nervaduras de la estructura soporte se realiza un filete de  $\frac{1}{2}$  pulg o 12.7 mm, con cual la garganta (g) es de  $\frac{11}{32}$  pulg o 9 mm ver Figura 4.28.



**Figura 4. 28 Vista lateral de soldadura**

Para la junta de soldadura número 5 la fuerza es:

$$\tau_{s5} = \frac{F5}{As5} \leq [\tau]_{E6011}$$

$$As5 = 0.3543 * (175 / 25.4) = 2.44 \text{ pulg}^2$$

$$F5 = [\tau] * As5 = 12.27 * 2.44 \text{ pulg}^2$$

$$F5 = 29.95 \text{ lb}$$

Reemplazando valores en la ecuación 4.18:

$$F1 = \frac{167.5 - 29.95}{4}$$

$$F1 = 34.38 \text{ lb}$$

$$\tau_{s1} = \frac{F1}{As1} \leq [\tau]_{E6011}$$

$$\tau_{s1} = \frac{34.38 \text{ lb}}{0.3543 * (100 / 25.4)}$$

$$\tau_{s1} = 24.64 \text{ lb} / \text{pulg}^2$$

$$\tau_{S1} \leq [\tau]_{E6011}$$

$$\tau_{S1} = \tau_{S2} = \tau_{S3} = \tau_{S4}$$

Entonces se cumple la condición con la que se garantiza el adecuado funcionamiento del cordón de soldadura.

#### 4.7.7 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA

El tornillo de potencia en el dispositivo sirve para el control de avance, para el diseño del tornillo se considera el peso  $W = 167.5 \text{ lb}$  (ver literal 4.7.6)

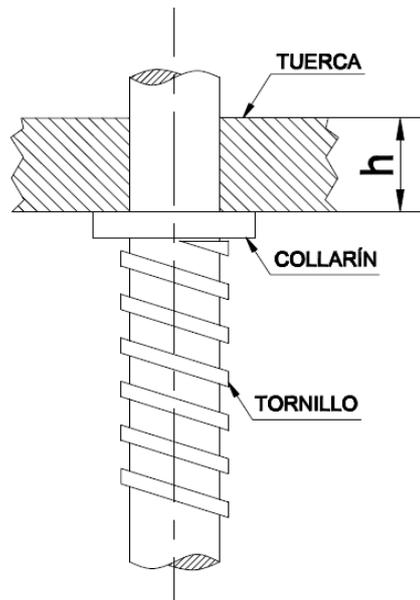


Figura 4. 29 Tornillo de potencia

A continuación se especifican las dimensiones y variables necesarias para el diseño del tornillo:

$$p = 0.1181 \text{ pulg}$$

$$d = 0.6 \text{ pulg (16 mm)}$$

$$h = 1 \text{ pulg (25.4mm)}$$

$$\mu = 0.35$$

$$n = 1 \text{ Hilo/pulg}$$

Para saber si es autobloqueante:

$$\text{Pr of} = \frac{p}{2}$$

$$\text{Pr of} = \frac{0.1181}{2}$$

$$\text{Pr of} = 0.059$$

Diámetro medio:

$$dm = d - d_{prof}$$

$$dm = 0.6 - 0.059$$

$$dm = 0.541$$

Diámetro menor

$$dr = d - p$$

$$dr = 0.6 - 0.1181$$

$$dr = 0.4819$$

Avance:

$$l = n * p$$

$$l = 1 * 0.1181$$

$$l = 0.1181$$

$$\tan \lambda = \frac{l}{\pi * dm}$$

$$\tan \lambda = \frac{0.1181}{\pi * 0.541}$$

$$\tan \lambda = 0.06948$$

$u > \tan \lambda \Rightarrow$  *es autobloqueante*

Torque de subida

$$T_s = \frac{Fdm(l + u * \pi * dm)}{2(\pi * dm - u * l)} \quad (4. 19)^{16}$$

$$T_s = \frac{167.5 * 0.541(0.1181 + 0.35 * \pi * 0.541)}{2(\pi * 0.541 - 0.35 * 0.1181)}$$

$$T_s = 19.48lb - pu \lg$$

Torque de bajada

$$T_b = \frac{Fdm(u * \pi * dm - l)}{2(\pi * dm + u * l)} \quad (4. 20)$$

$$T_b = \frac{167.5 * 0.541(0.35 * \pi * 0.541 - 0.1181)}{2(\pi * 0.541 + 0.35 * 0.1181)}$$

$$T_b = 12.4lb - pu \lg$$

---

<sup>16</sup> Joseph Shigley Pág. 386

Esfuerzo medio de corte en la rosca:

$$\sigma_{\max} = \frac{4 * F \max}{\pi * (d^2 - dr^2) * h * p}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4 * 167.5}{\pi * (0.6^2 - 0.4819^2) * 1 * 0.1181}$$

$$\sigma_{\max} = 14133 \text{ lb} / \text{ pulg}^2$$

Esfuerzo de aplastamiento en las roscas.

$$\tau_{xy \max} = \frac{2 * F \max}{\pi * d * h}$$

$$\tau_{xy \max} = \frac{2 * 167.5}{\pi * 0.6 * 1}$$

$$\tau_{xy \max} = 177.7 \text{ Lb} / \text{ pulg}^2$$

Esfuerzo de von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 * \tau_{xy \max}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{14133^2 + 3 * 177.7^2}$$

$$\sigma' = 14136.4 \text{ lb} / \text{ pulg}^2$$

$$n = \frac{Sy}{\sigma'} = 2.5$$

Factor de seguridad:

$$n = \frac{Sy}{\sigma'} = 2.5$$

## 4.8 MESA SOPORTE

Para el diseño de los perfiles de la mesa soporte se considera el peso  $W$  especificado en el literal 4.7.6, así también para asiento del dispositivo se utiliza plancha metálica de 6mm.

El dimensionamiento depende básicamente de las posiciones extremas del dispositivo con lo que se establece las medidas mostradas en la Figura 4. 30.

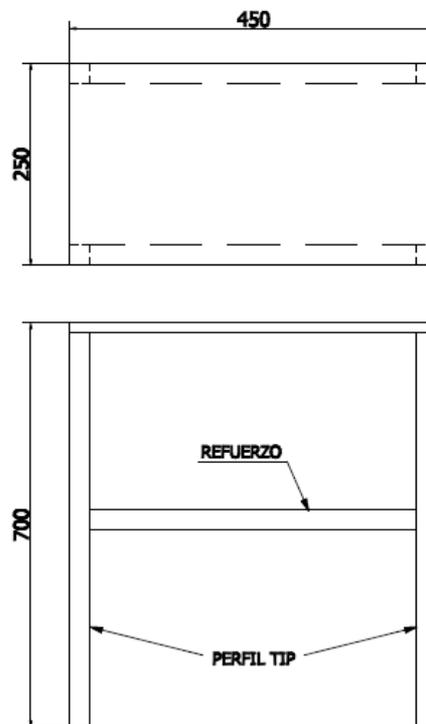


Figura 4. 30 Dimensiones de la mesa-soporte

Cálculo de los perfiles:

$$W = 167.5 \text{ Lb (76.1 Kg)}$$

Para el cálculo de la estructura se considera como pórticos con la carga distribuida en cada uno de ellos es por eso que la carga para cada pórtico es:

$$P = \frac{W}{2}$$

$$P = \frac{167.5}{2}$$

$$P = 83.75Lb$$

$$P = 184.25Kg$$

Para la determinación de los perfiles adecuados se utiliza el software SAP con lo que se establece los perfiles L2x2x1/4 ver ANEXO 3.14, adicionalmente en la Figura 4.31 se observa que se coloca un refuerzo con la finalidad de garantizar que la estructura no exista desalineación de la estructura.

Concluido el diseño se realizan los planos de taller y de montaje que se presentan el ANEXO 4.

## 4.9 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

Finalizado el diseño del prototipo y en base a los planos respectivos se realiza la construcción.

El diseño se halla realizado para que las distintas partes a construir se las realice sin ningún inconveniente en un taller que posea las herramientas y máquinas herramientas básicas.

La Fotografía 1 muestra parte del proceso de construcción.

**Fotografía 1**



## 4.10 HOJAS DE PROCESOS

Las hojas de procesos que se realizan a continuación sirven para una mejor comprensión de la construcción de los principales elementos que conforman el prototipo.

### 4.10.1 HUSILLO PORTA CUCHILLAS

Mandrinadora Portátil	DESCRIPCIÓN HUSILLO PORTA CUCHILLAS	Nº DE PLANO SE	CANTIDAD 1	MATERIAL ACERO A-36	
Superficie	Operación	Velocidad (rpm)	Nº de Pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)
1	Rectificación		5	1	60
2	Trazado de corte		1		10
2	Corte de eje		2	28	30
2	Agujero	400	2	46	30
2	Roscar		1	46	30
3	Agujero Pasante	400	2	20	30
4	Agujero a 90°		2	10	30

Fuente: Propia

## 4.10.2 HUSILLO DE TRANSMISIÓN

Mandrinadora Portátil	DESCRIPCIÓN EJE DE TRANS. MOVIMIENTO	Nº DE PLANO SE	CANTIDAD 1	MATERIAL ACERO A-36	
Superficie	Operación	Velocidad (rpm)	Nº de Pasadas	Espesor (mm)	Tiempo (min)
1	Rectificación		5	1	60
2	Trazado		1		10
2	Corte de eje		2	20	30
3	Roscar		1	46	30

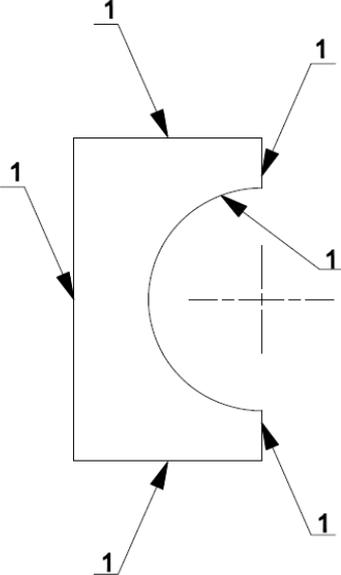
Fuente: Propia

## 4.10.3 MESA PARA MOTOR

Mandrinadora Portátil	DESCRIPCIÓN MESA PARA MOTOR	Nº DE PLANO SE	CANTIDAD 1	MATERIAL ACERO A-36	
<p>The drawing shows a rectangular plate with four center marks (crosshair symbols) arranged in a 2x2 grid. Dimension callout '1' points to the four outer edges of the rectangle. Dimension callout '2' points to the bottom-right center mark.</p>					
Superficie	Operación	Velocidad (rpm)	Nº de Pasadas	Espesor (mm)	Tiempo (min)
1	Trazado		1		20
1	Corte		1	12.7	20
2	Marcación de centros		1		30
2	Agujero pasante	400	1	12.7	30

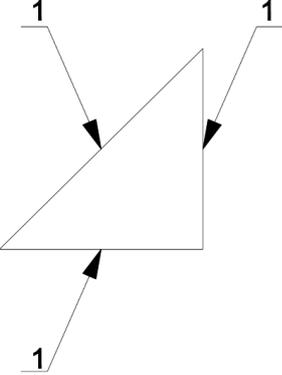
Fuente: Propia

## 4.10.4 NERVADURA FRONTAL

Mandrinadora Portátil	DESCRIPCIÓN NERVADURA FRONTAL	Nº DE PLANO SE	CANTIDAD 1	MATERIAL ACERO A-36	
					
Superficie	Operación	Velocidad (rpm)	Nº de Pasadas	Espesor(mm)	Tiempo (min)
1	Trazado		1		30
1	Corte		1	12.7	20

Fuente: Propia

## 4.10.5 NERVADURA LATERAL

Mandrinadora Portátil	DESCRIPCIÓN NERVADURA LATERAL	Nº DE PLANO SE	CANTIDAD 2	MATERIAL ACERO A-36
 <p>The diagram shows a right-angled triangle with three surfaces indicated by arrows and the number '1'. The top-left surface is the hypotenuse, the top-right surface is the vertical leg, and the bottom-left surface is the horizontal leg.</p>				
Superficie	Operación	Nº de Pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo(min)
1	Trazado	1		10
1	Corte	1	12.7	20

Fuente: Propia

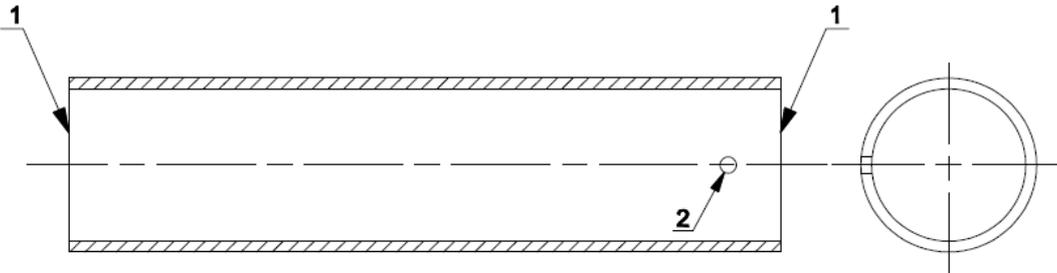
## 4.10.6 TUBERÍA INTERNA

Mandrinadora Portátil	DESCRIPCIÓN TUBO INTERIOR	Nº DE PLANO SE	CANTIDAD 1	MATERIAL ACERO A-36	
Superficie	Operación	Velocidad (rpm)	Nº de Pasadas	Espesor (mm)	Tiempo (min)
1	Trazado de corte		1		20
1	Corte		1		30
2	Trazado de ranura		1		30
2	Fresado		2	9.5	30

Fuente: Propia

## 4.10.7 TUBERÍA EXTERNA

<b>Mandrinadora Portátil</b>	<b>DESCRIPCIÓN TUBO EXTERIOR</b>	<b>Nº DE PLANO SE</b>	<b>CANTIDAD</b> 1	<b>MATERIAL</b> ACERO A-36
------------------------------	----------------------------------	-----------------------	----------------------	-------------------------------



Superficie	Operación	Velocidad (rpm)	Nº de Pasadas	Espesor (mm)	Tiempo (min)
1	Trazado		1		20
1	Corte		1		20
2	Marcación del centro		2	20	30
2	Agujero	400	1	7.6	20

Fuente: Propia

Igualmente el montaje se realiza de acuerdo al plano 1. 2399 001

Las Fotografías 3 y 4 ilustran el montaje del prototipo.

**Fotografía 2**



**Fotografía 3**



#### 4.11 PRUEBAS DE CAMPO

En base al protocolo de pruebas que se explica en el punto 3.3 se realizan las pruebas de campo. Los resultados se presentan en el ANEXO 3.15.

La fotografía 5 muestra las pruebas de campo.

Fotografía 4



## 4.12 ANÁLISIS DE COSTOS

El análisis de costos se realiza con la finalidad de establecer el costo total de construcción del dispositivo y así, dar una estimación del monto global para las personas interesadas en realizar la construcción del dispositivo.

### 4.12.1 COSTOS DIRECTOS

Para el análisis de los costos directos se considera el valor de los materiales directos, elementos directos, costos de maquinado y montaje.

#### 4.12.1.1 Materiales y elementos

En la Tabla 4.8 se presenta la cotización de los materiales y elementos que se necesitan para la construcción del equipo, las cotizaciones se han realizado en diferentes centros que comercializan los productos necesarios para la construcción del dispositivo como son: Import com, Maquinarias Enriques S.A

**Tabla 4. 8 Costo de materiales directos**

ITEM	DESCRIPCIÓN	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Barra redonda	Φ20mm;L=700mm	1	6,03	4,22
2	Barra redonda	Φ28mmxL=1500	1	10,04	15,07
3	Barra redonda	Φ16xL=700(Disponible en 5/8")	1	3,21	2,25
4	Bocin	DI=28 DE=40 L=30	1	5,5	5,5
5	Camisa de bronce	DI=20 DE=30 L=30	2	3,5	7
6	Perfil	L2X2X1/4	1	27	27
7	Placa	430x140x25	1	-	50
8	Placa para mesa	600x200x12,7	1	-	30
9	Tubería externa	3 " SCH 80 L=420	1	18	9
10	Tubería interna	2 1/2" SCH 160 L=400	1	15	7,5
11	Tubo sujeción	3 1/2" SCH 40 L=80	1	21	10,5
12	<b>Subtotal (1)</b>				<b>61 USD</b>

#### 4.12.1.2 Elementos directos

Los costos de los elementos directos considerados para el análisis de costos se encuentran descritos en la Tabla 4.9.

**Tabla 4. 9Costos de elementos directos**

ITEM	DESCRIPCIÓN	ESPECIFICACIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Arandela	M10	8	0,3	2,4
2	Arandelas de cabeza hexagonal	Para M14	8	0,3	2,4
3	Chumacera	DI=30	1	7,6	7,6
4	Chumacera	DI=40	1	9,35	9,35
5	Cuchillas HSS	3/8"x3" (Disponible 3/8"x4")	1	9,82	9,82
6	Electrodo E6011	1/8"	1	3	3
7	Motor - reductor	2 HP reductor 100 rpm-	1	848,2	848,2
8	Prisioneros	Φ 3/8" (M10x20)(Disponible 3/8"x1")	3	0,34	1,02
9	Rodamiento	DI=30 DE=55	1	2,5	2,5
10	Tornillos de cabeza hexagonal	M14	8	1	8
11	Tornillos de cabeza hexagonal	M10	8	1	8
12	Tuerca	M20	1	0,7	0,7
14	Tuercas de cabeza hexagonal	M14	8	0,5	4
15	Tuercas de cabeza hexagonal	M10	8	0,5	4
16	<b>Subtotal (2)</b>				<b>911 USD</b>

#### 4.12.1.3 Costos de maquinado

Los costos de maquinado se establecen en la Tabla 4.10, y dependen del tiempo de uso de las máquinas para el maquinado de los componentes del dispositivo.

Tabla 4. 10 Costos de maquinado

MAQUINA	COSTO POR MAQUINA INCLUIDO MANO DE OBRA [USD/h]	TIEMPO TOTAL [h]	COSTO TOTAL - MAQUINA [USD]
Torno	6	5	30
Fresadora	12	8	96
Taladro	4,5	5	22,5
Cizalla	4,5	5	22,5
Soldadura	6	5	30
<b>Subtotal (3)</b>			<b>201</b>

#### 4.12.1.4 Costos de montaje

Para el análisis de costos de montaje del dispositivo se considera que se necesitan dos trabajadores para realizar el ensablaje, a un costo aproximado de 20 USD/ día, resultando un costo total de 40 USD.

#### 4.12.1.5 Costo total directo

Tabla 4. 11 Costo total directo

ITEM	DESCRIPCIÓN	COSTOS USD
1	Subtotal 1	61
2	Subtotal 2	911
3	Subtotal 3	201
4	Montaje	40
<b>5</b>	<b>TOTAL (1)+(2)+(3)</b>	<b>1213</b>

#### 4.12.2 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Los costos de materiales indirectos se describen en la tabla 4.12.

Tabla 4. 12 Costo de materiales indirectos

ITEM	DESCRIPCIÓN	Subtotal USD
1	Lija	2
2	Pintura	3
3	Electrodo	5
4	Otros	10
<b>Total</b>		<b>20</b>

#### **4.12.2.1 Costos de ingeniería**

El costo del diseño se establece en base al conocimiento adquirido por las personas encargadas de realizar el diseño, por lo tanto se establece un costo de 400 dólares por persona.

Por otro lado se considera el tiempo empleado para la realización del diseño del dispositivo el cual es de 2 meses.

Tomando en cuenta que el diseño se realiza por dos personas, el costo total de ingeniería es de 1600 dólares.

#### **4.12.2.2 Costos adicionales**

Los costos adicionales se refieren a los gastos de movilización de las personas, transporte de los materiales, y otros, el cuál es un costo de 60 dólares.

#### **4.12.2.3 Coto total indirecto**

El costo total indirecto es la sumatoria de los costos de materiales indirectos, costos de ingeniería y costos adicionales, con lo cual el costo total indirecto es de 1680 dólares.

#### **4.12.3 COSTO TOTAL**

Es la suma del costo total directo y del costo total indirecto con lo que el costo total de la máquina es de 2893 USD lo cuál indica que el dispositivo a construirse está al alcance de todas las personas.

## **CAPITULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

Al término del desarrollo del presente Proyecto de Titulación, se presentan las siguientes conclusiones:

#### **5.1 CONCLUSIONES**

- En nuestro país no existe motivación tanto a las personas, como a la pequeña industria de desarrollar dispositivos de bajo costo y que tienen la capacidad de resolver problemas que se presentan en las máquinas, tal como el propuesto en el presente Proyecto de Titulación, en consecuencia este tema cumple con el objetivo de impulsar la construcción de dispositivos de bajos costos con el uso de materiales y elementos existentes en nuestro país y de bajos costos.
- El uso de herramientas computacionales utilizadas en el presente tema de titulación son de gran ayuda para el diseño del dispositivo, como el software Inventor que permite observar la funcionalidad del dispositivo.
- El dispositivo construido permite desarrollar sus funciones en diferentes dispositivos por su versatilidad de funcionamiento.
- Se cumplió con el objetivo trazado al empezar este trabajo, la máquina fue completamente diseñada y construida de acuerdo a los parámetros y requerimientos funcionales.
- El diseño y construcción de esta máquina sigue todos los puntos que abarca el diseño de elementos de máquinas y cuidando en todo momento parámetros como costos, producción de la máquina, facilidad de construcción entre otros aspectos.

- En el proceso de diseño y construcción se utilizó información a través del correo electrónico e Internet. El acceso a estos medios permite obtener la información sobre productos, y precios, avances tecnológicos, etc.
- En el proceso de diseño se utilizó con frecuencia catálogos de piezas y mecanismos, de distribución nacional y extranjeros que permiten adquirir elementos que se encuentran en el mercado nacional, en un tiempo relativamente corto.
- Los planos mecánicos presentados son realizados de acuerdo a las normas de dibujo establecidas en nuestro país, y comprobadas con la máquina propuesta.
- El Proyecto de Titulación es un gran desafío ya que pone a prueba todos los conocimientos adquiridos en el transcurso de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

## **5.2 RECOMENDACIONES**

- Después del trabajo realizado y conocido los métodos de construcción de los diferentes elementos que componen esta máquina se recomienda el uso de placas para fijar la máquina al elemento a desbastar.
- Para un funcionamiento adecuado se debe tomar en cuenta las indicaciones que se hacen en el capítulo anterior, para evitar cualquier contrariedad.
- Como en toda máquina la seguridad es una actividad que minimiza el riesgo cuando se realiza una actividad por ello es necesario la utilización de ciertas recomendaciones como la utilización de guantes, protección visual y auditiva, uso de mascarilla y vestimenta adecuada.

## BIBLIOGRAFÍA

- CHEVALIER; Dibujo Industrial; Montaner y Simón S.A.; Barcelona, 1979.
- CATALOGO GENERAL DE RODAMIENTOS, FAG –WL41 520/3 SB Edición 2000; FAG SALES EUROPE GmbH
- EUGENE F. MEGYESY; Manual de recipientes a presión; 1992 Editorial Limusa; Grupo Noriega editores.
- HERMANN JUTZ; Tablas Para La Industria Metalúrgica GTZ; Editorial Reberte; Barcelona-España; Edibosco; 1984
- VELASTEGUÍ TITO; Tecnología Mecánica
- INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito, 1981.
- KUGELFISCHER GEORG SCHAFFER; Rodamientos de Bolas FAG; Catálogo 41000 SA; Edición 1972
- MARTIN FLEX COMPANY; Catálogo General de Transmisión de Movimiento; 2006.
- ROLDÁN VITORIA J; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Paraninfo; Barcelona; 2000.
- SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Sexta Edición; México; 2002.
- SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Tercera Edición; México; 1985.
- VARGAS J.; Guía de los Fundamentos del Dibujo Industrial; 2004.

## CONSULTAS WEB

- <http://www.coromant.sandvik.com>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Mandrinar>
- <http://html.rincondelvago.com/suspension-neumatica.html>
- <http://www.codesi.com.mx/>

## **ANEXO 1 ESPECIFICACIONES**

- 1.1 Tabla de especificación del material a mecanizar
- 1.2 Tabla de especificación del Bronce
- 1.3 Rodamientos serie 160 según DIN 625
- 1.4 Medidas de Tubería
- 1.5 Especificación del motor reductor

## ANEXO 1. 1“TABLA DE ESPECIFICACIÓN DEL MATERIAL A MECANIZAR”

IVAN BOHMAN C.A.


**705-AISI 4340**  
**Acero bonificado para maquinaria**

**GENERALIDADES:** 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

## ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
705	0.36	0.25	0.70	—	—	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.31-0.40	0.20-0.31	0.60-0.80	0.04	0.04	1.05-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

## EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4340
DIN	34CrNiMo6
W.Nr	1.6582
JIS	SNCM1
AFNOR	35NCD6

## PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la tracción	80-110 kg/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm <sup>2</sup>
Elongación A5	min 12%
Reducción de área Z	min 45%
Resistencia al impacto, KIU	aprox. 20 J
Dureza	270-320 HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia  
DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

**Nota:** Estas propiedades se garantizan hasta Ø250 mm. Medidas mayores, favor consultarnos.

## APLICACIONES:

## 1. Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- ejes
- cardanes
- cigüeñales
- ejes de leva
- tornillería de alta resistencia

## 2. Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:

- Árboles para trituradoras
- ejes de transmisión de grandes dimensiones
- engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
- barras de torsión
- mandriles
- portaherramientas

## 3. Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

## ANEXO 1. 2 ESPECIFICACIÓN DEL BRONCE

**BCA**  
**IVAN BOHMAN C.A.**

**BRONCE SAE 40**  
**Calidad BS 1400 LG - 2**

**GENERALIDADES:** Aleación de cobre de buenas cualidades elásticas y de resistencia al desgaste. Alta pureza de material, con la eliminación total de porosidad interna. Buena conductividad térmica, resistencia a la corrosión y facilidad de maquinado.

### ANÁLISIS TÍPICO %

	Cu	Sn	Pb	Zn
<b>SAE 40</b>	85%	5%	5%	5%

### APLICACIONES

Donde hay aplicación de cargas ligeras y velocidades de baja a media, con sistemas de lubricación normal. Respaldos de cojinetes, arandelas de empuje de transmisiones automáticas automotrices, cojinetes múltiples, manguitos de bomba y bocines. Utilizado donde se requiere mucho maquinado.

**Dureza de suministro:** Mínimo 70HB.

### MEDIDAS EN STOCK

#### REDONDO

mm	PESO APROX. Kg/m
12	1.2
13	1.6
14	1.8
15	2.0
16	2.2
17	2.4
18	2.6
19	2.8
20	3.0
21	3.2
22	3.4
23	3.6
24	3.8
25	4.0
26	4.2
27	4.4
28	4.6
29	4.8
30	5.0
32	5.4
34	5.8
36	6.2
38	6.6
40	7.0
42	7.4
44	7.8
46	8.2
48	8.6
50	9.0
52	9.4
54	9.8
56	10.2
58	10.6
60	11.0
62	11.4
64	11.8
66	12.2
68	12.6
70	13.0
72	13.4
74	13.8
76	14.2
78	14.6
80	15.0
82	15.4
84	15.8
86	16.2
88	16.6
90	17.0
92	17.4
94	17.8
96	18.2
98	18.6
100	19.0
102	19.4
104	19.8
106	20.2
108	20.6
110	21.0
112	21.4
114	21.8
116	22.2
118	22.6
120	23.0
122	23.4
124	23.8
126	24.2
128	24.6
130	25.0
132	25.4
134	25.8
136	26.2
138	26.6
140	27.0
142	27.4
144	27.8
146	28.2
148	28.6
150	29.0
152	29.4
154	29.8
156	30.2
158	30.6
160	31.0
162	31.4
164	31.8
166	32.2
168	32.6
170	33.0
172	33.4
174	33.8
176	34.2
178	34.6
180	35.0
182	35.4
184	35.8
186	36.2
188	36.6
190	37.0
192	37.4
194	37.8
196	38.2
198	38.6
200	39.0
202	39.4
204	39.8
206	40.2
208	40.6
210	41.0
212	41.4
214	41.8
216	42.2
218	42.6
220	43.0
222	43.4
224	43.8
226	44.2
228	44.6
230	45.0
232	45.4
234	45.8
236	46.2
238	46.6
240	47.0
242	47.4
244	47.8
246	48.2
248	48.6
250	49.0
252	49.4
254	49.8
256	50.2
258	50.6
260	51.0
262	51.4
264	51.8
266	52.2
268	52.6
270	53.0
272	53.4
274	53.8
276	54.2
278	54.6
280	55.0
282	55.4
284	55.8
286	56.2
288	56.6
290	57.0
292	57.4
294	57.8
296	58.2
298	58.6
300	59.0
302	59.4
304	59.8
306	60.2
308	60.6
310	61.0
312	61.4
314	61.8
316	62.2
318	62.6
320	63.0
322	63.4
324	63.8
326	64.2
328	64.6
330	65.0
332	65.4
334	65.8
336	66.2
338	66.6
340	67.0
342	67.4
344	67.8
346	68.2
348	68.6
350	69.0
352	69.4
354	69.8
356	70.2
358	70.6
360	71.0
362	71.4
364	71.8
366	72.2
368	72.6
370	73.0
372	73.4
374	73.8
376	74.2
378	74.6
380	75.0
382	75.4
384	75.8
386	76.2
388	76.6
390	77.0
392	77.4
394	77.8
396	78.2
398	78.6
400	79.0
402	79.4
404	79.8
406	80.2
408	80.6
410	81.0
412	81.4
414	81.8
416	82.2
418	82.6
420	83.0
422	83.4
424	83.8
426	84.2
428	84.6
430	85.0
432	85.4
434	85.8
436	86.2
438	86.6
440	87.0
442	87.4
444	87.8
446	88.2
448	88.6
450	89.0
452	89.4
454	89.8
456	90.2
458	90.6
460	91.0
462	91.4
464	91.8
466	92.2
468	92.6
470	93.0
472	93.4
474	93.8
476	94.2
478	94.6
480	95.0
482	95.4
484	95.8
486	96.2
488	96.6
490	97.0
492	97.4
494	97.8
496	98.2
498	98.6
500	99.0
502	99.4
504	99.8
506	100.2
508	100.6
510	101.0
512	101.4
514	101.8
516	102.2
518	102.6
520	103.0
522	103.4
524	103.8
526	104.2
528	104.6
530	105.0
532	105.4
534	105.8
536	106.2
538	106.6
540	107.0
542	107.4
544	107.8
546	108.2
548	108.6
550	109.0
552	109.4
554	109.8
556	110.2
558	110.6
560	111.0
562	111.4
564	111.8
566	112.2
568	112.6
570	113.0
572	113.4
574	113.8
576	114.2
578	114.6
580	115.0
582	115.4
584	115.8
586	116.2
588	116.6
590	117.0
592	117.4
594	117.8
596	118.2
598	118.6
600	119.0
602	119.4
604	119.8
606	120.2
608	120.6
610	121.0
612	121.4
614	121.8
616	122.2
618	122.6
620	123.0
622	123.4
624	123.8
626	124.2
628	124.6
630	125.0
632	125.4
634	125.8
636	126.2
638	126.6
640	127.0
642	127.4
644	127.8
646	128.2
648	128.6
650	129.0
652	129.4
654	129.8
656	130.2
658	130.6
660	131.0
662	131.4
664	131.8
666	132.2
668	132.6
670	133.0
672	133.4
674	133.8
676	134.2
678	134.6
680	135.0
682	135.4
684	135.8
686	136.2
688	136.6
690	137.0
692	137.4
694	137.8
696	138.2
698	138.6
700	139.0
702	139.4
704	139.8
706	140.2
708	140.6
710	141.0
712	141.4
714	141.8
716	142.2
718	142.6
720	143.0
722	143.4
724	143.8
726	144.2
728	144.6
730	145.0
732	145.4
734	145.8
736	146.2
738	146.6
740	147.0
742	147.4
744	147.8
746	148.2
748	148.6
750	149.0
752	149.4
754	149.8
756	150.2
758	150.6
760	151.0
762	151.4
764	151.8
766	152.2
768	152.6
770	153.0
772	153.4
774	153.8
776	154.2
778	154.6
780	155.0
782	155.4
784	155.8
786	156.2
788	156.6
790	157.0
792	157.4
794	157.8
796	158.2
798	158.6
800	159.0
802	159.4
804	159.8
806	160.2
808	160.6
810	161.0
812	161.4
814	161.8
816	162.2
818	162.6
820	163.0
822	163.4
824	163.8
826	164.2
828	164.6
830	165.0
832	165.4
834	165.8
836	166.2
838	166.6
840	167.0
842	167.4
844	167.8
846	168.2
848	168.6
850	169.0
852	169.4
854	169.8
856	170.2
858	170.6
860	171.0
862	171.4
864	171.8
866	172.2
868	172.6
870	173.0
872	173.4
874	173.8
876	174.2
878	174.6
880	175.0
882	175.4
884	175.8
886	176.2
888	176.6
890	177.0
892	177.4
894	177.8
896	178.2
898	178.6
900	179.0
902	179.4
904	179.8
906	180.2
908	180.6
910	181.0
912	181.4
914	181.8
916	182.2
918	182.6
920	183.0
922	183.4
924	183.8
926	184.2
928	184.6
930	185.0
932	185.4
934	185.8
936	186.2
938	186.6
940	187.0
942	187.4
944	187.8
946	188.2
948	188.6
950	189.0
952	189.4
954	189.8
956	190.2
958	190.6
960	191.0
962	191.4
964	191.8
966	192.2
968	192.6
970	193.0
972	193.4
974	193.8
976	194.2
978	194.6
980	195.0
982	195.4
984	195.8
986	196.2
988	196.6
990	197.0
992	197.4
994	197.8
996	198.2
998	198.6
1000	199.0

#### REDONDO

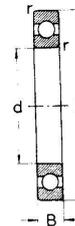
PULGADAS	PESO APROX. Kg/m
1/2	1.1
3/4	1.8
1	2.6
1 1/4	3.3
1 1/2	4.0
1 3/4	4.8

ANEXO 1. 3 "RODAMIENTOS SERIE 160 SEGÚN DIN 625"

"a"

Rodamientos **FAG**  
rígidos de bolas

Serie 160 según DIN 625



Dimensiones · Capacidades de carga · Factores

Denominación abreviada	Dimensiones				Capacidades de carga	
	d	D	B	r	dinámica C kg	estática C <sub>0</sub> kg
160 02	15	32	8	0,5	440	250
160 03	17	35	8	0,5	480	280
160 04	20	42	8	0,5	550	345
160 05	25	47	8	0,5	570	375
160 06	30	55	9	0,5	880	600
160 07	35	62	9	0,5	965	710
160 08	40	68	9	0,5	1 040	800
160 09	45	75	10	1	1 220	950
160 10	50	80	10	1	1 250	1 020
160 11	55	90	11	1	1 530	1 270
160 12	60	95	11	1	1 560	1 340
160 13	65	100	11	1	1 660	1 500
160 14	70	110	13	1	2 200	1 930
160 15	75	115	13	1	2 240	2 040
160 16	80	125	14	1	2 500	2 360
160 17	85	130	14	1	2 500	2 360
160 18	90	140	16	1,5	3 050	2 900
160 19	95	145	16	1,5	3 150	3 100
160 20	100	150	16	1,5	3 450	3 350
160 21	105	160	18	1,5	4 250	4 050
160 22	110	170	19	1,5	4 500	4 300
160 24	120	180	19	1,5	4 800	4 800
160 26	130	200	22	2	6 200	6 300
160 28	140	210	22	2	6 300	6 550
160 30	150	225	24	2	7 200	7 500
160 32	160	240	25	2,5	8 000	8 650
160 34	170	260	28	2,5	9 650	10 400
160 36	180	280	31	3	11 400	12 000
160 38	190	290	31	3	11 600	12 700
160 40	200	310	34	3	13 200	14 600

$\frac{F_a}{C_0}$	e	Y
0,025	0,22	2,0
0,04	0,24	1,8
0,07	0,27	1,6
0,13	0,31	1,4
0,25	0,37	1,2
0,5	0,44	1,0

**Carga dinámica equivalente**  
 $P = F_r$  para  $\frac{F_a}{F_r} \leq e$   
 $P = 0,56 F_r + Y F_a$  para  $\frac{F_a}{F_r} > e$

**Carga estática equivalente**  
 $P_0 = F_r$  para  $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$   
 $P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$  para  $\frac{F_a}{F_r} > 0,8$

**FAG**

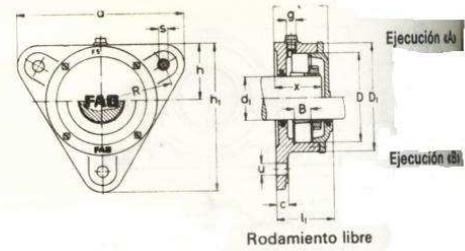
“b”

**Soportes-bridas FAG**

para rodamientos de la serie de medidas 02 y 22 con agujero cónico y manguito de montaje

Serie F 5 A y F 5 B

Serie F 5 WA y F 5 WB



F 505 A (B) – F 513 A (B) y F 505 WA (WB) – F 513 WA (WB)

**Dimensiones · Peso**

Denominación abreviada		Dimensiones													Peso	
Soportes sin rodamiento		d <sub>1</sub>	D	B	h	h <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	R	a	c	u	x	g	kg
Ejecución cerrada unilateralmente	Ejecución abierta bilateralmente	mm														
F 505 A	F 505 B	20	52	15	38	100	50	55	75	48	110	10	11	41	R 1/8"	1,2
F 506 A	F 506 B	25	62	16	44	117	55	57	86	58	130	12	11	44	R 1/8"	1,6
F 507 A	F 507 B	30	72	17	48,5	130	57	60	96	65	145	12	14	45	R 1/8"	2,0
F 508 A	F 508 B	35	80	18	54	143	65	66	107	70	160	12	14	52	R 1/8"	2,5
F 509 A	F 509 B	40	85	19	60	160	65	70	117	80	180	15	14	54	R 1/4"	3,6
F 510 A	F 510 B	45	90	20	60	160	65	70	117	80	180	15	14	54	R 1/4"	3,8
F 511 A	F 511 B	50	100	21	65	170	71	76	127	85	190	16	14	58	R 1/4"	4,1
F 512 A	F 512 B	55	110	22	70	185	73	78	137	90	206	16	14	61	R 1/4"	4,6
F 513 A	F 513 B	60	120	23	75	198	75	79	147	95	219	16	14	63	R 1/4"	5,4
F 515 A	F 515 B	65	130	25	95	190	100	104	168	107,5	-	25	18	80	M 10×1	9,5
F 516 A	F 516 B	70	140	26	98	196	104	110	176	107,5	-	25	18	85	M 10×1	10
F 517 A	F 517 B	75	150	28	105	210	109	114	188	120	-	25	18	88	M 10×1	12
F 518 A	F 518 B	80	160	30	105	210	113	118	198	120	-	25	18	90	M 10×1	13
F 520 A	F 520 B	90	180	34	125	250	122	127	224	140	-	30	23	98	M 10×1	18
F 522 A	F 522 B	100	200	38	135	270	131	137	246	155	-	30	23	105	M 10×1	22
F 505 WA	F 505 WB	20	52	18	38	100	50	55	75	48	110	10	11	42,5	R 1/8"	1,2
F 506 WA	F 506 WB	25	62	20	44	117	55	57	86	58	130	12	11	46	R 1/8"	1,6
F 507 WA	F 507 WB	30	72	23	48,5	130	63	66	96	65	145	12	14	51	R 1/8"	2,0
F 508 WA	F 508 WB	35	80	23	54	143	70	71	107	70	160	12	14	57	R 1/8"	2,5
F 509 WA	F 509 WB	40	85	23	60	160	69	74	117	80	180	15	14	58	R 1/4"	3,6
F 510 WA	F 510 WB	45	90	23	60	160	71	76	117	80	180	15	14	60	R 1/4"	3,8
F 511 WA	F 511 WB	50	100	25	65	170	77	82	127	85	190	16	14	64	R 1/4"	4,1
F 512 WA	F 512 WB	55	110	28	70	185	79	84	137	90	206	16	14	67	R 1/4"	4,6
F 513 WA	F 513 WB	60	120	31	75	198	83	87	147	95	219	16	14	71	R 1/4"	5,4
F 515 A	F 515 B	65	130	31	95	190	100	104	168	107,5	-	25	18	83	M 10×1	9,5
F 516 A	F 516 B	70	140	33	98	196	104	110	176	107,5	-	25	18	88	M 10×1	10
F 517 A	F 517 B	75	150	36	105	210	109	114	188	120	-	25	18	92	M 10×1	12
F 518 A	F 518 B	80	160	40	105	210	113	118	198	120	-	25	18	95	M 10×1	13
F 520 A	F 520 B	90	180	46	125	250	122	127	224	140	-	30	23	103	M 10×1	18
F 522 WA	F 522 WB	100	200	53	135	270	131	137	246	155	-	30	23	112	M 10×1	22

Estos soportes se fabrican con rodamiento libre. Los rodamientos fijos van provistos de uno o de dos anillos de fijación.

## ANEXO 1. 4 MEDIDAS DE TUBERÍA

315

PROPIEDADES DE LOS TUBOS (cont.)												
Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg.	Diám. int., pulg.	Espesor de pared, pulg.	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies <sup>2</sup>	Superficie interior por pie, pies <sup>2</sup>	Area transversal, pulg <sup>2</sup>	
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables										
<b>2</b> (Cont.)	...	80	80S	Ref.	2.375	2.000	.188	4.380	1.363	.622	.5237	3.142
	...	...	...	...	2.375	1.939	.218	5.022	1.279	.622	.5074	2.953
	...	...	...	...	2.375	1.875	.250	5.673	1.196	.622	.4920	2.761
	...	...	...	...	2.375	1.750	.312	6.883	1.041	.622	.4581	2.405
	160	...	...	...	2.375	1.689	.343	7.450	.767	.622	.4422	2.240
	...	...	...	Doble Ref.	2.375	1.503	.436	9.029	.769	.622	.3929	1.774
<b>2½</b>	...	...	105	...	2.875	2.635	.190	3.53	2.360	.753	.6900	5.453
	40	...	40S	Est.	2.875	2.469	.203	5.79	2.072	.753	.6462	4.788
	...	...	...	...	2.875	2.441	.217	6.16	2.026	.753	.6381	4.680
	80	...	80S	Ref.	2.875	2.323	.276	7.66	1.834	.753	.6095	4.238
	160	...	...	...	2.875	2.125	.375	10.01	1.535	.753	.5564	3.547
	...	...	...	Doble Ref.	2.875	1.771	.552	13.69	1.067	.753	.4627	2.464
<b>3</b>	...	...	105	...	3.500	3.260	.190	4.33	3.62	.916	.853	8.346
	...	...	...	...	3.500	3.250	.125	4.52	3.60	.916	.851	8.300
	...	...	...	...	3.500	3.204	.148	5.30	3.52	.916	.840	8.100
	...	...	...	...	3.500	3.124	.188	6.65	3.34	.916	.819	7.700
	40	...	40S	Est.	3.500	3.068	.216	7.57	3.20	.916	.802	7.393
	...	...	...	...	3.500	3.018	.241	8.39	3.10	.916	.790	7.155
	...	...	...	...	3.500	2.992	.254	8.80	3.06	.916	.785	7.050
	...	...	...	...	3.500	2.922	.289	9.91	2.91	.916	.765	6.700
	80	...	80S	Ref.	3.500	2.900	.300	10.25	2.86	.916	.761	6.605
	...	...	...	...	3.500	2.875	.312	10.64	2.81	.916	.753	6.492
	...	...	...	...	3.500	2.687	.406	13.42	2.46	.916	.704	5.673
	160	...	...	...	3.500	2.624	.438	14.32	2.34	.916	.687	5.407
...	...	...	Doble Ref.	3.500	2.300	.600	18.58	1.80	.916	.601	4.155	
<b>3½</b>	...	...	105	...	4.000	3.760	.190	4.97	4.81	1.047	.984	11.10
	...	...	...	...	4.000	3.744	.128	5.38	4.78	1.047	.981	11.01
	...	...	...	...	4.000	3.732	.134	5.58	4.75	1.047	.978	10.95
	...	...	...	...	4.000	3.704	.148	6.26	4.66	1.047	.971	10.75
	...	...	...	...	4.000	3.624	.188	7.71	4.48	1.047	.950	10.39
	40	...	40S	Est.	4.000	3.548	.226	9.11	4.28	1.047	.929	9.80
	...	...	...	...	4.000	3.438	.281	11.17	4.02	1.047	.900	9.28
	80	...	80S	Ref.	4.000	3.364	.318	12.51	3.85	1.047	.880	8.89
	...	...	...	...	4.000	3.312	.344	13.42	3.73	1.047	.867	8.62
	...	...	...	...	4.000	3.062	.469	17.68	3.19	1.047	.802	7.37
	...	...	...	Doble Ref.	4.000	2.728	.636	22.85	2.53	1.047	.716	5.84
	<b>4</b>	...	...	105	...	4.500	4.260	.190	5.61	6.18	1.178	1.115
...		...	...	...	4.500	4.244	.128	5.99	6.14	1.178	1.111	14.15
...		...	...	...	4.500	4.232	.134	6.26	6.11	1.178	1.110	14.10
...		...	...	...	4.500	4.216	.142	6.61	6.06	1.178	1.105	13.98
...		...	...	...	4.500	4.170	.165	7.64	5.92	1.178	1.093	13.67
...		...	...	...	4.500	4.124	.188	8.56	5.80	1.178	1.082	13.39

## ANEXO 1.5 ESPECIFICACIÓN DEL MOTOR REDUCTOR



## MAQUINARIAS HENRIQUES C.A.

Somos Contribuyentes Especiales  
Resolución N° 6925

Cotización N° **048337**

**QP-410**

Quito, 30 de Mayo de 2008

Sr(es).  
SR. MAURICIO CHAMPUTIZ  
Atención:

Código : 008258  
Ruc/Ced. :

Estimados Señores:

Tenemos el agrado de presentar a Ustedes nuestra cotización de mercaderías, de acuerdo a sus requerimientos :

CODIGO	DESCRIPCION	CLASE	CANT.	UND	PRECIO UNIT.	DCTO %	TOTAL
MRSIPO80	REDUCTOR/LINEA MHL30/2 23.70/1 PAM24/200	43460	1.00	UND	548.82	35.00	356.73
MESIU08	MOTOR/BRIDA SIEMENS 2HP 1700REM 3F	41300	2.00	UND	299.28	35.00	389.06
MRSIPO76	REDUCTOR/LINEA MHL30/2 15.43/1 PAM24/200	43460	1.00	UND	548.82	35.00	356.73
SUBTOTAL \$							1,102.52
\$ IVA							132.30
<b>TOTAL USD\$</b>							<b>1,234.82</b>

Condiciones de Pago: CONTADO  
Plazo de Entrega : Inmediato salvo venta previa, una vez recibida la orden de compra  
Validez de la Oferta : 5 días laborables

Por favor no dude en contactarse con nuestro Dpto. Técnico al 2436483 ó 2459656 o con personal de Ventas al 2273140 ó 6001200, si deseara mas información.

Esperamos poder servirle pronto.

Atentamente,

Almacén Quito Norte  
qnorte@maquinarias-henriques.com

Transporte a ciudades fuera de Guayaquil y Quito corren por cuenta del cliente. Maquinarias Henriques se hará responsable de la mercadería hasta entregarla al transportador, en adelante es responsabilidad del cliente. □

Observaciones : SOLO POR TESIS

Digitado por : Kelvin Cedeño      qnorte@maquinarias-henriques.com

Guayaquil Melríz  
Vía a Daule Km. 6 1/2

Agencia Sur Guayaquil  
San Martín 203 y Chile  
Telf. (04) 2404373-2402279

Agencia Quito Norte  
Av. 10 de Agosto # 5905 Sector la Y.  
Telfs. (02)2459656-2459848

Agencia Quito Sur  
Av. P. Vicente Maldonado # 11085  
(frente a Fosforera Ecuatoriana)

## **ANEXO 2 TABLAS PARA CÁLCULOS**

2.1 Tabla de datos para la determinación de la velocidad de corte y fuerza específica de corte

2.2 Sección de viruta

**ANEXO 2. 1 "TABLA DE DATOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DE CORTE Y FUERZA ESPECÍFICA DE CORTE"**

Valores de orientación para vel. de corte-ángulo de corte-fuerza esp. de corte Extracto AWF 158

Los valores se refieren a corte en seco con:  
 útiles de ac. rápido para vel. de corte  $v_{10}$  (durac. herra. 60 min.)  
 útiles de metal duro para vel. de corte  $v_{240}$  (durac. herra. 240 min.)  
 áng. de posición  $\chi = 45^\circ$ , áng. punta  $\epsilon = 90^\circ$ , áng. inclinac.  $\lambda = 0 \dots 8^\circ$   
 con metales ligeros y materiales sintéticos y prensados  $\lambda = 5 \dots 10^\circ$

Los valores de orientación sirven para profund. de corte hasta 5 mm, para  $> 5$  mm la velocidad de corte es un 10 ... 20% menor.

Los val. de la fza. espec. de corte son para una profund. de corte de 2...10 veces el avance

Material	Util	Ángulos corte		Avance $v$ en mm/rév						Avance $v$ en mm/rév				
		$\alpha$ cc°	$\gamma$ °	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	0,1	0,2	0,4	0,8	
Velocidad de corte $v$ en m/min														
Fuerza específica de corte $k_s$ Sección de tensiones N/mm <sup>2</sup>														
Acero sin alear	SS	8	14		60	45	34	25	19					
St 34, St 37, St 42	S <sub>1</sub>	5	10	280	236	200	170	* 67	* 56	3600	2600	1900	1360	
St 50, St 60	SS	8	14		44	32	24	18	14					
	S <sub>1</sub>	5	10	240	205	175	145	* 50	* 42	4100	2950	2150	1540	
St 70	SS	8	14		32	24	18	13	10					
	S <sub>1</sub>	5	10	200	170	132	106	* 34	* 27	4400	3150	2300	1640	
Acero moldeado	SS	8	10		34	25	19	14	11					
	S <sub>1</sub>	5	6	118	100	85	71	* 24	* 20	3600	2600	1900	1360	
Aceros aleados	SS	8	10		24	17	12	8,5	(6)					
	S <sub>1</sub>	5	6	150	118	95	75	* 24	* 20	5000	3600	2600	1850	
Ac. Mn, ac. Cr-Ni	SS	8	6		16	11	8	(5,6)						
Ac. Cr-Mo	S <sub>1</sub>	5	6	95	75	60	50	* 16	* 13	5300	3800	2750	2000	
y otros aceros aleados	SS	8	6		9,5	6								
	S <sub>1</sub>	5	6	60	48	38	32	* 10	* 8	5700	4100	3000	2150	
Ac. de herramientas	SS	8	6											
	S <sub>1</sub>	5	6	50	40	32	27	* 8,5	* 6,7	5700	4100	3000	2150	
Ac. duro al Mn	SS													
	S <sub>1</sub>	5	6	40	32	25	20	* 6,7	* 5,3	6600	4800	3500	2520	
Hierro fundido	SS	8	0		48	27	18	14	9,5					
GG-10, GG-15	G <sub>1</sub>	5	0	140	118	95	80	67		1900	1360	1000	720	
GG-20, GG-25	SS	8	0		32	18	13	9,5	6,3					
	H <sub>1</sub>	5	0	106	90	75	63	53		2900	2080	1500	1080	
Fund. maleable	SS	8	10		43	28	20	13	9					
	S <sub>1</sub>	5	10	106	90	75	63	53		2400	1750	1250	920	
Aleaciones de Cu latón	SS	8	0		125	85	56	36						
	G <sub>1</sub>	5	6	600	530	450	400	355		1600	1150	850	600	
Latón rojo	SS	8	0		85	63	48	34	24					
	G <sub>1</sub>	5	6	500	450	375	335	300		1400	1000	700	520	
Fund. de bronce	SS	8	0		63	53	43	36	28					
	G <sub>1</sub>	5	6	355	280	236	200	180		3400	2450	1800	1280	
Metales ligeros	SS	12	30		400	300	200	118	75					
Aluminio técnico	G <sub>1</sub>	12	30	1320	1120	950	850	710		1050	750	550	400	
Aleaciones de Al (11...13% Si)	SS	12	18		100	67	45	30						
	G <sub>1</sub>	12	18	224	190	160	140	118		1400	1000	700	520	
Aleac. para émbolos GAl-Si (11...13% Si)	SS	12	14		25	22	20	18	17					
	G <sub>1</sub>	12	14							1250	900	650	480	
Aleaciones de magnesio	SS	8	6		1000	900	800	750	710					
	G <sub>1</sub>	5	6	1800	1500	1250	1060	900		580	420	300	220	
Mat. sintét. y prens. Goma dura	SS	12	10											
	G <sub>1</sub>	12	10	300	280	250	224	200		480	350	250	180	
Masa prens. baquelita Novotext, Pertinax	SS	12	14											
	G <sub>1</sub>	12	14	280	212	170	132	100		480	350	250	180	

1) SS = acero rápido (Schnellstahl); S<sub>1</sub>, S<sub>2</sub>, H<sub>1</sub>, G<sub>1</sub> = metal duro según DIN con S<sub>1</sub>

ANEXO 2. 2 SECCIÓN DE VIRUTA

CAPACIDAD DE MECANIZADO											POTENCIA DE ACCIONAMIENTO										
Sección viruta $f = a \cdot s$ en mm <sup>2</sup>											$a =$ profundidad viruta en mm										
Volumen viruta $V = a \cdot s \cdot v$ en cm <sup>3</sup> /min											$s =$ avance en mm/rev.										
Fuerza de corte $F = a \cdot s \cdot k_s$ en N/mm <sup>2</sup>											$v =$ velocidad de corte en m/min										
Potencia motor de accionam. $P = \frac{a \cdot s \cdot k_s \cdot v}{60 \cdot 102 \cdot \eta}$ en W											$k_s =$ fuerza específica de corte en N/mm <sup>2</sup>										
											$\eta =$ rendimiento										
Ej.: Material St 37. $a = 4$ mm, $s = 0.4$ mm/rev., $k_s = 1900$ N/mm <sup>2</sup> , $v = 45$ m/min, $\eta = 0.75$																					
Se busca la potencia necesaria $P$ [kW] $P = \frac{4 \cdot 0.4 \cdot 1900 \cdot 45}{60 \cdot 0.75} = 3030$ W $\approx 3$ kW																					
SECCION DE VIRUTA POSIBLE PARA POTENCIA ACCIONAMIENTO $P = 1$ kW																					
Velocidad corte m/min	Fuerza específica de corte en N/mm <sup>2</sup>																				
	8600	5700	5000	4800	4100	3800	3000	2600	2150	2000	1800	1600	1400	1250	1000	700	500	350			
Sección viruta $S$ en mm <sup>2</sup> para $P = 1$ kW ( $\eta = 0.75$ )																					
5	1,39	1,61	1,83	1,91	2,23	2,55	3,06	3,53	4,27	4,59	4,83	5,73	6,55	7,34	9,18	13,11	18,36	26,22			
6	1,15	1,34	1,53	1,59	1,86	2,12	2,53	2,94	3,55	3,82	4,02	4,78	5,46	6,12	7,65	10,92	15,30	21,85			
8	0,87	1,00	1,14	1,19	1,39	1,59	1,91	2,20	2,66	2,86	3,02	3,56	4,09	4,59	5,73	8,19	11,47	16,39			
10	0,69	0,80	0,91	0,95	1,11	1,27	1,53	1,76	2,13	2,29	2,41	2,86	3,27	3,67	4,59	6,55	9,18	13,11			
13	0,53	0,61	0,70	0,73	0,83	0,98	1,17	1,53	1,64	1,76	1,85	2,20	2,52	2,82	3,53	5,04	7,06	10,08			
14	0,49	0,57	0,65	0,68	0,79	0,91	1,09	1,26	1,52	1,64	1,72	2,04	2,36	2,62	3,27	4,68	6,55	9,36			
15	0,46	0,53	0,61	0,63	0,74	0,85	1,02	1,17	1,42	1,53	1,61	1,91	2,18	2,44	3,06	4,37	6,12	8,74			
18	0,38	0,44	0,51	0,53	0,62	0,70	0,85	0,98	1,18	1,26	1,34	1,59	1,82	2,04	2,55	3,64	5,10	7,28			
20	0,34	0,40	0,45	0,47	0,55	0,63	0,76	0,88	1,06	1,14	1,20	1,43	1,63	1,83	2,29	3,27	4,59	6,55			
24	0,29	0,33	0,38	0,39	0,46	0,53	0,63	0,73	0,88	0,95	1,00	1,19	1,36	1,53	1,91	2,18	3,82	5,46			
25	0,27	0,32	0,36	0,38	0,44	0,51	0,61	0,70	0,85	0,91	0,98	1,14	1,31	1,46	1,83	2,62	3,67	5,24			
27	0,25	0,29	0,34	0,35	0,41	0,47	0,57	0,65	0,79	0,85	0,89	1,06	1,21	1,36	1,70	2,42	3,40	4,85			
32	0,21	0,25	0,28	0,29	0,35	0,39	0,47	0,55	0,66	0,71	0,75	0,89	1,02	1,14	1,43	2,04	2,86	4,09			
34	0,20	0,23	0,26	0,28	0,33	0,37	0,45	0,52	0,62	0,67	0,71	0,84	0,96	1,08	1,35	1,92	2,70	3,85			
40	0,17	0,20	0,22	0,23	0,27	0,31	0,38	0,44	0,53	0,57	0,60	0,71	0,81	0,91	1,14	1,63	2,29	3,27			
45	0,15	0,18	0,20	0,21	0,25	0,28	0,34	0,38	0,47	0,51	0,53	0,63	0,72	0,81	1,02	1,48	2,04	2,91			
50	0,13	0,16	0,18	0,19	0,22	0,25	0,30	0,35	0,42	0,46	0,49	0,57	0,65	0,73	0,91	1,31	1,83	2,62			
53	0,15	0,17	0,18	0,21	0,24	0,28	0,33	0,40	0,43	0,46	0,54	0,61	0,69	0,86	1,23	1,73	2,47				
60	0,13	0,15	0,16	0,18	0,21	0,25	0,29	0,35	0,38	0,40	0,47	0,54	0,61	0,76	1,09	1,53	2,18				
63	0,12	0,14	0,15	0,17	0,20	0,24	0,28	0,33	0,36	0,38	0,45	0,52	0,58	0,73	1,04	1,45	2,08				
67	0,11	0,13	0,14	0,16	0,19	0,22	0,26	0,31	0,34	0,36	0,42	0,49	0,54	0,68	0,97	1,37	1,95				
75	0,10	0,12	0,12	0,14	0,17	0,20	0,23	0,28	0,30	0,32	0,38	0,42	0,48	0,60	0,87	1,22	1,74				
85	0,10	0,11	0,13	0,15	0,18	0,20	0,25	0,27	0,28	0,28	0,33	0,38	0,43	0,54	0,77	1,08	1,54				
95	0,09	0,10	0,11	0,13	0,16	0,18	0,22	0,24	0,25	0,30	0,34	0,38	0,48	0,69	0,96	1,37					
100	$P = ?$ kW	0,09	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,21	0,23	0,24	0,28	0,32	0,36	0,45	0,65	0,91	1,31				
106	St 60	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,21	0,22	0,27	0,30	0,34	0,43	0,61	0,86	1,23				
118	$s = 0.4$ mm/rev.	0,07	0,08	0,09	0,10	0,13	0,15	0,18	0,19	0,20	0,24	0,28	0,31	0,38	0,55	0,78	1,11				
150	$f = 4$ mm	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,14	0,15	0,16	0,19	0,21	0,24	0,30	0,43	0,61	0,87					
170	$v = 32$ m/min	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,19	0,21	0,27	0,38	0,54	0,77					
200	para	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12	0,14	0,16	0,18	0,22	0,32	0,45	0,65					
224	$P = 1$ kW se tiene	0,05	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,11	0,13	0,14	0,16	0,20	0,29	0,40	0,58						
236	$S = 0,66$ mm <sup>2</sup> (tabla)	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,13	0,15	0,19	0,27	0,38	0,55						
250	para $S = 0,4 \cdot 4 = 1,6$ mm <sup>2</sup>	0,04	0,04	0,05	0,07	0,08	0,08	0,09	0,11	0,13	0,14	0,18	0,26	0,36	0,52						
280	se tiene	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08	0,10	0,11	0,13	0,16	0,23	0,32	0,46						
300	$P = 1,6$ kW	0,03	0,05	0,05	0,07	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,15	0,21	0,30	0,43							
400	$P = 2,4$ kW	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,16	0,22	0,32							
500	Sección viruta $S = ?$ mm <sup>2</sup>	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,13	0,18	0,26								
600	$v = 25$ m/min	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,10	0,15	0,21								
800	$k_s = 1900$ N/mm <sup>2</sup> , $P = 2$ kW	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,08	0,11	0,16									
1000	Para $P = 1$ kW se tiene $S = 0,98$ mm <sup>2</sup> (tabla)												0,06	0,09	0,13						
1500	Para $P = 2$ kW se tiene $S = 0,98$ mm <sup>2</sup> ; para $s = 0,4$ mm/rev. puede tenerse $f = 1,04$ ; $0,4 = 4,9$ mm												0,04	0,06	0,09						

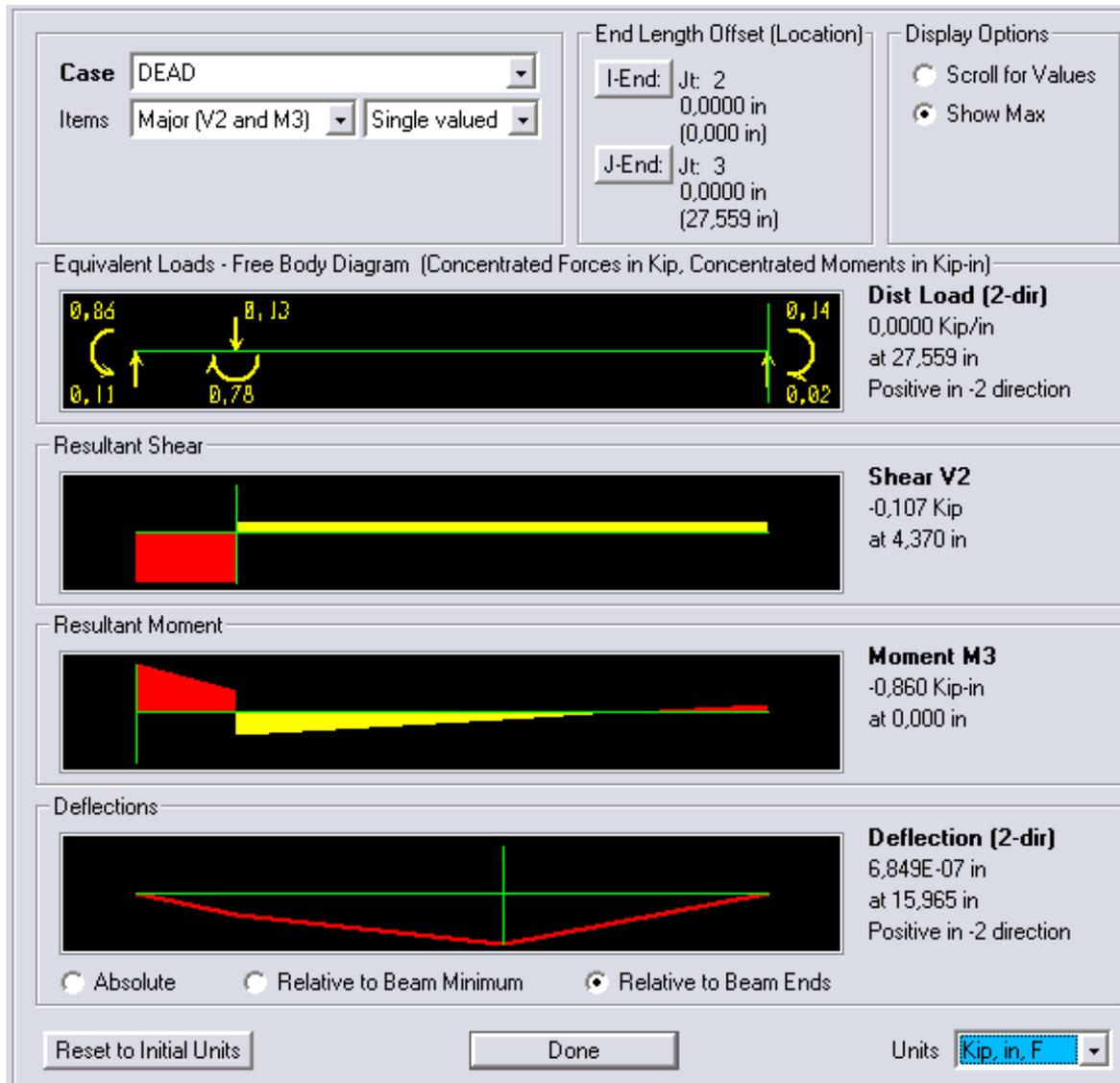


**ANEXO 3**

CÁLCULOS DE "SAP"

REGISTRO DE PROTOCOLO DE PRUEBAS

**ANEXO 3. 1 “MOMENTO MÁXIMO PARA EL DISEÑO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS  
CON LAS CARGAS APLICADAS EN CUCHILLA 1, Y EL DISPOSITIVO EN LA POSICIÓN 1”**



**ANEXO 3. 2: “MOMENTO MÁXIMO EN EL CAMBIO DE SECCIÓN CON LAS CARGAS APLICADAS EN LA CUCHILLA 1, Y EL DISPOSITIVO EN LA POSICIÓN 1”**

Case: DEAD  
 Items: Major (V2 and M3) Single valued

End Length Offset (Location)  
 I-End: Jt: 2  
 0,0000 in (0,000 in)  
 J-End: Jt: 3  
 0,0000 in (27,559 in)

Display Options  
 Scroll for Values  
 Show Max

Location  
 1,693 in

Equivalent Loads - Free Body Diagram (Concentrated Forces in Kip, Concentrated Moments in Kip-in)



**Dist Load (2-dir)**  
 0,0000 Kip/in  
 at 1,693 in  
 Positive in -2 direction

Resultant Shear



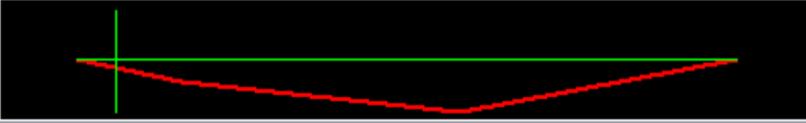
**Shear V2**  
 -0,107 Kip  
 at 1,693 in

Resultant Moment



**Moment M3**  
 -0,680 Kip-in  
 at 1,693 in

Deflections



Absolute  Relative to Beam Minimum  Relative to Beam Ends

**Deflection (2-dir)**  
 1,142E-07 in  
 at 1,693 in  
 Positive in -2 direction

Reset to Initial Units Done Units: Kip, in, F

**ANEXO 3. 3“MOMENTO MÁXIMO PARA EL DISEÑO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS CON LAS CARGAS APLICADAS EN LA CUCHILLA 2 CON EL DISPOSITIVO EN LA POSICIÓN 1 ”**

Case: DEAD

Items: Major (V2 and M3) Single valued

End Length Offset (Location):  
 I-End: Jt: 3  
 0,0000 in (0,000 in)  
 J-End: Jt: 4  
 0,0000 in (33,110 in)

Display Options:  
 Scroll for Values  
 Show Max

Equivalent Loads - Free Body Diagram (Concentrated Forces in Kip, Concentrated Moments in Kip-in)



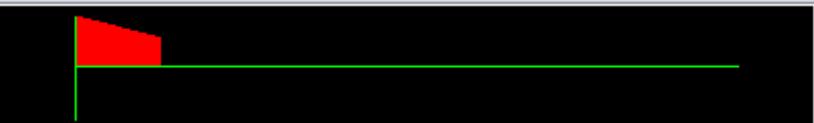
**Dist Load (2-dir)**  
 0,0000 Kip/in  
 at 33,110 in  
 Positive in -2 direction

Resultant Shear



**Shear V2**  
 -0,129 Kip  
 at 4,370 in

Resultant Moment



**Moment M3**  
 -1,340 Kip-in  
 at 0,000 in

Deflections

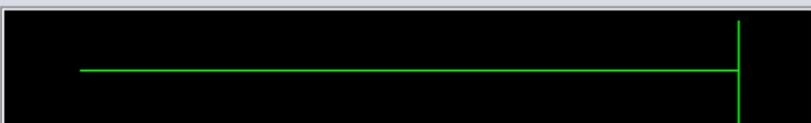


**Deflection (2-dir)**  
 -5,402E-07 in  
 at 4,370 in  
 Positive in -2 direction

Absolute  Relative to Beam Minimum  Relative to Beam Ends

Reset to Initial Units Done Units: Kip, in, F

**ANEXO 3. 4“MOMENTO MÁXIMO EN EL CAMBIO DE SECCIÓN CON LAS CARGAS  
APLICADAS EN LA CUCHILLA 2 CON EL DISPOSITIVO EN LA POSICIÓN 1 ”**

<b>Case</b> DEAD <b>Items</b> Major (V2 and M3) Single valued	<b>End Length Offset (Location)</b> <b>I-End:</b> Jt: 2 0,000 mm (0,00 mm) <b>J-End:</b> Jt: 3 0,000 mm (700,00 mm)	<b>Display Options</b> <input type="radio"/> Scroll for Values <input checked="" type="radio"/> Show Max
<b>Equivalent Loads - Free Body Diagram</b> (Concentrated Forces in KN, Concentrated Moments in KN-mm)		
		<b>Dist Load (2-dir)</b> 0,00000 KN/mm at 700,00 mm Positive in -2 direction
<b>Resultant Shear</b>		
		<b>Shear V2</b> 0,000 KN at 700,00 mm
<b>Resultant Moment</b>		
		<b>Moment M3</b> 0,00 KN-mm at 700,00 mm
<b>Deflections</b>		
		<b>Deflection (2-dir)</b> 0,000000 mm at 700,00 mm Positive in -2 direction
<input type="radio"/> Absolute <input type="radio"/> Relative to Beam Minimum <input checked="" type="radio"/> Relative to Beam Ends		
<input type="button" value="Reset to Initial Units"/>	<input type="button" value="Done"/>	Units <input type="text" value="KN, mm, C"/>

**ANEXO 3. 5“MOMENTO MÁXIMO PARA EL DISEÑO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS CON LAS CARGAS APLICADAS EN LA CUCHILLA 1, CON EL DISPOSITIVO EN LA POSICIÓN 2”**



**ANEXO 3. 6“MOMENTO MÁXIMO EN EL CAMBIO DE SECCIÓN CON LAS CARGAS APLICADAS EN LA CUCHILLA 1, CON EL DISPOSITIVO EN LA POSICIÓN 2”**

Case: DEAD  
 Items: Major (V2 and M3) Single valued

End Length Offset (Location)  
 I-End: Jt: 2  
 0,0000 in (0,000 in)  
 J-End: Jt: 3  
 0,0000 in (27,559 in)

Display Options  
 Scroll for Values  
 Show Max

Location  
 5,630 in

Equivalent Loads - Free Body Diagram (Concentrated Forces in Kip, Concentrated Moments in Kip-in)



**Dist Load (2-dir)**  
 0,0029 Kip/in  
 at 5,630 in  
 Positive in -2 direction

Resultant Shear



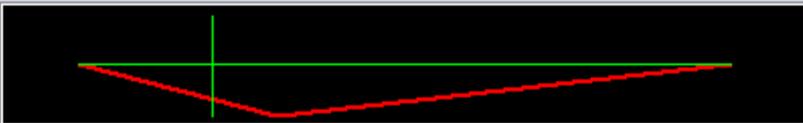
**Shear V2**  
 -0,144 Kip  
 at 5,630 in

Resultant Moment



**Moment M3**  
 0,119 Kip-in  
 at 5,630 in

Deflections

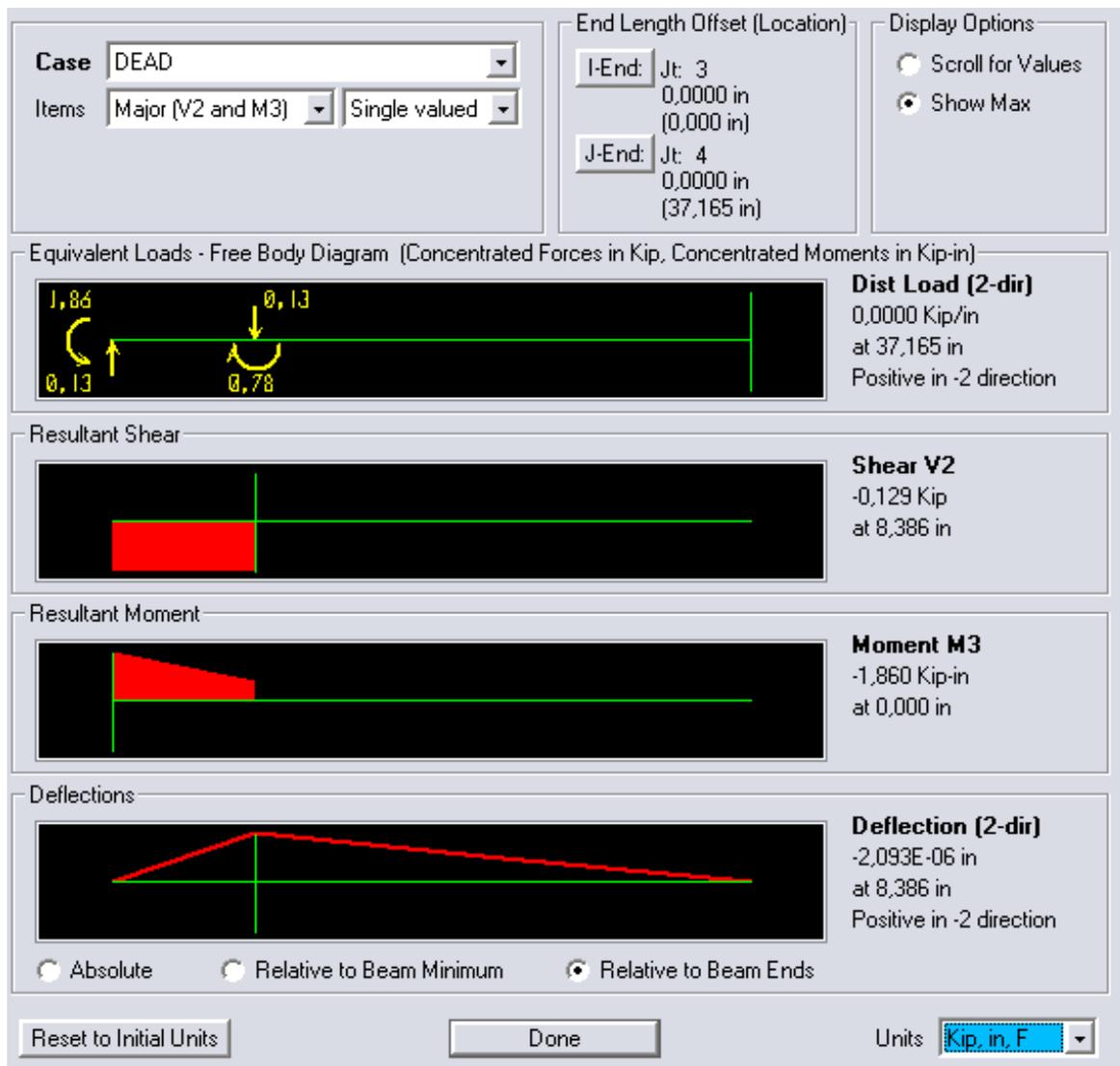


**Deflection (2-dir)**  
 4,762E-07 in  
 at 5,630 in  
 Positive in -2 direction

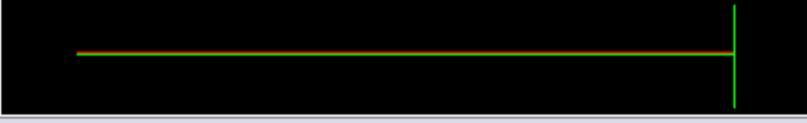
Absolute  Relative to Beam Minimum  Relative to Beam Ends

Reset to Initial Units Done Units: Kip, in, F

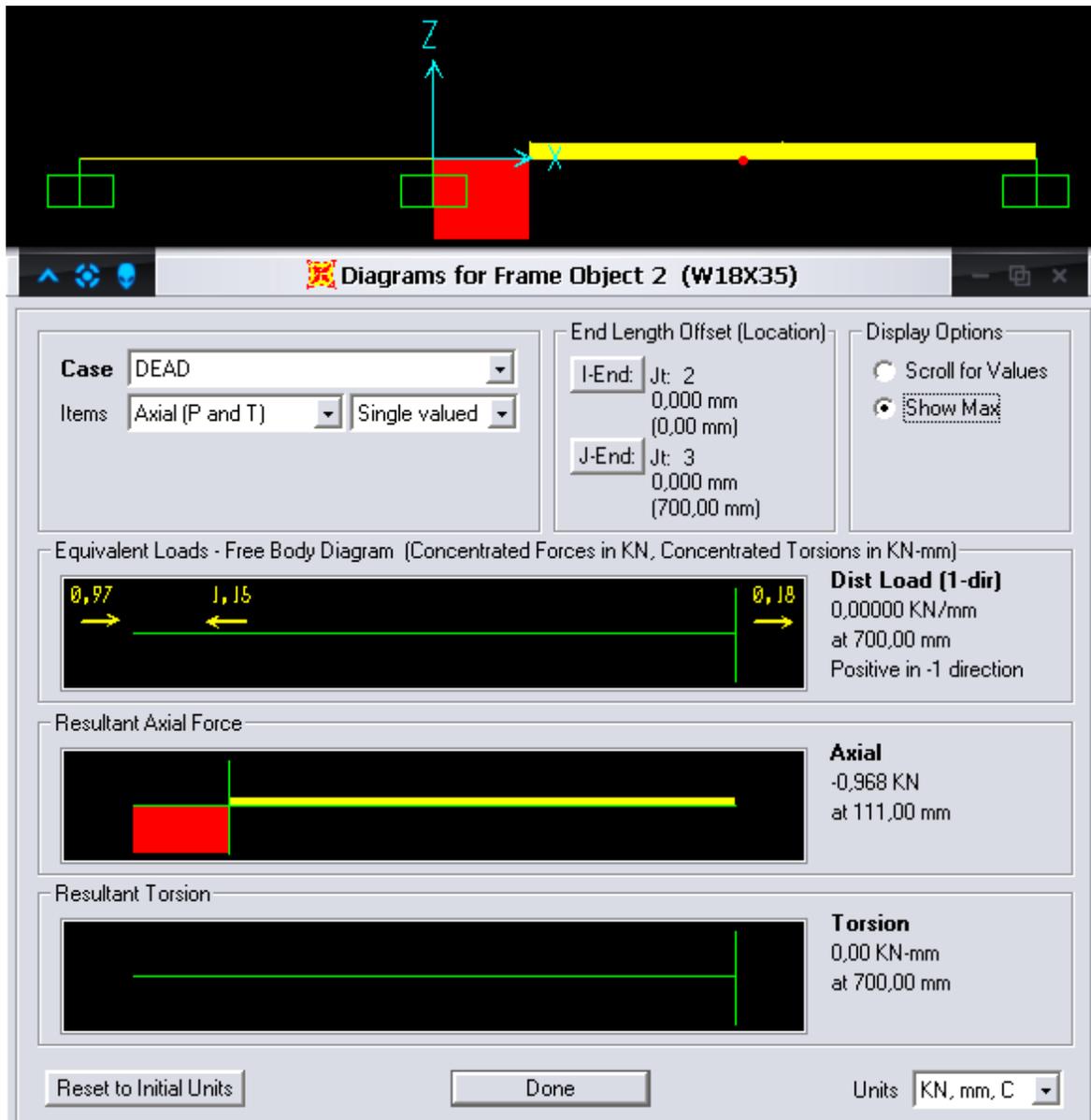
**ANEXO 3. 7“MOMENTO MÁXIMO PARA EL DISEÑO DEL HUSILLO PORTA CUCHILLAS CON LAS CARGAS APLICADAS EN LA CUCHILLA 2, CON EL DISPOSITIVO EN LA POSICIÓN 2”**



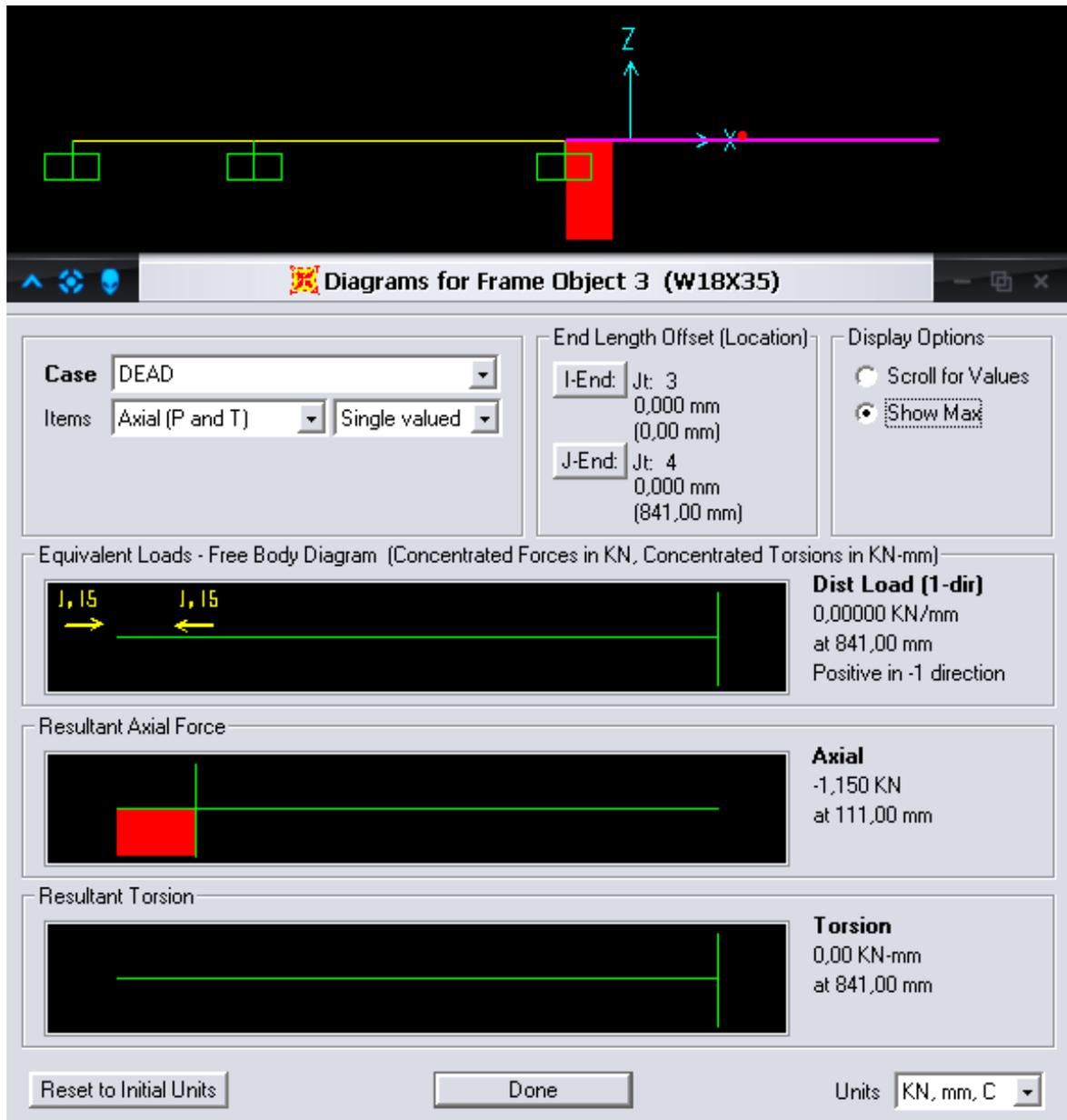
**ANEXO 3. 8“MOMENTO MÁXIMO EN EL CAMBIO DE SECCIÓN CON LAS CARGAS APLICADAS EN LA CUCHILLA 2, CON EL DISPOSITIVO EN LA POSICIÓN 2”**

<b>Case</b> DEAD <b>Items</b> Major (V2 and M3) Single valued	<b>End Length Offset (Location)</b> <b>I-End:</b> Jt: 2 0,000 mm (0,00 mm) <b>J-End:</b> Jt: 3 0,000 mm (700,00 mm)	<b>Display Options</b> <input type="radio"/> Scroll for Values <input checked="" type="radio"/> Show Max
<b>Equivalent Loads - Free Body Diagram</b> (Concentrated Forces in KN, Concentrated Moments in KN-mm)		
		<b>Dist Load (2-dir)</b> 0,00000 KN/mm at 700,00 mm Positive in -2 direction
<b>Resultant Shear</b>		
		<b>Shear V2</b> 0,000 KN at 700,00 mm
<b>Resultant Moment</b>		
		<b>Moment M3</b> 0,00 KN-mm at 700,00 mm
<b>Deflections</b>		
		<b>Deflection (2-dir)</b> 0,000000 mm at 700,00 mm Positive in -2 direction
<input type="radio"/> Absolute <input type="radio"/> Relative to Beam Minimum <input checked="" type="radio"/> Relative to Beam Ends		
<input type="button" value="Reset to Initial Units"/>	<input type="button" value="Done"/>	Units KN, mm, C

ANEXO 3. 9“CARGAS AXIALES PARA RODAMIENTOS EN POSICIÓN 1 Y CARGAS APLICADAS EN CUCHILLA C1”



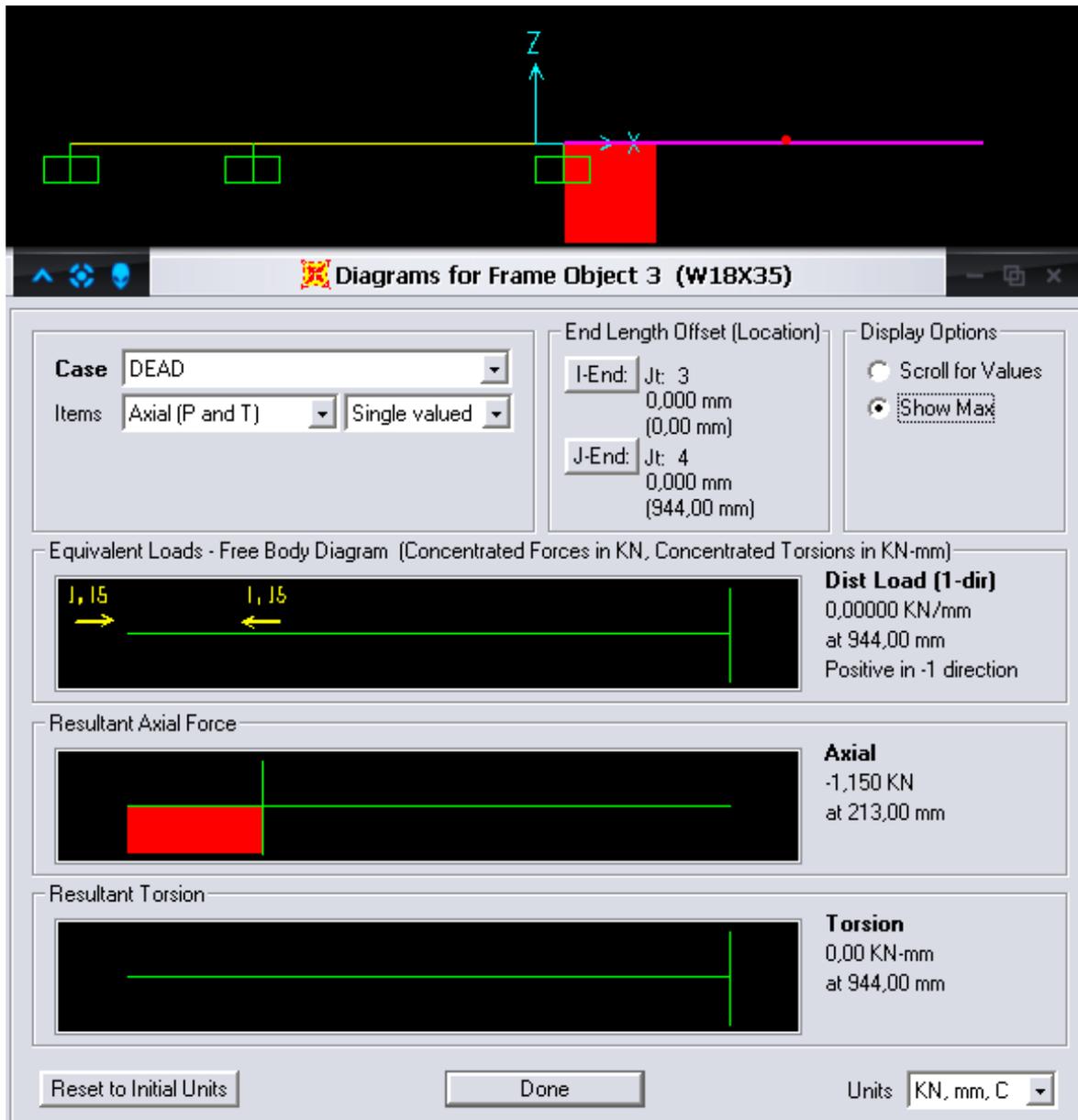
**ANEXO 3. 10“CARGAS AXIALES PARA RODAMIENTOS EN POSICIÓN 1 Y CARGAS APLICADAS EN CUCHILLA C2”**



ANEXO 3. 11“CARGAS AXIALES PARA RODAMIENTOS EN POSICIÓN 2 Y CARGAS APLICADAS EN CUCHILLA C1”



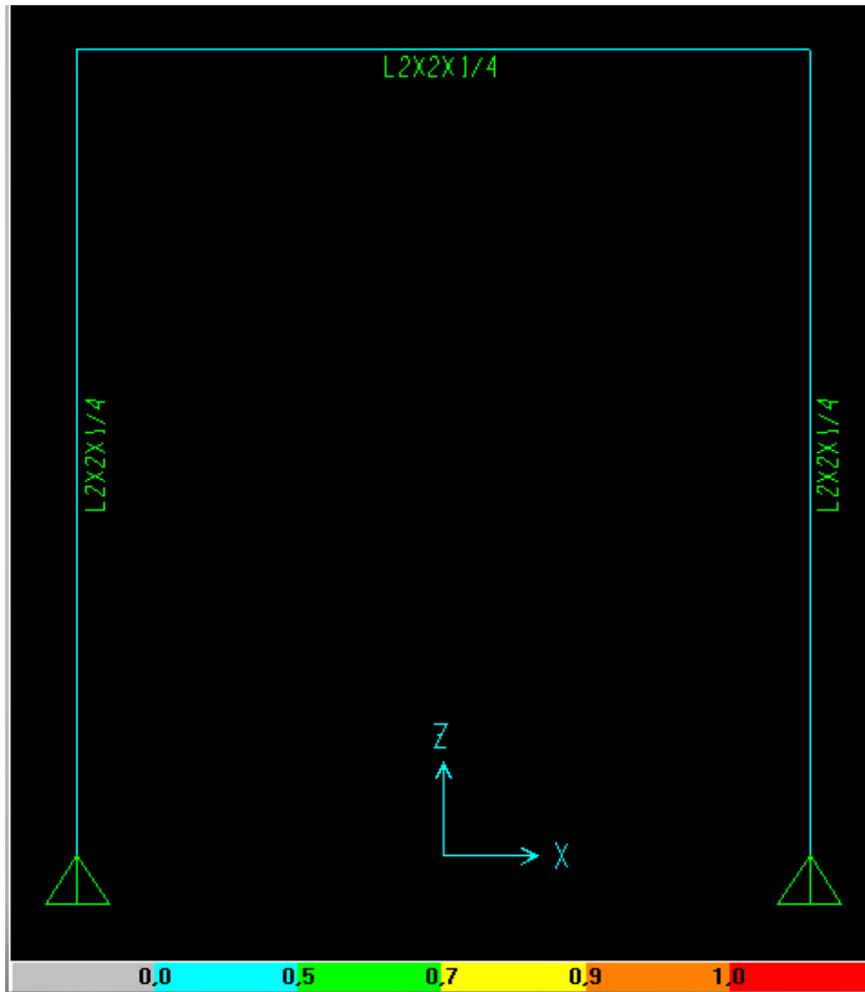
**ANEXO 3. 12“CARGAS AXIALES PARA RODAMIENTOS EN POSICIÓN 2 Y CARGAS  
APLICADAS EN CUCHILLA C2”**



### ANEXO 3. 13 CARGA PARA LAS TUBERÍAS DE AVANCE

<b>Case</b> DEAD <b>Items</b> Major (V2 and M3) Single valued	<b>End Length Offset (Location)</b> <b>I-End:</b> Jt: 1 0,0000 in (0,000 in) <b>J-End:</b> Jt: 2 0,0000 in (35,512 in)	<b>Display Options</b> <input type="radio"/> Scroll for Values <input checked="" type="radio"/> Show Max
<b>Equivalent Loads - Free Body Diagram (Concentrated Forces in Lb, Concentrated Moments in Lb-in)</b>		
		<b>Dist Load (2-dir)</b> 0,00 Lb/in at 35,512 in Positive in -2 direction
<b>Resultant Shear</b>		<b>Shear V2</b> 83,75 Lb at 35,512 in
		<b>Moment M3</b> -743,53 Lb-in at 35,512 in
<b>Resultant Moment</b>		<b>Deflection (2-dir)</b> 0,001552 in at 17,756 in Positive in -2 direction
		<input type="radio"/> Absolute <input type="radio"/> Relative to Beam Minimum <input checked="" type="radio"/> Relative to Beam Ends
<input type="button" value="Reset to Initial Units"/>		<input type="button" value="Done"/>
		Units lb, in, F

## ANEXO 3. 14 PERFILES PAR LA MESA-SOPORTE





**ANEXO 4 “PLANOS DE CONSTRUCCIÓN”**