

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PULIDORA DE  
CIGÜEÑALES PARA LOS MOTORES ALCO 251 – F DE LA  
ESTACIÓN DE BOMBEO LAGO AGRIO DEL SISTEMA DE  
OLEODUCTO TRANSECUATORIANO, SOTE”**

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

**JUAN JOSÉ AUZ MOGROVEJO  
PAÚL OMAR COLLANTES VALAREZO**

**DIRECTOR: Ing. Carlos Naranjo  
CODIRECTOR: Ing. Fernando Olmedo**

**Sangolquí, 2006-04-28**

# **CAPÍTULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 ANTECEDENTES**

La principal fuente de ingresos para el país es la exportación del petróleo, para lo cual desde la etapa de su extracción, se necesita bombear el crudo hacia los diversos lugares de refinación. Es por esto que se requiere de un sistema de transporte del crudo extraído desde los pozos de la Amazonía, en tal virtud se construyó el Sistema de Oleoducto Transecuatoriano – SOTE –.

El Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, consta de seis estaciones de bombeo de crudo: Lago Agrio, Lumbaqui, El Salado, Baeza, Papallacta y Quinindé; y cuatro reductoras de presión: San Juan, Chiriboga, La Palma y Santo Domingo.

Cada estación de bombeo está equipada con siete motores ALCO modelo 251– F de origen estadounidense, a excepción de la estación Quinindé que cuenta con motores CATERPILLAR 3612. El bombeo del crudo se lo realiza por medio de seis de los siete motores, con la previsión de que el séptimo motor se encuentre hábil para entrar en funcionamiento ante cualquier eventualidad en el proceso.

Los motores fueron diseñados para trabajar con diesel, pero, debido a los altos precios que representa trabajar con este combustible, han sido adaptados para trabajar con crudo combustible de 32° y 28° API, situación que hace que estos motores se encuentren sometidos a mayor desgaste debido a que realizan un proceso de combustión que genera mayores impurezas, por lo que es necesario efectuar un mantenimiento meticuloso de cada una de sus partes.

El over-haul de todos los motores de las estaciones de bombeo se lo realiza en el taller de mantenimiento de la estación de bombeo No.1 Lago Agrio. Parte de esta actividad es el pulido de los cigüeñales con la finalidad de obtener un acabado superficial tipo espejo.

El propósito de este proyecto es diseñar y construir una máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO modelo 251 – F del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, con la finalidad de optimizar el trabajo del pulido y reducir el tiempo en la ejecución del mismo.

### **1.1.1 MOTORES ALCO MODELO 251– F.**

Los motores en “V” de 12, 16 y 18 cilindros con turbina sobrealimentadora son de cuatro tiempos, con cámara de combustión abierta y un sistema de inyección de carburante líquido.

#### **Terminología:**

**Extremo Libre:** (Frente) El extremo donde se halla montada la turbina sobrealimentadora.

**Extremo del Generador:** El extremo de toma de fuerza del generador.

**Número de orden de los Cilindros:** Se empieza a contar los cilindros desde el extremo libre del motor. Los cilindros, derecho e izquierdo, No 1, son los más cercanos a la turbina alimentadora.

### **1.1.2 COMPONENTES DEL MOTOR ALCO 251-F**

#### **Bloque de Cilindros**

Hecho de un conjunto de piezas de acero soldadas, con un bloque de fundición; alberga y sostiene los componentes principales del motor: cigüeñal y cojinetes de bancada, árbol de levas, pulsadores, bielas motrices y pistones, camisas interiores de cilindro, culatas, soportes de bomba de combustible y gobernador.

### **Cojinetes principales y Tapetas**

Constan de dos casquillos de acero recubiertos con metal antifricción y están fijados con gran precisión. El casquillo superior se monta en una tapeta de acero forjado.

### **Engrane partido del Cigüeñal**

El engrane del cigüeñal está montado en el extremo de toma de fuerza del cigüeñal y engrana con los piñones de los ejes de levas izquierdo y derecho. Está hecho en dos mitades, en acero tratado y su ajuste al cigüeñal es de precisión, así como el ajuste de su chaveta.

### **Bomba de aceite de lubricación**

Es una bomba de desplazamiento positivo, a engranajes. Está montada sobre el cárter, extremo libre, y está accionada por un engranaje acoplado al cigüeñal del motor.

### **Árbol de Levas**

El árbol de levas está dividido en varias secciones, una por cada dos cilindros y están unidas por medio de espárragos y tuercas de seguridad. Este gira sobre cojinetes que han sido montados a presión en sus soportes en el bloque de cilindros.

### **Camisa de Cilindro**

Las camisas de los cilindros se montan en el bloque de los cilindros con un ajuste de metal contra metal.

### **Émbolos**

El émbolo está constituido por cuerpo de aluminio y una corona de acero resistente a altas temperaturas.

### **Biela**

La biela es una pieza forjada de acero de aleación de alta resistencia, con tapa convencional de biela.

## Cabezote

El cabezote está fijo al bloque de cilindros por medio de 7 espárragos. Tiene cámaras para dos válvulas de entrada de aire, dos válvulas para el escape de los gases combustionados y una boquilla de inyección de carburante.

## Bomba de Inyección de Carburante, Soporte y Transmisión

Cada bomba de carburante del motor, es accionada por el eje de levas a través de un rodillo seguidor, émbolo y balancín.

## Base del Motor (Cárter)

La base del motor es una estructura en acero soldado que presenta: Una superficie de montaje para el bloque del cilindro, bomba de lubricación, bomba de agua y cuatro bases de apoyo; además cubre la función de depósito de aceite.

### 1.1.3 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

Los motores ALCO modelo 251– F de las estaciones de bombeo son de 12, 16 y 18 cilindros en “V”:

**Tabla 1.1 Datos de los Motores**

<b>Diámetro y recorrido</b>	228,6 x 266,70 [mm.]	228,6 x 266,70 [mm.]	228,6 x 266,70 [mm.]
	( 9" x 10 1/2" )	( 9" x 10 1/2" )	( 9" x 10 1/2" )
<b>Número de cilindros</b>	12	16	18
<b>Desplazamiento en litros</b>	131,25	175	196,85
<b>Coefficiente de compresión:</b>			
<b>Cabeza cóncava</b>	12,5 a 1	12,5 a 1	-----
<b>Cabeza plana</b>	-----	11,5 a 1	11,5 a 1
<b>No. de válvulas por cilindro:</b>			
<b>Admisión</b>	2	2	2
<b>Escape</b>	2	2	2
<b>Diámetro del cuello del cigüeñal [mm]</b>	152,4	152,4	152,4

**Tabla 1.1 Datos de los motores (Continuación)**

<b>Diámetro de los muñones del cigüeñal [mm]</b>	215,9	215,9	215,9
<b>No. de cojinetes principales</b>	7	9	10

Fuente: Curso Teórico Práctico sobre Reparación y Mantenimiento de Motores "ALCO"

El régimen de trabajo es el siguiente:

**Tabla 1.2 Régimen de Trabajo de los Motores ALCO 251-F**

<b>Estación de Bombeo</b>	<b>No. de Cilindros</b>	<b>Potencia Nominal [bhp] @ 1030 rpm</b>
Lago Agrio	16	2500
Lumbaqui	16	2500
El Salado	12	1850
Baeza	18	2900
Papallacta	18	2900

Fuente: Curso Teórico Práctico sobre Reparación y Mantenimiento de Motores "ALCO"

## **1.2 CIGÜEÑALES DE MOTORES ALCO 251-F**

**Los cigüeñales para los motores en "V" de 12, 16 y 18 cilindros están hechos en acero especial, forjados en una sola pieza; y los muñones de los cojinetes principales, así como los cuellos donde**

**se ajustan las cabezas de biela, son rectificadas. El cigüeñal está suspendido del bloque del cilindro y gira sobre los casquillos de los cojinetes principales. Entre los muñones y los codos se encuentran soldados los contrapesos de equilibrio. En cada cuello del cigüeñal van montadas dos bielas. En estos cigüeñales, los cuellos opuestos simétricamente tienen el mismo radio.**

El sentido de giro del cigüeñal mirándolo desde el extremo de toma de fuerza es en sentido opuesto a las agujas del reloj, con una deflexión máxima de +0.004”.

El engranaje montado en el extremo de toma de fuerza, sobre el cigüeñal, engrana con los piñones de los ejes de levas del lado derecho e izquierdo. El otro extremo del cigüeñal acciona la bomba de agua para la refrigeración del motor, así como la lubricación.

**El cigüeñal es parte del sistema de lubricación de motor. Aceite procedente del colector de los tubos de lubricación, pasa bajo presión a través de las tapetas y los cojinetes; gracias a los agujeros taladrados en el eje, el aceite llega a los cuellos del cigüeñal y de ahí pasa a los cojinetes de las bielas.**

#### **1.2.1 DESMONTAJE**

1. Sacar todos los accesorios accionados por el cigüeñal.
2. Desconectar los tubos y desagües que sea necesario.
3. Sacar todas aquellas piezas que faciliten el desmontaje del bloque del cilindro de su base y el cigüeñal.
4. Desconectar el bloque de cilindros y sacarlo de su base.
5. Poner el bloque en posición invertida y colocarlo sobre unos soportes de madera.
6. Sacar tuercas y arandelas de los tornillos que sujetan las tapetas y desmontar las tapetas y los casquillos.

7. Sacar los anillos axiales, si los hay, montarlos a ambos lados del asiento del cojinete principal.
8. Con la ayuda de bragas y ganchos de embragada, levantar el cigüeñal embragándolo por sus cuellos correspondientes y depositarlo en un sitio limpio y resguardado, (Ver Tabla 1.3 para saber los cuellos de embrague y muñones de soporte).
9. Si es necesario, desmontar el engranaje partido.
10. Engrasar y cubrir los cuellos y muñones con un protector contra la oxidación, si el cigüeñal ha de estar fuera del motor por un largo período de tiempo.

**Tabla 1.3 Cuellos de Embrague y Muñones de Soporte**

No. de Cilindros	No. de Cojinetes Principales	Posición del Muñón Central	No. de Cuellos	Levantar el Cigüeñal Embragándolo por los Cuellos	Muñones de Soporte de Cigüeñal
12	7	4	6	2, 5	2, 6
16	9	5	8	2, 7	3, 7
18	10	6	9	3, 8	3, 6, 9

Fuente: Curso Teórico Práctico sobre Reparación y Mantenimiento de Motores "ALCO"

### 1.2.2 INSPECCIÓN Y MANTENIMIENTO GENERAL

1. Limpiar los muñones del cigüeñal y cuellos con aceite diesel.
2. Limpiar los agujeros de lubricación con una disolución adecuada y aclararlos.
3. Verificar el desgaste de las superficies así como, si las partes roscadas están rotas. Si es posible usar un detector de grietas.
4. Ver que los muñones y los cuellos del cigüeñal no tengan rebabas o una superficie rugosa.

*NOTA: Las superficies rectificadas deben tener un acabado pulido de 25 RMS (25  $\mu$ in) o menos, para determinar este valor refiérase al subcapítulo 2.1.3. Si las*

*superficies son más rugosas que 25 RMS, no se recomienda aceptarlas. Superficies ligeramente rugosas pueden pulirse usando pasta de esmeril.*

5. Verificar los cojinetes axiales y ver si están desgastados.
6. Verificar el cigüeñal para ver si está desgastado, ovalado, salta o está excéntrico.

## **1.3 Definición del problema**

### **1.3.1 PULIDO DE CIGÜEÑALES DE MOTORES ALCO 251-F**

El mantenimiento de estos motores se lo realiza después de 16.000 horas de funcionamiento, a excepción cuando ocurre algún tipo de avería, en cuyo caso se adelanta el over-haul.

Durante la operación de los motores, se impregnan en sus cuellos y muñones residuos de la combustión y del desgaste del motor formando una película delgada de lodos. Parte de la reparación de los motores consiste en realizar el pulido de los cigüeñales, que garantice obtener una superficie tipo espejo y permita el correcto asentamiento de los cigüeñales durante el funcionamiento. Cabe señalar que esta actividad no busca lograr un control dimensional de los muñones del cigüeñal.

Por medio del pulido se busca limpiar las partes rectificadas del cigüeñal para devolver la textura superficial requerida. Los técnicos de mantenimiento, han determinado como único requisito para el control de la textura superficial, obtener una superficie tipo espejo en los cuellos y muñones realizando un método mediante el uso de lijas en forma de banda.

El procedimiento para el pulido de cigüeñales consiste en limpiar las superficies y agujeros de lubricación con diesel, posterior a este proceso se debe verificar el desgaste de las superficies de los muñones y cuellos, observando que no tengan rebabas o una superficie rugosa; estas superficies rectificadas deben tener un acabado pulido de 25 RMS (rugosidad media superficial).

### **1.3.2 DIAGNÓSTICO SITUACIONAL**

El over-haul de los motores ALCO en un inicio se realizaba en la ciudad de México, pero, debido a los altos costos que involucraba el transporte y su reparación, la compañía Texaco se vio en la necesidad de capacitar a sus empleados y construir un taller para mantenimiento y reparación que supere estas limitaciones y en donde se pueda realizar el over-haul de los motores. El taller se encuentra ubicado en la estación de bombeo No.1 de la ciudad de Lago Agrio en el cual se realiza la reparación completa de los motores de todas las estaciones de bombeo.

Debido a que los motores han sido adaptados para trabajar con crudo combustible de 32° y 28° API, están sometidos a mayor desgaste debido a que realizan un proceso de combustión que genera mayores impurezas, obteniendo residuos que afectan el rendimiento del mismo.

Esta situación hace que se requiera realizar las actividades inherentes a la reparación de los motores, en forma meticulosa y en su mayoría manual de cada una de sus partes. Una de estas actividades es el pulido de los muñones de los cigüeñales, la cual consiste en remover la fina película de residuos impregnados de color marrón, que como producto de los procesos de combustión y lubricación se forma en los muñones de biela y bancada de manera de obtener una superficie tipo espejo.

El pulido de cada cigüeñal es realizado en forma manual y simultanea por 2 técnicos del Taller Mecánico utilizando fajas de lija, las cuales son enrolladas 2 vueltas alrededor del muñón, para obtener la superficie tipo espejo a través de un movimiento de vaivén. El tiempo medio para realizar esta actividad varía entre 10 horas para el cigüeñal más pequeño (12 cilindros) y 16 horas para el más grande (18 cilindros) aproximadamente.

Al no disponer en el Taller Mecánico de una máquina que realice esta actividad, los técnicos encargados de la reparación de los motores tienen que dedicar mayor tiempo de trabajo del que se pudiera lograr con dicha máquina.

## **1.4 Justificación**

Actualmente en el contexto mundial los niveles de competitividad son muy elevados y esto hace que en nuestro país exista la necesidad de mejorar las actividades, productos o servicios de todas las instituciones.

Debido a que los motores del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, sirven para la transportación del crudo, los mismos deben cumplir con los requerimientos de puesta a punto. Por lo que se ha considerado la importancia de que la empresa obtenga una ventaja competitiva en cuanto a optimizar el tiempo de reparación de los motores ALCO y específicamente en la actividad del pulido de los cigüeñales; ventaja de la que no solo se beneficiará el SOTE como tal, sino también el país y nosotros como aspirantes a la obtención del título de ingenieros.

Gracias al diseño y construcción de una máquina pulidora de cigüeñales; que satisfaga las necesidades actuales del personal del taller mecánico, en donde el

cigüeñal permanecerá fijo durante el pulido, se logrará minimizar el tiempo en un 60% del empleado en el desarrollo del trabajo, liberando 1 técnico en por lo menos 10 horas laborables el mismo que pueda desarrollar otra actividad, lo cual se traduce en beneficio de la empresa.

## **1.5 Objetivos**

### **1.5.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una pulidora de cigüeñales de los motores ALCO 251-F para el Taller Mecánico de la estación de bombeo Lago Agrio del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE.

### **1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Obtener datos (medidas, tiempos de cada over-haul, períodos de mantenimiento, parámetros de funcionamiento etc.) de los motores ALCO 251-F del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, y diagnosticar la situación.
- Diseñar una máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO 251-F, del SOTE y con ello lograr disminuir el tiempo de trabajo al 60%.
- Construir la máquina pulidora atendiendo la alternativa más viable y económica.
- Utilizar equipos, materiales y accesorios que dispone el SOTE y que no los utiliza.

- Realizar las pruebas respectivas en un cigüeñal en el Taller Mecánico de la estación de bombeo Lago Agrio del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, para verificar y analizar los resultados que se aspira alcanzar.
- Establecer las conclusiones correspondientes.

# CAPÍTULO 2

## FUNDAMENTOS DEL PULIDO DE SUPERFICIES

### 2.1 ACABADO SUPERFICIAL

#### 2.1.1 SUPERFICIES

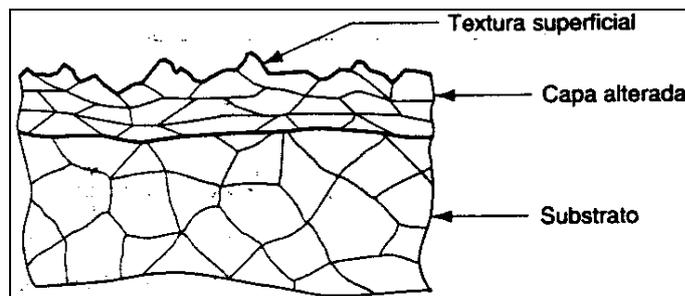
Una superficie es lo que tocamos cuando sostenemos un objeto tal como una parte manufacturada. Las superficies reales de las partes manufacturadas están determinadas por los procesos que se usan para fabricarlas.

Las superficies son importantes en el aspecto comercial y tecnológico por numerosas razones, existen varias de ellas de acuerdo a las diferentes aplicaciones del producto:

1. Razones estéticas: incluyen las superficies que son tersas, libres de arañazos y defectos que pueden producir una impresión favorable al consumidor.
2. Las superficies afectan la seguridad.
3. La fricción y el desgaste dependen de las características de la superficie.
4. Las superficies afectan las propiedades físicas y mecánicas, por ejemplo, las grietas superficiales pueden ser puntos de concentración de esfuerzos.
5. Las superficies afectan el ensamble de las piezas por ejemplo, la resistencia de las juntas pegadas con adhesivos se incrementa cuando las superficies son ligeramente rugosas.
6. Las superficies tersas hacen mejores contactos eléctricos.

## 2.1.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS SUPERFICIES

Una vista microscópica de la superficie de una parte podría revelar que es menos que perfecta. Las formas de una superficie típica se ilustran en la sección transversal altamente ampliada de la superficie de un metal en la figura 2.1



**Figura 2.1 Sección Transversal de una Superficie Metálica**

Fuente: Fundamentos de Manufactura Moderna, MIKELL P. GROVOVER

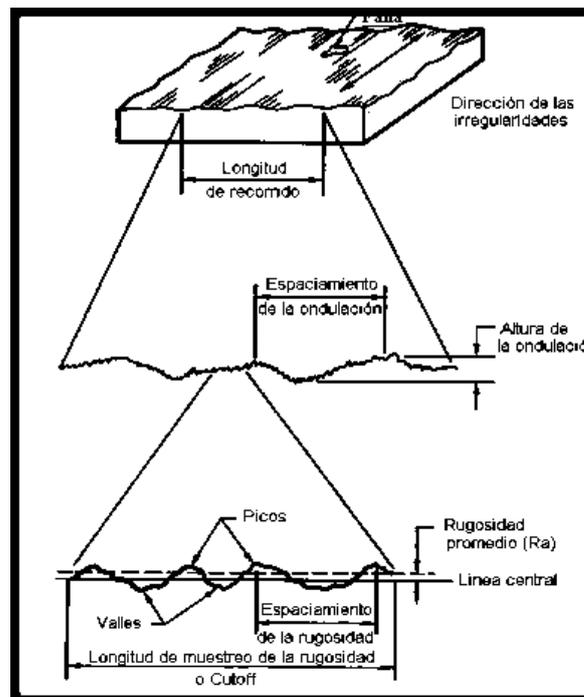
La parte denominada substrato tiene una estructura granular externa que depende de los procedimientos previos del metal, por ejemplo, esta afectada por su composición química, los procesos de fundición del metal y cualquier operación de deformación, y tratamientos térmicos realizados en la fundición.

El exterior de la parte es una superficie cuya topografía es todo menos recta y lisa. La superficie tiene rugosidad, ondulación y fallas. También tiene patrones y direcciones que resultan del procesamiento mecánico que la produjo; todas estas formas geométricas caracterizan la textura de la superficie.

Inmediatamente por debajo de la superficie hay una capa de metal cuya estructura difiere de la del substrato llamada capa alterada y es una manifestación de las acciones que han sido realizadas sobre la superficie durante su creación y posteriormente. Los procesos de manufactura implican energía, por lo que la capa alterada puede resultar del endurecimiento por trabajo (energía mecánica), calentamiento (energía térmica), tratamiento térmico o incluso energía eléctrica.

El tema del acabado superficial incluye las irregularidades microgeométricas conocidas como ondulación y rugosidad. Ambas se generan durante el proceso de fabricación; la

ondulación resulta de la flexión de la pieza durante el maquinado, la falta de homogeneidad del material, liberación de esfuerzos residuales, deformaciones por tratamientos térmicos, vibraciones, entre otros. La rugosidad (que es la huella digital de una pieza) son irregularidades provocadas por la herramienta de corte o elemento utilizado en su proceso de producción, corte, arranque y fatiga superficial.

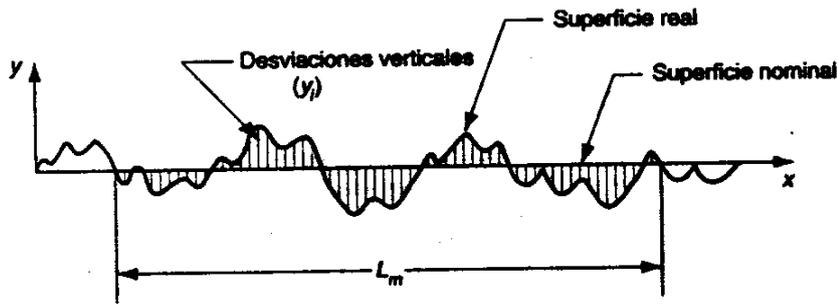


**Figura 2.2 Formas Geométricas de las Superficies**

Fuente: <http://www.cenam.mx/Dimensional/.htm>

### 2.1.3 RUGOSIDAD SUPERFICIAL Y ACABADO DE LA SUPERFICIE

La rugosidad superficial es una característica mensurable basada en las desviaciones de la rugosidad. El acabado de la superficie es un término más subjetivo, frecuentemente usado como sinónimo de la rugosidad de la superficie.



**Figura 2.3 Desviaciones con respecto a la superficie nominal**

Fuente: Fundamentos de Manufactura Moderna, MIKELL P. GROVOVER

La medida más usada de textura superficial es la rugosidad superficial. La rugosidad superficial puede definirse como el promedio de las desviaciones verticales con respecto a la superficie nominal, sobre una longitud especificada de superficie. Se usa una media aritmética basada en los valores absolutos de la desviación, y a este valor de la rugosidad se le denomina rugosidad promedio Ra.

$$Ra = \sum_{i=1}^n \frac{|y_i|}{n}$$

Ec. 2-1

donde:

Ra = valor de la media aritmética de rugosidad,  $\mu\text{m}$  ( $\mu\text{pulg.}$ ).

y = desviación vertical con respecto a la superficie nominal,  $\mu\text{m}$  ( $\mu\text{pulg.}$ ).

n = número de desviaciones en una distancia  $L_m$ .

Para este cálculo se debe evitar las desviaciones verticales asociadas con la ondulación y solamente incluir aquellas relacionadas con la rugosidad, para resolver este problema se usa un parámetro llamado longitud de corte como un filtro que separa la ondulación en una superficie medida de las desviaciones de rugosidad. La longitud de corte usada con mayor frecuencia en la práctica es 0.8 mm. La longitud de medida  $L_m$  se establece normalmente como una aproximación a 5 veces la longitud de corte.

En forma práctica la rugosidad superficial representada por el valor de Ra se determina con un medidor de rugosidades o rugosímetro, o también por medio de patrones de rugosidad, para realizar comparaciones visuales por medio de fotografías o de un microscopio, o al tacto de operador.

## **2.2 OPERACIONES DE ACABADO**

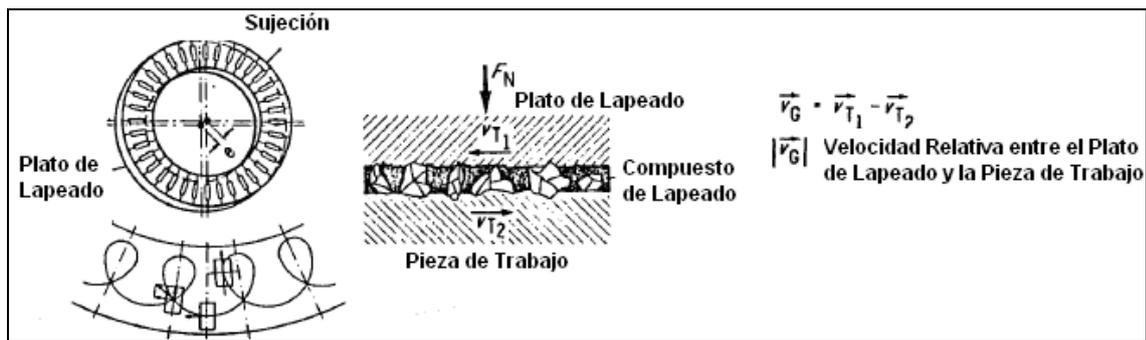
La rugosidad superficial es el parámetro más representativo para describir la textura superficial debido a su influencia directa en la fricción, fatiga y resistencias electrónica y térmica.

Entre los aspectos más relevantes se encuentran las variables de velocidad de avance, velocidad de giro y profundidad de corte. Pueden obtenerse buenos acabados operando las herramientas de corte con alimentaciones ligeras, pero esto es muy lento.

Existen aplicaciones abrasivas que en comparación con el rectificado con el cual puede llevarse al extremo de procurar acabados tan finos y con un alto grado de precisión, tienen velocidades más lentas y una acción más suave y que por lo general pueden ser más económicas para los mejores acabados. Tales operaciones son el lapeado, asentado, acabados superfinos.

### **2.2.1 LAPEADO**

Es un proceso de abrasión que deja rayas finas arregladas al azar. Su propósito es mejorar la calidad de la superficie reduciendo la rugosidad, ondulación y defectos para producir superficies exactas lo mismo que lisas.



**Figura 2.4 Proceso de Lapeado y Movimiento Relativo de Trabajo**

Fuente: [http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material\\_clase/Acabados.pdf](http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material_clase/Acabados.pdf)

El alcance de utilidad es grande, en algunos casos puede ser simplemente un recurso para remover un defecto ocasional. Normalmente solo se elimina una pequeña cantidad de material por lapeado, hasta 1 mm (0.04 in), pero por lo general solo aproximadamente 100  $\mu\text{m}$  (0.004 in) para desbaste y tanto como 2  $\mu\text{m}$  para acabado.

Para el lapeado se usa abrasivo suelto fino mezclado con un vehículo, ruedas abrasivas ligadas o abrasivos revestidos. La mayoría del trabajo se hace esparciendo abrasivo suelto y el vehículo son las zapatas del lapeado, placas o mangas llamadas lapas, que se frotan contra el trabajo. El lapeado se hace tanto a mano como por máquinas, el trabajo y la lapa no se guían rígidamente unos con respecto a la otra y los movimientos relativos se cambian continuamente.



**Figura 2.5 Lapeadora Vertical**

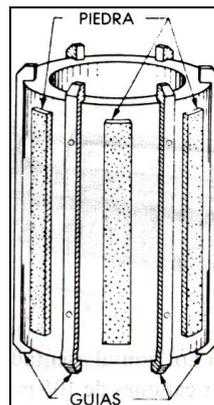
Fuente: Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros, LAWRENCE E. DOYLE

## 2.2.2 ASENTADO

Es una operación de abrasión principalmente para acabar agujeros redondos pero también en menor extensión superficies externas planas y curvas por medio de piedras abrasivas ligadas. Las aplicaciones típicas son el acabado de cilindros de motor de automóvil, cojinetes, almas de cañón, calibradores de anillos, pasadores de pistón, flechas y caras de bridas.

El asentado se realiza a bajas velocidades con una acción suave, gran área de contacto y menos presión; usado para eliminar hasta 3 mm de material pero normalmente se confina a cantidades menores de 0.25 mm (0.01 in). Las superficies pueden acabarse a 25 nm (1  $\mu\text{in}$ )  $R_a$ , pero son más comunes de 0.2 a 0.25  $\mu\text{m}$  (8 a 10  $\mu\text{in}$ )  $R_a$ .

En la figura 2.6 se ilustra un sostén o cabezal de herramienta para soportar las piedras. Las piedras se expanden, cuando trabajan, por un cono o cuña dentro del sostén.



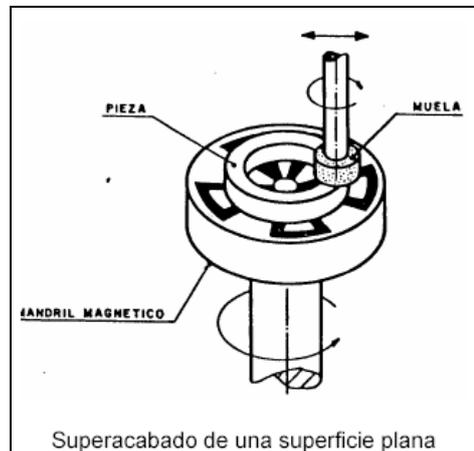
**Figura 2.6 Esquema de una Herramienta de Asentado**

Fuente: Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros, LAWRENCE E. DOYLE

### **2.2.3 SUPERACABADO O MICROPULIDO**

Una operación de superacabado se hace moviendo con rapidez, en forma recíproca, una piedra de grano fino con una liga suave y presionándola contra una pieza redonda de trabajo que gira. Pueden terminarse superficies esféricas y planas por el borde de una rueda de copa que se gira mientras viaja en muchas direcciones sobre la superficie de la pieza de trabajo.

Básicamente no es una operación para crear dimensiones, aunque puede corregir la falta de redondez hasta en un 75% y dimensiones a menos de 30  $\mu\text{m}$  (aproximadamente 0.001 in). La remoción esta limitada a 10  $\mu\text{m}$  (0.0004 in) y con frecuencia menos. La exactitud geométrica y dimensional debe crearse primero, por lo general por rectificado.



**Figura 2.7 Superacabado de una Superficie Plana**

Fuente: [http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material\\_clase/Acabados.pdf](http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material_clase/Acabados.pdf)

## 2.2.5 DESBARVADO Y OPERACIONES DE ACABADO SIN PRECISIÓN

Cuando no se requiere exactitud, se pueden obviar algunos de los aspectos costosos del rectificado y de otras operaciones de acabado de precisión al aplicarse los abrasivos en formas más económicas para producir solo buenos acabados de superficie. Esto puede conseguirse por medio de operaciones tales como: abrillantado, cepillado con potencia, barrilado y acabado vibratorio, chorros de arena y granallla, y pulido.

### **Abrillantado**

El abrillantado da un alto lustre a una superficie. Su objetivo no es eliminar mucho metal y generalmente sigue al pulido. El trabajo se oprime contra ruedas de tela fieltro o bandas en la cuales se esparce de tiempo en tiempo abrasivo fino en un ligador lubricante.

### **Cepillado con Potencia**

Se aplican cepillos que giran a alta velocidad para mejorar la apariencia de las superficies y eliminar filos agudos, rebabas salientes y partículas. Esto tiende a borrar

los defectos de superficie y las irregularidades y redondear aristas sin remociones excesivas del material. Las superficies pueden refinarse a aproximadamente  $0.1 \mu\text{m}$  ( $4 \mu\text{in}$ )  $R_a$ . La acción del cepillado ayuda a evitar ralladuras que actúan como elevadoras de esfuerzo.

### **Barrilado y Acabado Vibratorio**

El barrilado o acabado en barril consiste en cargar piezas de trabajo en un barril lleno aproximadamente al 60% de granos abrasivos, aserrín, virutas de madera, piedras naturales o artificiales, arena, pequeños tozos de metal u otros agentes de frotación dependiendo de la acción deseada. Por lo general se agrega agua mezclada con algún ácido, un detergente, un preventivo de la oxidación o un lubricante. El barril se cierra o se inclina y gira a velocidad lenta durante el tiempo necesario de acuerdo con el tratamiento requerido.

El acabado vibratorio hace el mismo acabado que el acabado en barril, pero se hace en una tina abierta revestida de hule o plástico y se vibra aproximadamente de 1000 a 2000 Hz con una amplitud de 3 a 10 mm.

### **Chorro de Arena y Granalla**

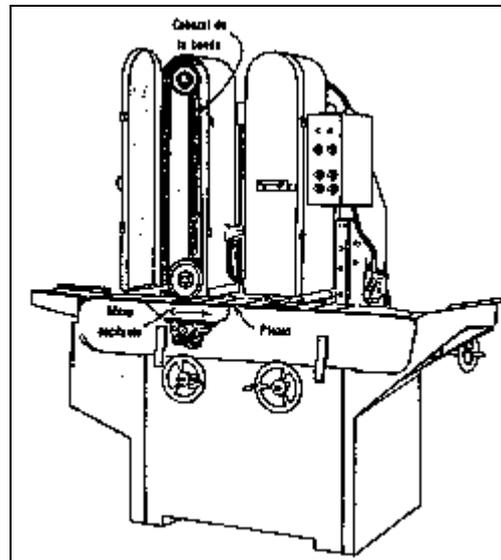
Se hace lanzando partículas a velocidad alta contra el trabajo. Las partículas pueden ser granalla metálica o granos; abrasivos artificiales o naturales incluyendo arena; productos agrícolas; cuentas de vidrio y cerámica, dependiendo de lo que se va hacer y de la condición de trabajo. Una razón primaria para el chorro es la limpieza en superficies. Por medio del chorro se obtienen superficies limpias, uniformes y en muchos casos el acabado final.

Cuatro formas comunes de chorro utilizan aire comprimido, acción centrífuga, agua a alta presión y una mezcla de aire comprimido y agua.

## **2.3 PULIDO DE SUPERFICIES**

El término pulido puede interpretarse para indicar cualquier procedimiento sin precisión, que proporciona una superficie brillante pero por lo general se usa para

referirse a un proceso de acabado de superficie que usa una rueda abrasiva flexible. Las ruedas pueden ser de fieltro o hule con una banda abrasiva o de discos múltiples revestidos con abrasivos, u hojas revestidas con abrasivo, de fieltro o telas a las cuales se agrega abrasivo suelto conforme se necesita, o de abrasivos en una matriz de hule.



**Figura 2.8 Máquina Pulidora**

Fuente:[http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material\\_clase/Acabados.pdf](http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material_clase/Acabados.pdf)

El pulido es la eliminación de metal con un disco abrasivo giratorio que trabaja como una fresadora de corte o por medio de bandas de lija. La superficie abrasiva está compuesta por un gran número de granos de material abrasivo conglomerado, en que cada grano actúa como un útil de corte minúsculo. Es un proceso para emparejar superficies. Estas ruedas difieren de las ruedas de esmeril en que son flexibles, lo cual las capacita para aplicar presión relativamente uniforme a la superficie de trabajo y les permite conformar la forma de la superficie.

El pulido se hace para dar un acabado liso en superficies y con frecuencia no implica remoción apreciable del metal para eliminar rayaduras, marcas de herramientas, picaduras y otros defectos de superficies burdas. Por lo general no es importante la exactitud de dimensión y forma de la superficie acabada, pero algunas veces se pueden mantener tolerancias de  $25\ \mu\text{m}$  (0.001 in) o menos en el pulido a máquina. Comúnmente son necesarios varios pasos, primero para eliminar los defectos y después para dar el pulimento deseado en la superficie.

Usualmente el pulido se hace a mano libre excepto cuando la cantidad es grande. Con este proceso se consiguen superficies muy suaves y precisas. Dado que sólo se elimina una parte pequeña del material con cada pasada del disco o lija, las pulidoras requieren una regulación muy precisa, por lo que pueden tratarse de esta forma materiales frágiles que no pueden procesarse con otros dispositivos convencionales.

### **Relación entre la velocidad de eliminación y la calidad de acabado.**

La velocidad de corte y la calidad del acabado de la superficie obtenido con revestimientos abrasivos, depende principalmente en el tamaño del abrasivo que se use. El tipo de abrasivo y la velocidad de corte también muestran cierta influencia. Cuando se desean acabados finos, como un pulimento metalúrgico, se usa una sucesión de abrasivos cada vez más finos y cada uno elimina las marcas de arañes del abrasivo precedente hasta que se alcanza la calidad deseada. Los abrasivos finos se usan sobre todo cuando el objetivo principal es mejorar el acabado. Cuando se usan granos gruesos, pueden eliminarse cantidades significativas de material.

## **2.3.1 MÉTODOS DE PULIDO.**

### **2.3.1.1 Pulido a Mano**

El trabajo puede aplicarse a una rueda a mano para pulir en una esmeriladora de pedestal o por medio de bandas de lija.

### **2.3.1.2 Pulido en Máquina**

Puede realizarse a más velocidad y consistencia de producción en máquinas semiautomáticas de pulido cuando hay suficiente trabajo para justificar la inversión. Las dos clases generales de dichas máquinas son:

1. Las que llevan el trabajo en línea recta, pasando por una o más ruedas.
2. Las que hacen girar las piezas al contacto con las ruedas.

El tiempo necesario por el operador para cargar una pieza debe ser apreciablemente menor que el requerido para pulir una pieza a mano para que sea económica una máquina.

### **2.3.1.3 Pulido Químico**

El tratamiento químico por medio de soluciones líquidas de ácido fosfórico o muriático, es un proceso llevado a cabo en acero suave de baja aleación, acero inoxidable, aluminio. Se usan soluciones especiales para atacar las superficies de estos metales en tal forma que los picos y esquinas se afectan preferentemente que las superficies cóncavas. El resultado es un alisado general de la superficie.

### **2.3.1.4 Pulido Electroquímico**

Es un proceso usualmente aplicado a aceros y aluminio y sus aleaciones que produce una superficie brillante con un terminado altamente reflectivo. Este método consiste en una disolución electroquímica de la superficie del metal que produce un aislamiento y pulido, se aplica por lo general a muestras pequeñas.

En el caso de metales blandos se requiere tomar ciertas precauciones para realizar el pulido debido a que se pueden formar capas amorfas. Para que ello no ocurra se utiliza el pulido electrolítico, para lo cual se coloca la probeta como ánodo en una solución adecuada de electrolito (suspendida por un hilo de platino sujeta por pinzas conectadas al polo positivo de una batería) de tal forma de aplicar una fem (fuerza electromotriz) creciente, la intensidad se va a elevar hasta alcanzar un máximo. Aunque el potencial va aumentando, cae hasta alcanzar un valor constante y luego se vuelve a elevar bruscamente. Las probetas se lavan y luego se atacan químicamente o bien se puede utilizar un ataque electrolítico que consiste en reducir la intensidad de corriente sin cambiar el electrolito inicial.

En el electropulido la pieza de trabajo es el ánodo dentro de la celda electrolítica. Cuando la corriente se aplica, el metal se remueve de la superficie del ánodo. Preferentemente se disuelven las esquinas y picos debido a la densidad de corriente

elevada que se encuentra alrededor de ellos. El resultado es una superficie de la pieza de trabajo alisada.

Los electrolitos empleados generalmente son ácido sulfúrico, ácido fosfórico o ácido crómico. Los métodos alternativos de pulido incluyen “embarrilamiento” u otras formas de pulido mecánico, y blasteo con vapor.

### **2.3.2 PULIDO CON BANDA ABRASIVA**

En diversas clases de máquinas se pueden impulsar bandas de tela continuas con abrasivo para proporcionar un movimiento cortante en línea recta para rectificado, alisado y pulido de las superficies de trabajo. Las superficies planas son las superficies más comunes que se trabajan con las bandas de tela. Para esta superficie una mesa o platina detrás de la banda proporciona el soporte para producir una superficie plana cuando se mantiene el trabajo contra la banda. Pueden trabajarse algunas superficies curvas cuando la banda pasa sobre un tambor o polea, y las aristas algunas veces se desbarban contra una banda suelta que no tiene respaldo de soporte. La mayoría del pulimento en banda abrasiva se opera manualmente, aunque se pueden acabar grandes láminas de acero, bronce, aluminio, plástico y de otros materiales en máquinas completamente automáticas.

Las bandas abrasivas son usadas para remover material, limpieza ligera sobre superficies metálicas, quitar rebabas y pulir bordes de agujeros, y para acabar pedazos de acero. Los tipos de bandas que son usadas pueden ser cubiertas con óxido de aluminio para remoción de material y acabado de aleaciones de acero, acero de alto contenido de carbono y bronce duros; y carburo de silicio para usarlo sobre metales duros, frágiles y baja resistencia a la tensión.

Existen 3 tipos de máquinas con banda abrasiva. Un tipo emplea una rueda de contacto atrás de la banda en el punto de contacto con la pieza de trabajo, y facilita un alto rango de remoción de material. Otro tipo utiliza una solera paralelamente exacta sobre la cual la banda abrasiva pasa y facilita el acabado de precisión. El tercer tipo no tiene contacto alguno, es usado para dar el acabado final de partes dando superficies o contornos

desiguales, en este tipo de máquina no existe soporte atrás de la banda en el punto de contacto con la pieza de trabajo.

Las bandas abrasivas son usadas con refrigerantes, aceites y grasas para ayudar a la acción de corte. La aplicación del refrigerante al área de contacto retarda la carga, resultando en un enfriamiento, acción libre de corte, un buen acabado y una larga vida de la banda.

### **2.3.3 PROCEDIMIENTO DE PULIDO CON BANDA ABRASIVA**

1. Ubicar el elemento en la posición adecuada.
2. Limpiar la superficie con una solución apropiada para remover el exceso de materiales extraños.
3. Seleccionar el tipo de abrasivo y la lubricación requerida o no, en función del acabado superficial deseado y de las características del material.
4. Determinar la velocidad de rotación, avance y profundidad de corte; dependiendo si la aplicación es corrección dimensional, corrección geométrica o para llegar a dar un acabado superficial.
5. Calcular el tiempo de pulido en función de la remoción y del tipo de material.
6. Pulir la superficie.
7. Verificar medidas.

### **2.3.4 PULIDO DE SUPERFICIES CILÍNDRICAS**

El proceso de pulido para obtener formas cilíndricas con dimensiones y superficies precisas, puede ser aplicado tanto a superficies cilíndricas internas con un amplio rango de diámetros tales como cilindros de motores, agujeros de cojinetes, agujeros de pasadores, etc.; y también para algunas superficies cilíndricas externas.

El proceso es usado para: 1) eliminar inexactitudes de operaciones previas generando una verdadera forma cilíndrica con respecto a la redondez y rectitud sin límites dimensionales mínimos; 2) generar dimensiones finales con altas tolerancias, como pueden ser requeridas para intercambiabilidad de partes; 3) dar una rápida y económica

remoción de material; 4) generar superficies finales con un grado específico de suavidad y con alta calidad superficial.

Las velocidades recomendadas para fundición de hierro van en el rango de 110 a 200 pies/min. de rotación y de 50 a 110 pies/min. de movimiento lineal recíprocante. Para el acero, el rango de velocidades de rotación va desde los 50 a 110 pies/min. y velocidades lineales recíprocantes de 20 a 90 pies/min. La velocidad de rotación real y recíprocantes a ser usadas dependen de la sobremedida del trabajo, de la cantidad y características del material a ser removido y de la calidad del acabado deseado. En general, a mayor dureza del material a ser pulido, la velocidad debe ser baja.

Se puede obtener rugosidades superficiales por debajo de 1  $\mu\text{in. RMS}$  con la selección adecuada del abrasivo y el tiempo de trabajo; pero es más común trabajar en el rango de 3 a 5  $\mu\text{in. RMS}$

### **Fórmulas para la Velocidad de Rotación**

Las fórmulas empíricas para determinar la velocidad de rotación para el pulido han sido desarrolladas por Micromatic Hone Corp. Estas fórmulas toman en consideración el tipo de material que va a ser pulido, su dureza y las características superficiales; el área abrasiva; y el tipo de rugosidad superficial. Debido a la amplia variación de las características de los materiales, abrasivos disponibles, y tipos de acabados especificados, estas fórmulas deben ser consideradas solo como una guía para determinar cual de las velocidades disponibles debe ser usada para una aplicación en particular.

La fórmula para determinar la velocidad de rotación,  $V_c$ , en pies/min. es:

$$V_c = \frac{K * D}{W * N}$$

Ec. 2-2

La fórmula para determinar la velocidad de rotación,  $V_c$ , en R.P.M. es:

$$R.P.M. = \frac{R}{W * N}$$

Ec. 2-3

donde:

K, R = factores que dependen de la dureza del material y su efecto sobre el abrasivo, tomados de la Tabla 2.1

D = diámetro en plg.

W = ancho del abrasivo en plg.

N = número de piedras.

Aunque la velocidad real del abrasivo es la resultante de la velocidad de rotación y su velocidad recíproca, esta última cantidad rara vez es resuelta para ser usada. La velocidad recíproca no es determinada empíricamente, y esta ajustada para proveer un acabado superficial deseado.

**Tabla 2.1 Factores para el Uso de las Fórmulas de Velocidad Rotativa**

Característica de la Superficie <sup>a</sup>	Material	Dureza Rockwell C					
		Suave (15 - 45)		Media (45 - 60)		Dura (60 - 70)	
		Factores					
		K	R	K	R	K	R
Metal Básico	Hierro Fundido	110	420	80	300	60	230
	Acero	80	300	60	230	50	190
Acabado Superficial	Hierro Fundido	150	570	110	420	80	300
	Acero	110	420	80	300	60	230
Acabado Severo	Hierro Fundido	200	760	150	570	110	420
	Acero	150	570	110	420	80	300

<sup>a</sup>La característica de la superficie está clasificada a su efecto sobre el abrasivo:

*Metal Básico* siendo un asentado que tiene poca acción sobre el material abrasivo.

*Acabado Superficial* en superficies más rugosas como superficies brochadas o escariadas.

*Acabado Severo* siendo una superficie que acaba severamente al material abrasivo.

## 2.4 Acabado Superficial en el Cigüeñal.

En los cigüeñales, fabricados mediante forja, sus muñones de bancada y codos de biela son rectificadas con un acabado superficial pulido de 25 RMS (25  $\mu$ in). Si las superficies son más rugosas que 25 RMS, no se recomienda aceptarlas. Si no se desmonta el cigüeñal, pero se necesita pulir sus cuellos, usar herramienta de lapidar.

### 2.4.1 CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL.

Los cigüeñales están forjados en aleación de acero de gran resistencia. Debido a que estos motores han sido fabricados en el extranjero no se dispone de las especificaciones del material, por lo que al remitirnos al fabricante y sin tener respuesta alguna, y luego de investigar acerca de los posibles materiales para esta aplicación asumimos que la composición química del material que más se asemeja corresponde al acero aleado en base de Cromo y Níquel SAE 4117.

#### 2.4.1.1 Características del Acero SAE 4117

Acero de alta templabilidad capaz de tomar gran dureza y apto para piezas de grandes secciones. Presenta así mismo alta ductilidad y resistencia al choque. Es un acero de temple al aire por lo cual para mecanizarlo es preciso someterlo previamente a un ciclo de recocido. Para grandes secciones se emplea templado en aceite. No presenta fragilidad de revenido.

Tabla 2.2 Composición Química Aproximada

C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Mo
0,38-0,43	0,65-0,85	0,20-0,35	0,025 máx.	0,025 máx.	0,70-0,90	1,65-2,0	0,20-0,30

**Tabla 2.3 Propiedades Físicas**

	<b>Resistencia a la Tracción</b>	<b>Dureza</b>
	<b>Kg/mm<sup>2</sup></b>	<b>Brinell</b>
Laminado en caliente	110-130	320-380
Estirado en frío	80-95	240-278
Laminado y recocido		230 máx.
Templado:		58 máx.
Templado y revenido	110-150	280-425

Fuente: <http://www.datastream.net/latinamerica/mm/tablas/aceros.asp#24#24>

## **2.4.2 IMPORTANCIA DE LA TOLERANCIA**

### **2.4.2.1 Definiciones de Tolerancia**

**Tolerancia.-** Variación máxima que puede tener la pieza.

**Tolerancias dimensionales.-** Es la anchura del intervalo de medidas permitido para una determinada dimensión. Es la diferencia algebraica entre la desviación superior y la desviación inferior.

**Tolerancias geométricas.-** Controlan la forma, posición u orientación de los elementos a los que se aplican, pero no sus dimensiones.

### **2.4.2.1 Tolerancia en el Cigüeñal**

Durante el proceso de combustión de los motores, se impregnan diferentes tipos de impurezas y residuos sobre los muñones del cigüeñal, y debido al trabajo de precisión que realiza es necesario devolverle el acabado superficial para garantizar el funcionamiento adecuado.

Es importante mantenerse dentro de los límites dimensionales para verificar el desgaste, ovalado, y excentricidad de los cigüeñales. En caso de sobrepasar los límites, el cigüeñal ha de ser rechazado y reemplazado.

Se debe tener en cuenta que las superficies rectificadas de cuellos y muñones no tengan rebabas o una superficie rugosa con un acabado pulido de 25 RMS (25  $\mu\text{in}$ ).

Con la limpieza de los cigüeñales por medio de la máquina pulidora con una banda abrasiva no se busca tener control dimensional en la remoción del material; sino devolver a las superficies su acabado superficial requerido. El mantenimiento de las tolerancias en el cigüeñal queda a responsabilidad del método de pulido, más no en la máquina pulidora.

# CAPÍTULO 3

## DISEÑO DEL EQUIPO

### 3.1 CONSIDERACIONES ESPECÍFICAS DEL DISEÑO

#### 3.1.1 CONDICIONES DE TRABAJO

**Pulido Uniforme.-** Es importante mantener la uniformidad completa en la superficie al momento de pulir a los cigüeñales para de esta manera evitar la ovalidad en los muñones principales y codos de biela, para lo que se requiere ejercer una presión que se distribuya uniformemente sobre toda la superficie a pulirse.

**Banda Abrasiva.-** Para llegar a la superficie deseada a través de la limpieza de cigüeñales mediante el proceso de pulido debe utilizarse una lija muy fina, como la que se ha venido utilizando para este procedimiento, la lija con tamaño de grano No. 400.

**Fluido de Corte.-** Se requiere lubricación constante para: eliminar las limallas desprendidas durante el pulido, facilitar el deslizamiento de la lija sobre la superficie, mitigar la generación de calor y no alterar el estado superficial, evitar la corrosión, mitigar la fricción y abrasión, mejorar el acabado superficial.

Para este proceso se ha venido utilizando como lubricante una base formada por una mezcla de diesel y gasolina.

**Movimiento de Corte.-** El movimiento debe ser en sentido perpendicular a la rayadura existente. El pulido, continúa hasta que la superficie quede limpia, y todas las ralladuras debidas al proceso de combustión no sean visibles, emulando la superficie a un espejo.

El movimiento de corte representa uno de los pasos de mayor cuidado al momento del pulido, ya que en muchas ocasiones en la superficie del metal se han formado dobles caras o planos, por lo que se debe dar un movimiento transversal y otro continuo de rotación a través de toda la superficie; evitando seguir una sola dirección y acentuar más las rayaduras.

### 3.1.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL MATERIAL DEL CIGÜEÑAL

**Tabla 3.1 Características del Material**

DENOMINACIÓN	CLASE	TRATAMIENTOS TERMICOS	DUREZA BRINELL
SAE 4117	Acero Bonificado para Maquinaria	Templado y Revenido	485

### 3.1.3 DIMENSIONES

**Tabla 3.2 Dimensiones de los Cigüeñales**

<b>Motor de 18 Cilindros</b>			
DESCRIPCIÓN	No.	Largo [mm.]	Diámetros [mm.]
Muñones	10	147.60	215.90
Codos de biela	9	179.50	152.40
Brazos de bancada	18	76.20	
Extremo libre	1	199.50	
Extremo del generador	1	287.63	
		<b>Largo total [mm.]</b>	<b>4802.63</b>

<b>Motor de 16 Cilindros</b>			
DESCRIPCIÓN	No.	Largo [mm.]	Diámetros [mm.]
Muñones	9	147.60	215.90
Codos de biela	8	179.50	152.40
Brazos de bancada	4	76.20	
Brazos de bancada	12	66.80	
Extremo libre	1	199.50	
Extremo del generador	1	269.37	
		<b>Largo total [mm.]</b>	<b>4192.07</b>

**Tabla 3.2 Dimensiones de los Cigüeñales (Continuación)**

<b>Motor de 12 Cilindros</b>			
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>No.</b>	<b>Largo [mm.]</b>	<b>Diámetros [mm.]</b>
Muñones	7	147.60	215.90
Codos de biela	6	179.50	152.40
Brazos de bancada	4	76.20	
Brazos de bancada	8	66.80	
Extremo libre	1	199.50	
Extremo del generador	1	269.37	
	<b>Largo total [mm.]</b>	<b>3270.67</b>	

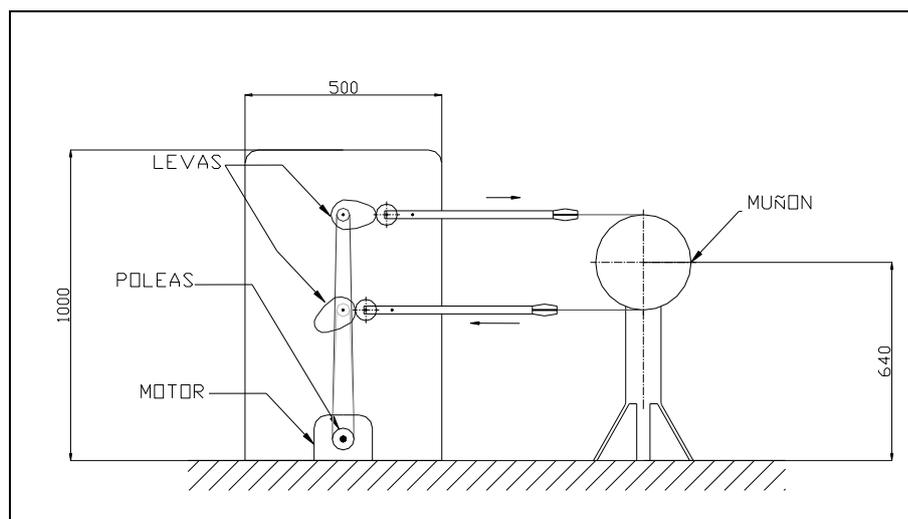
Fuente: Curso Teórico Práctico sobre Reparación y Mantenimiento de Motores "ALCO"

## 3.2 POSIBILIDADES TECNOLÓGICAS Y ALTERNATIVAS

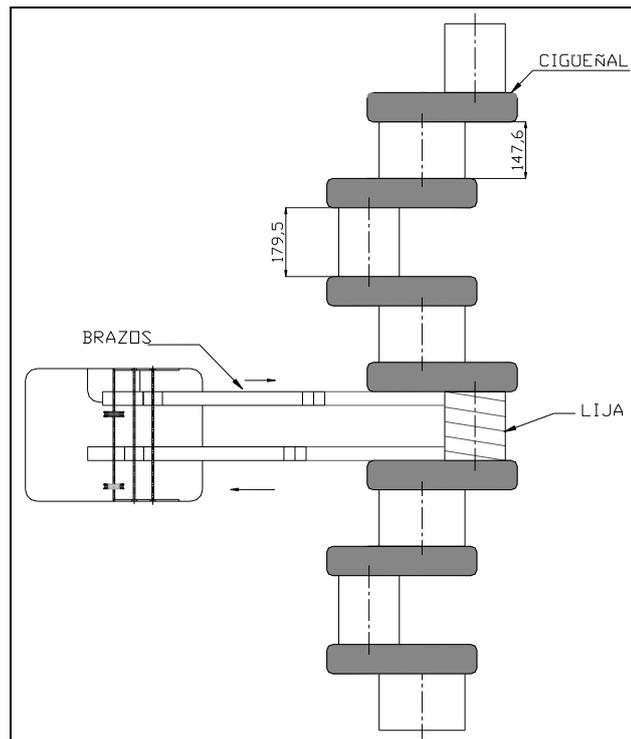
### 3.2.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Para mejorar el proceso del pulido de cigüeñales se presentó las siguientes alternativas a las autoridades del SOTE.

#### 3.2.1.1 Movimiento de Brazos



**Figura 3.1 Esquema de alternativa 1**



**Figura 3.1 Esquema de Alternativa 1**

Con esta máquina se pretende conseguir una simulación de los brazos de los técnicos al momento del pulido a través de un movimiento de vaivén; para lo cual, se obtendrá el movimiento de un motor y a través de un mecanismo de reducción, y por medio del uso de levas se transforma en movimiento lineal.

Con esta máquina se pulirá uno por uno a todo el muñón del cigüeñal. En este caso el cigüeñal permanecerá estático.

### **Ventajas**

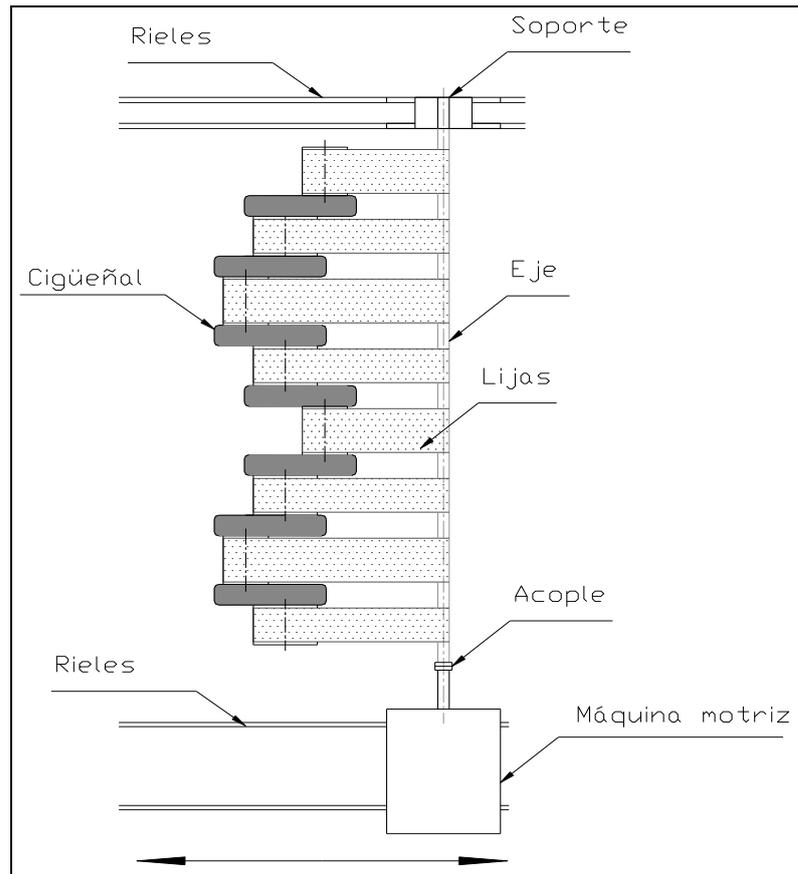
- Máquina pequeña y ocupa poco espacio.
- Móvil, fácil transportación.
- La lija envuelve y pule a todo al muñón a la vez.
- Costo menor a \$3000.
- Facilidad de operación y mantenimiento.

### **Desventajas**

- El pulido no llega a las esquinas del muñón.
- Difícil envolvimiento del muñón.

- Tiempo de pulido alto.
- El pulido no es uniforme, la fuerza tensora se concentra solo en una parte del muñón.
- Mecanismo complejo cuya construcción es complicada.

### 3.2.1.2 Lijado Múltiple a través de un Eje



**Figura 3.2 Esquema de Alternativa 2**

Esta máquina realizará el pulido a lo largo de todo el cigüeñal; puliendo al mismo tiempo todos los muñones y cuellos.

Un motor y una reducción se acoplarán a un eje, el cuál estará apoyado en su otro extremo por un soporte; a lo largo del eje se tendrán las superficies sobre las cuales se asentarán las lijas que también irán sujetas en los muñones. El giro del eje hará que se pule la mitad del cigüeñal; para pulir la otra mitad se desplazará la máquina y sus implementos hacia el otro extremo a través de rieles.

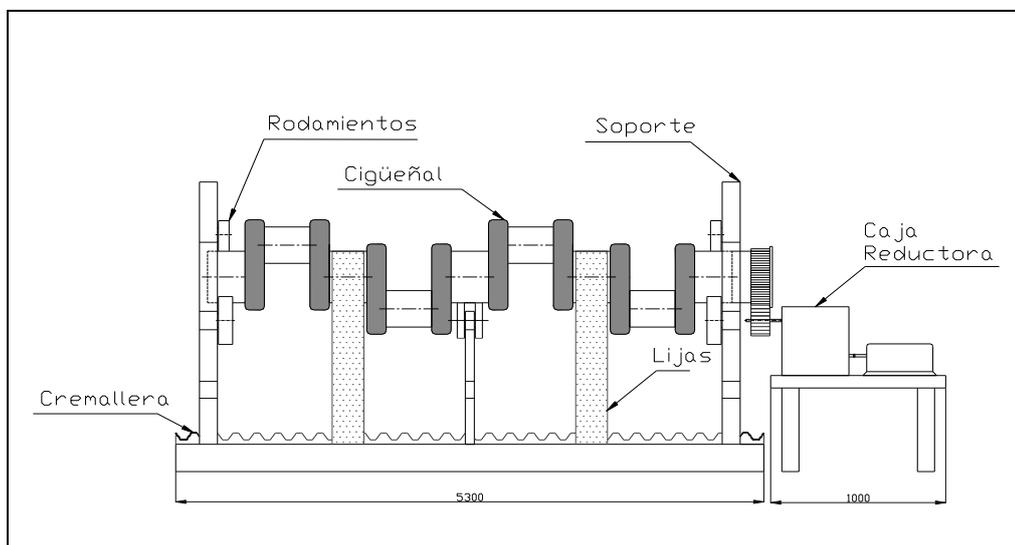
## Ventajas

- Ahorro de tiempo en el pulido.
- Facilidad de ubicación de las lijas.
- Mejor disposición de la lija sobre los muñones.
- Costo menor a \$3000.
- Facilidad de operación y mantenimiento.
- Facilidad de construcción.

## Desventajas

- Máquina grande y ocupa un mayor espacio.
- El pulido no es uniforme, se pule los muñones en dos etapas, la fuerza tensora se concentra solo en una parte del muñón.
- Requerimiento mayor de lijas.
- Elaboración de las lijas.

### 3.2.1.3 Cigüeñal Girando



**Figura 3.3 Esquema de Alternativa 3**

Esta máquina hará que el cigüeñal gire respecto a sus muñones centrales mientras estos se están puliendo con unas bandas de lijas fijas a la máquina. Simultáneamente los codos de biela tienen un giro excéntrico con relación al eje central, por lo que se lijaran

utilizando un mecanismo seguidor que mantenga la distancia y tensión de la lija constante durante toda la trayectoria.

Los soportes laterales y central se desplazan sobre una cremallera que permita variar la distancia entre soportes y acoplarse a los tres tamaños de cigüeñales. La rotación del cigüeñal se hará sobre rodamientos y se aprovecharía el engrane partido para transmitir el movimiento desde un conjunto moto-reductor.

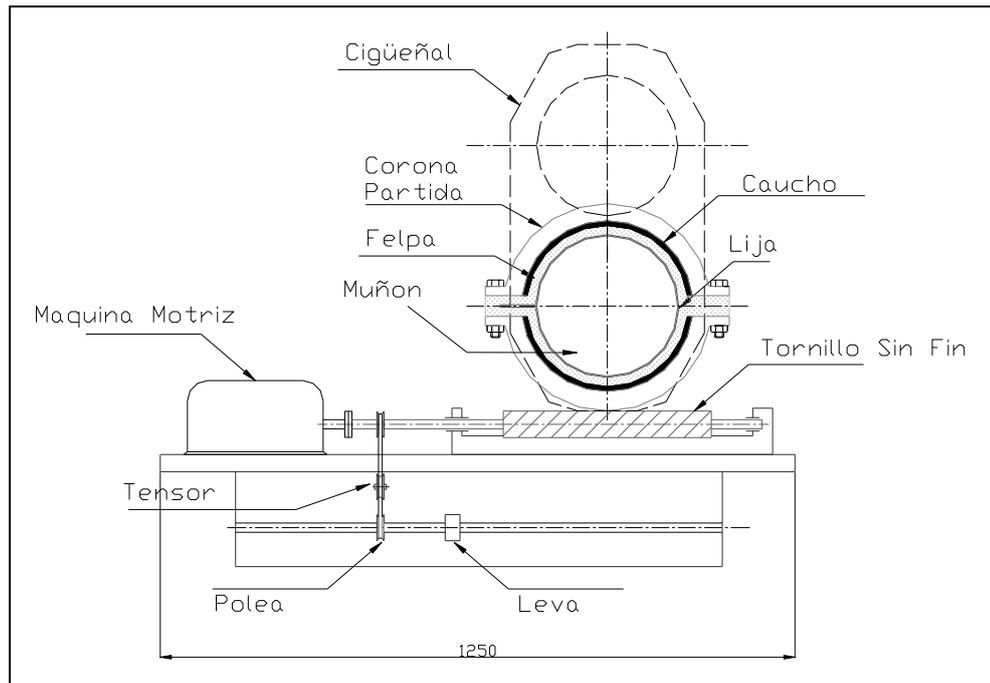
### **Ventajas**

- El cigüeñal se mueve y el pulido es uniforme.
- Ahorro de tiempo en el pulido.
- Facilidad de ubicación de las lijas.
- Mejor disposición de la lija sobre los muñones.
- Facilidad de mantenimiento.

### **Desventajas**

- Máquina grande y fija.
- Costo mayor a \$3000.
- El cigüeñal está sometido a mayores riesgos como rayaduras sobre los rodamientos, impacto.
- Construcción complicada.
- El cigüeñal gira por lo que la operación es más complicada.

#### **3.2.1.4 Envoltura Partida con Movimiento combinado**



**Figura 3.4 Esquema de Alternativa 4**

Esta máquina envuelve a los muñones centrales y a los codos de biela, y esta constituida por una corona partida que recibe el movimiento de un tornillo sin fin. Para evitar el pulido en una sola dirección se complementa el movimiento de rotación con un movimiento transversal a lo largo de todo el muñón.

Para precautelar cualquier clase de riesgos que afecten la superficie de los muñones del cigüeñal durante el pulido, la envoltura partida estará construida por materiales suaves tales como: duralón, e internamente la lija estará apoyada en otros materiales como caucho y felpa.

### **Ventajas**

- El pulido es uniforme.
- Máquina pequeña y transportable.
- Costo menor a \$3000.
- Facilidad en la ubicación de las lijas.
- Mejor disposición y desplazamiento de la lija sobre los muñones.
- Fácil operación y mantenimiento.

### **Desventajas**

- Los muñones se pulen de uno en uno y el tiempo de pulido es mayor.
- Construcción ligeramente complicada.

### 3.2.2 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Para seleccionar la mejor de las cuatro alternativas planteadas se realiza una matriz de decisión atendiendo a los diferentes atributos de diseño con los cuales se debe cumplir. A estas consideraciones se les ha asignado un factor de ponderación en función de aquellas que tienen mayor prioridad.

**Tabla 3.3 Matriz de Decisión**

Consideraciones de Diseño	FP	ALTERNATIVAS			
		1	2	3	4
Uniformidad del Pulido	0,20			X	X
Tiempo de Pulido	0,20		X	X	
Riesgo del Cigüeñal	0,15	X	X		X
Disponibilidad de Espacio	0,15	X			X
Facilidad de Construcción	0,10		X		
Mantenimiento	0,10	X	X	X	X
Operación	0,05	X			X
Costo	0,05	X	X		X
$\Sigma=$	1,00	0,5	0,6	0,5	0,7

FP: Factor de Ponderación

En base a la matriz de decisión, la alternativa que cumple con la mayoría de los atributos es la número 4: Envoltura partida con movimiento combinado.

## 3.3 DISEÑO DE ELEMENTOS DEL EQUIPO

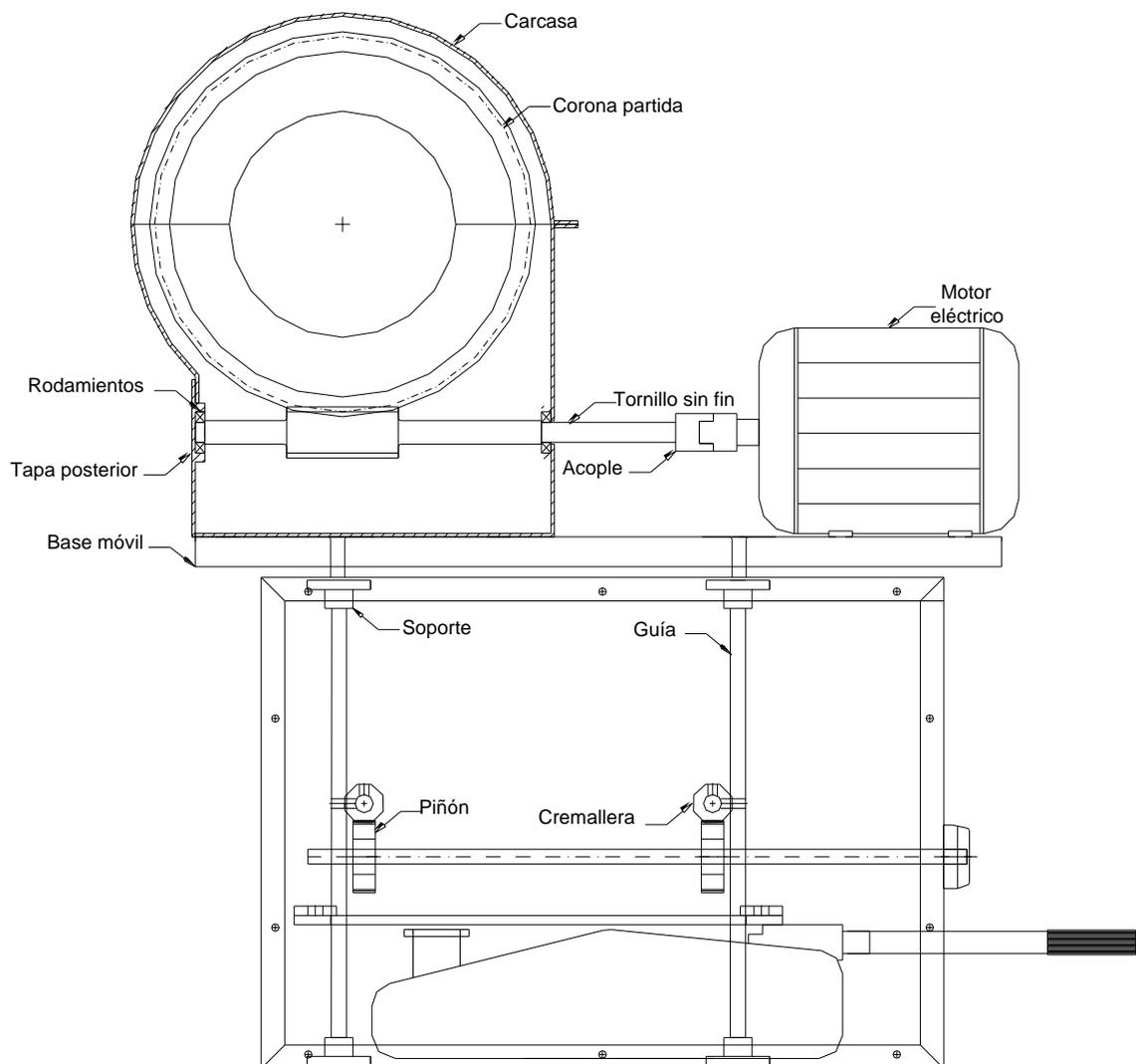


Figura 3.5 Esquema de la máquina pulidora

### 3.3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

#### 3.3.1.1 Desplazamiento Longitudinal

En función del largo de los muñones de bancada y de biela se ha asumido un desplazamiento longitudinal de 70 mm. Con esto los anchos de la envoltura y del abrasivo son los siguientes:

$d := 70$  [mm]

Desplazamiento Longitudinal

$$W_m := 147.6 - d - (3 \cdot 2)$$

Ec. 3-1

$$W_m = 71.6$$
 [mm]

Ancho del abrasivo para el Muñón de Bancada

$$W_c := 179.5 - d - (3 \cdot 2)$$

$$W_c = 103.5$$
 [mm]

Ancho del abrasivo para el Codo de Biela

La dimensión de 3 mm. que se resta corresponde al chaflán que existe en cada extremo de los muñones.

### 3.3.1.2 Determinación de la Velocidad de Corte y Revoluciones por Minuto

Utilizando las ecuaciones 2.2 y 2.3 se calculan las velocidades de corte y R.P.M. para los diámetros y el material especificados.

$$D_m := 8.5$$
 [plg]

Diámetro de Muñones

$$D_{cb} := 6$$
 [plg]

Diámetro de Codos de Biela

$$N := 1$$

Número de Piedras

De la Tabla 2.1 se obtienen los Factores K, R para el acero SAE 4117 en función de la dureza del material y su efecto sobre el abrasivo:

Dureza del Material:

Dureza media (45-60) Rc

Característica de la Superficie:

Acabado Superficial

$$K := 80$$

$$R := 300$$

#### - Cálculo de la Velocidad de Corte

$$V_{cm} := \frac{K \cdot D_m}{\frac{W_m}{25.4} \cdot N \cdot 3.28}$$

Velocidad de Corte para el Muñón

$$V_{cm} = 73.545 \quad [\text{m/min}]$$

$$V_{cc} := \frac{K \cdot D_{cb}}{\frac{W_c}{25.4} \cdot N \cdot 3.28} \quad \text{Velocidad de Corte para el Codo de Biela}$$

$$V_{cc} = 35.914 \quad [\text{m/min}]$$

**- Cálculo de las Revoluciones por Minuto:**

$$N_m := \frac{R}{\frac{W_m}{25.4} \cdot N} \quad \text{RPM para el Muñón}$$

$$N_m = 106.425 \quad [\text{R.P.M.}]$$

$$N_c := \frac{R}{\frac{W_c}{25.4} \cdot N} \quad \text{RPM para el Codo de Biela}$$

$$N_c = 73.623 \quad [\text{R.P.M.}]$$

Estas fórmulas son consideradas solo como una guía en la determinación de la velocidad que debe ser usada, debido al amplio intervalo de sus variables, para una aplicación en particular.

Por lo tanto:

$$N := 110 \quad [\text{R.P.M.}]$$

$$V_c := \frac{\pi \cdot D_m \cdot 25.4 \cdot N}{1000} \quad \text{Ec. 3-}$$

2

$$V_c = 74.61 \quad [\text{m/min}]$$

### 3.3.1.3 Fuerza de Corte

El material ofrece una fuerza resistente F en función de la sección del material arrancado que estará dado por el avance a de la muela, del espesor o profundidad de

corte  $p$  y de la presión específica de corte  $K_s$  que depende de la clase de material a trabajar y de la sección de la viruta.

El valor de la fuerza principal de corte es:

$$F_c = K_s * S = [\text{Kgf}]$$

Ec. 3-3

Donde:

$S$  = Sección de la viruta [ $\text{mm}^2$ ]

$K_s$  = Coeficiente denominado fuerza específica de corte [ $\text{Kgf}/\text{mm}^2$ ].

$a$  = Avance de la muela [ $\text{mm}/\text{rev}$ ].

$p$  = Profundidad de corte [ $\text{mm}$ ].

Para el espesor o profundidad, según el tipo de material que se trabajará, se toman valores radiales, que también se encuentran tabulados, en tablas como la siguiente:

**Tabla 3.4 Profundidades de corte para diferentes materiales**

MATERIAL	DESGROSADO (mm)	ACABADO (mm)
<b>Acero templado</b>	<b>0,02 a 0,03</b>	<b>0,005 a 0,01</b>
<b>Acero normalizado</b>	<b>0,03 a 0,06</b>	<b>0,005 a 0,02</b>
<b>Fundición</b>	<b>0,08 a 0,16</b>	<b>0,02 a 0,05</b>
<b>Latón y Aluminio</b>	<b>0,125 a 0,25</b>	<b>0,02 a 0,1</b>

Fuente: Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros, LAWRENCE E. DOYLE

$p := 0.005$  [mm]

Profundidad máxima de corte para acabado pulido

$a := 2$  [mm/rev]

Avance máximo

$K_s := 2500$  [ $\text{Kgf}/\text{mm}^2$ ]

Fuerza específica de corte para el rectificado de acero aleado

$$S := a \cdot p \quad \text{Ec. 3-}$$

4

$$S = 0.01 \quad [\text{mm}^2]$$

$$F_c := K_s \cdot S$$

$$F_c = 25 \quad [\text{Kgf}]$$

#### 3.3.1.4 Potencia del Motor

La potencia IP necesaria para el corte está en función de la fuerza tangencial o de corte Fc que realiza la muela y de su velocidad periférica de corte Vc.

$$IP := \frac{F_c \cdot V_c}{60 \cdot 75} \quad \text{Ec. 3-}$$

5

$$IP = 0.414 \quad [\text{HP}]$$

Considerando la eficiencia del motor eléctrico se calcula la potencia real del motor:

$$\eta_{\text{motor}} := 0.70$$

$$IP := \frac{IP}{\eta_{\text{motor}}} \quad \text{Ec.}$$

3-6

$$IP = 0.592 \quad [\text{HP}]$$

#### 3.3.2 DISEÑO DEL ENGRANE PARA EL PULIDO

Un engrane partido será el que proporcione el movimiento de rotación para el pulido, el mismo que será impulsado por un tornillo sin fin. Este engrane abrasará a los muñones del cigüeñal para realizar el pulido; para esto sobre su superficie cilíndrica interna se apoyará la banda abrasiva.

- **Diámetro interior mínimo del engrane partido:**

Debido a la importancia funcional del cigüeñal, a sus características geométricas - rugosidad - y su alto costo; es necesario proteger su superficie al momento de realizar esta operación; por esta razón la lija estará apoyada sobre una base de materiales blandos como el caucho y felpa, con las siguientes dimensiones:

$ef := 10$ [mm]	Espesor de la felpa
$ec := 2$ [mm]	Espesor del caucho
$material\_base := 25$ [mm]	Material del engrane

Para calcular el diámetro interior mínimo de la corona, se debe considerar el espesor de la felpa, caucho y del material del cual esta hecho el engrane, considerando además que el engrane debe alojar el diámetro de los muñones del cigüeñal.

Diámetro mínimo muñones de bancada

$$Di\_min := (Dm \cdot 25.4) + (ef + ec + material\_base) \cdot 2 \quad \text{Ec. 3-7}$$

$$Di\_min = 289.9 \text{ [mm]}$$

Diámetro mínimo codos de biela

$$Di\_mincb := (Dcb \cdot 25.4) + (ef + ec + material\_base) \cdot 2$$

$$Di\_mincb = 226.4 \text{ [mm]}$$

Como datos de inicio se dispone de las revoluciones del eje motriz, RPM a las que se debe realizar el pulido y el diámetro mínimo del engrane partido.

### **Relación de transmisión:**

$Nt := 2750$ [RPM]	Revoluciones en el eje del tornillo sin fin
$Nc := N$	
$Nc = 110$ [RPM]	Revoluciones en la corona

Con las revoluciones disponibles en el eje de entrada y la velocidad de rotación a la que debe girar el engrane partido se calcula la relación de transmisión requerida.

$$i := \frac{N_t}{N_c} \quad \text{Ec. 3-}$$

8

$$i = 25$$

Para tener una rueda con el diámetro interno mínimo calculado, es necesario tener el número de dientes y módulo altos para generar una rueda de tales dimensiones. Así, con la relación de transmisión de 25 se ha escogido 4 entradas del tornillo sin fin para calcular el número de dientes de la corona.

$$Z_t := 4 \quad \text{Número de entradas}$$

$$Z_c := i \cdot Z_t \quad \text{Número de dientes de la corona.} \quad \text{Ec. 3-9}$$

$$Z_c := 100 \text{ dientes}$$

### 3.3.2.1 Aproximación para el Cálculo del Módulo de la Corona

Como primera aproximación utilizaremos la ecuación simplificada de LEWIS a la corona, y de esta ecuación despejaremos el paso diametral:

$$P_n := \frac{s \cdot Y \cdot B}{F_c} \quad \text{Ec. 3-10}$$

En donde  $P_n$  es el paso diametral normal y cuyo valor es:

$$P_n := \frac{P}{\cos \psi} \quad \text{Ec. 3-11}$$

Para la corona se utilizará un material termoplástico, de tal manera que en caso de que falle este mecanismo la superficie de los muñones no se vea afectada; además se aprovechan los beneficios como el peso ligero, lubricación interna, operación sin ruido y economía en su fabricación, gracias a la baja carga que se debe transmitir.

$$s := 0.420 \quad [\text{Kgf/mm}^2] \quad \text{Esfuerzo admisible para dientes de duralón}$$

$$Y := 0.392 \quad \text{Factor geométrico para la ecuación de Lewis}$$

$$B := 25 \text{ [mm]}$$

Ancho de la corona

El ángulo  $\Psi$  es el ángulo de la hélice de la corona igual a  $20^\circ$  y despejando P se tiene lo siguiente:

$$P := \frac{s \cdot Y \cdot B \cdot \cos\left(\frac{20 \cdot \pi}{180}\right)}{F_c} \quad \text{Ec. 3-}$$

12

$$P = 1.547$$

$$m := \frac{1}{P} \quad \text{Ec. 3-}$$

13

$$m = 0.646 \text{ [mm]}$$

Calculando el diámetro de paso de la corona se obtiene el valor:

$$dp := \frac{Z_c \cdot m}{\cos \psi_c} \quad \text{Ec. 3-}$$

14

$$\frac{m \cdot Z_c}{\cos\left(\frac{20 \cdot \pi}{180}\right)} = 68.785$$

El valor calculado es muy inferior del requerido, entonces, despejando de la ecuación anterior el módulo para un diámetro de paso aproximado al diámetro interno se tiene:

$$m := \frac{D_{i\_min} \cdot \cos\left(\frac{20 \cdot \pi}{180}\right)}{Z_c}$$

$$m = 2.724$$

Por lo tanto se escoge como módulo:

$$m := 3$$

### 3.3.2.2 Cálculo de la Geometría de la Corona

$$\psi_c := 19.5 \cdot \frac{\pi}{180}$$

Ángulo de hélice de la corona

$$\psi_c = 0.34 \text{ [rad]}$$

$$\phi_n := 20 \cdot \frac{\pi}{180}$$

Ángulo de presión

- Diámetro de paso de la corona.

$$d_p := \frac{Z_c \cdot m}{\cos \psi_c}$$

$$d_p = 318.255 \text{ [mm]}$$

- Paso circular de la corona

$$p_{cc} := \frac{\pi \cdot m}{\cos \psi_c}$$

Ec. 3-

15

$$p_{cc} = 9.998 \text{ [mm]}$$

- Adendum de la corona

$$a_{dc} := 0.3183 \cdot \pi \cdot m$$

Ec. 3-

16

$$a_{dc} = 3 \text{ [mm]}$$

- Dedendum de la corona

$$d_{dc} := 0.3683 \cdot \pi \cdot m$$

Ec. 3-

17

$$d_{dc} = 3.471 \text{ [mm]}$$

- Diámetro externo de la corona

$$d_{ec} := d_p + 2 \cdot a_{dc}$$

Ec. 3-18

$$d_{ec} = 324.254 \text{ [mm]}$$

- Diámetro interno de la corona

$$dic := dp - 2 \cdot ddc$$

Ec. 3-

19

$$dic = 311.312 \text{ [mm]}$$

### 3.3.2.3 Cálculo de la Geometría del Tornillo Sin Fin

- Paso axial del tornillo

Para flechas perpendiculares el paso circular de la corona debe ser igual al paso axial del sin fin.

$$pat := pcc$$

$$pat = 9.998 \text{ [mm]}$$

$$\lambda t := \psi c$$

Ángulo de avance del tornillo sin fin

- Avance del tornillo sin fin

$$l := Zt \cdot pat$$

Ec. 3-

20

$$l = 39.993 \text{ [mm]}$$

- Diámetro de paso del tornillo sin fin

$$dt := \frac{l}{\pi \cdot \tan \lambda t}$$

Ec. 3-

21

$$dt = 35.949 \text{ [mm]}$$

- Adendum del tornillo

$$adt := 0.3183 \cdot \pi \cdot m$$

$$adt = 3 \text{ [mm]}$$

- Diámetro externo del tornillo sin fin

$$det := dt + 2 \cdot adt$$

$$det = 41.949 \text{ [mm]}$$

- Dedendum del tornillo

$$ddt := 0.3683 \cdot \pi \cdot m$$

$$ddt = 3.471 \text{ [mm]}$$

- Diámetro interno del tornillo sin fin

$$dit := dt - 2 \cdot ddt$$

$$dit = 29.007 \text{ [mm]}$$

- Longitud axial del tornillo sin fin

$$L_{max} := 2 \sqrt{\left(\frac{dec}{2}\right)^2 - \left(\frac{dp}{2} - act\right)^2} \quad \text{Longitud axial máxima}^1 \quad \text{Ec. 3-}$$

22

$$L_{max} = 87.395 \text{ [mm]}$$

$$L := \frac{pcc}{\cos \psi_c} \cdot \left(4.5 + \frac{Z_c}{50}\right) \quad \text{Longitud axial recomendada}^2 \quad \text{Ec. 3-23}$$

$$L = 68.943 \text{ [mm]}$$

$$L := \frac{L + L_{max}}{2} \quad \text{Valor promedio} \quad \text{Ec. 3-}$$

24

$$L = 78.169 \text{ [mm]}$$

$$L := 80 \text{ [mm]}$$

- Ancho de la cara de la corona

---

<sup>1</sup> Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph E. Shigley.

<sup>2</sup> Diseño de Máquinas; Deutschman Aaron

$$B := \frac{2}{3} \cdot dt \quad \text{Ec. 3-}$$

25

$$B = 23.966 \text{ [mm]}$$

$$B := 24 \text{ [mm]}$$

- Coeficiente de fricción f

$$V_s := \frac{\pi \cdot N_t \cdot dt}{1000 \cdot \cos \lambda_t} \quad \text{Velocidad de desplazamiento} \quad \text{Ec. 3-}$$

26

$$V_s = 329.475 \text{ [m/min]}$$

Dado que la velocidad de desplazamiento es mayor a 3 (m/min), se utiliza la siguiente fórmula proporcionada por la AGMA para el coeficiente de fricción:

$$f := 0.103 \cdot e^{\left[-0.110(V_s \cdot 3.28)^{0.450}\right]} + 0.012 \quad \text{Ec. 3-}$$

27

$$f = 0.02$$

- Cálculo de la distancia entre centros

$$C := \frac{dp + dt}{2} \quad \text{Ec. 3-28}$$

$$C = 177.102 \text{ [mm]}$$

- Cálculo de la eficiencia

$$ef := \frac{\cos \phi_n - f \cdot \tan \lambda_t}{\cos \phi_n + f \cdot \tan \lambda_t}^{-1} \quad \text{Ec. 3-}$$

29

$$ef = 0.936$$

$$IPe := \frac{IP}{ef} \quad \text{Ec. 3-}$$

30

$$I_{Pe} = 0.633 \text{ [HP]}$$

Potencia a la entrada (entregada por el motor)

### 3.3.2.4 Cálculo de Cargas en la Corona

Para calcular la carga dinámica, se debe obtener las velocidades de paso tanto de la corona como del sin fin.

- Velocidad del engrane en el diámetro de paso

$$V_{pc} := \pi \cdot \frac{d_p}{1000} \cdot N_c \quad \text{Ec. 3-}$$

31

$$V_{pc} = 109.981 \text{ [m/min]}$$

- Velocidad del sin fin en el diámetro de paso

$$V_{pt} := \pi \cdot \frac{d_t}{1000} \cdot N_t$$

$$V_{pt} = 310.576 \text{ [m/min]}$$

- Torque transmitido

$$T := \frac{I_{Pe} \cdot 63000 \cdot 11.5212}{N_c} \quad \text{Ec. 3-}$$

32

$$T = 4.174 \times 10^3 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Fuerza Tangencial transmitida a la corona

$$F_t := \frac{2 \cdot T}{d_p} \quad \text{Ec. 3-}$$

33

$$F_t = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza dinámica

$$F_d := \left( \frac{200 + 3.28 \cdot V_{pc}}{200 + 0.82 \cdot V_{pc}} \right) \cdot F_t \quad \text{Ec. 3-}$$

34

$$F_d = 50.688 \text{ [Kgf]}$$

### 3.3.2.5 Verificación de la Resistencia

$$F_b := \frac{s \cdot B \cdot Y \cdot m}{100 \cdot K_f} \quad \text{Ec. 3-}$$

35

Donde:

s = Esfuerzo admisible de cálculo [Kgf/cm<sup>2</sup>]

B = Ancho del diente [mm]

Y = Factor geométrico de Lewis

m = Módulo métrico

Kf = Factor de concentración de esfuerzos

s := 420[Kgf/cm<sup>2</sup>]                      Esfuerzo admisible para dientes de duralón

Y := 0.392                              Ángulo de presión 20°

Kf := 1

$$F_b := \frac{s \cdot B \cdot Y \cdot m}{100 \cdot K_f}$$

$$F_b = 118.541 \text{ [Kgf]}$$

FS :=  $\frac{F_b}{F_d}$                               Factor de seguridad                      Ec. 3-36

$$FS = 2.339$$

$$118.541 > 50.688$$

Fb > Fd por lo tanto el cálculo es adecuado por resistencia.

### 3.3.2.6 Verificación del Desgaste

Para calcular la carga admisible al desgaste se utiliza la ecuación aproximada por Buckingham, el material del tornillo sin fin es bronce al aluminio.

$K_g$  es el coeficiente de desgaste del material, es un factor que depende del material, del ángulo de presión y la geometría del engrane. Al no disponer de valores típicos de  $K_g$  para combinación de diferentes materiales, el cálculo aproximado es el siguiente:

$$\mu_c := 0.4$$

$$\mu_t := 0.33$$

$$E_c := 3570 \text{ [Kgf/cm}^2\text{]}$$

$$E_t := 1070702 \text{ [Kgf/cm}^2\text{]}$$

$$K_g := \frac{s^2 \cdot \sin|\phi_n|}{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{\left( \frac{1 - \mu_t^2}{E_t} + \frac{1 - \mu_c^2}{E_c} \right)}{\left( \frac{N_t + N_c}{N_t} \right)} \quad \text{Ec. 3-}$$

37

$$K_g = 21.517 \text{ [Kgf/cm}^2\text{]}$$

$$d_p = 318.255 \text{ [mm]}$$

$$B = 24 \text{ [mm]}$$

$$F_w := \frac{d_p \cdot B}{100} \cdot K_g \quad \text{Ec. 3-}$$

38

$$F_w = 1.643 \times 10^3 \text{ [Kgf]}$$

$$\boxed{1643 > 50.688}$$

$F_w > F_d$  por tanto el cálculo es adecuado por desgaste.

### 3.3.2.7 Cálculo de fuerzas en el mecanismo sin fin-corona

$$\phi := \text{atan} \left( \frac{\tan|\phi_n|}{\cos|\psi_c|} \right) \quad \text{Ec. 3-}$$

39

$$\phi = 0.368 \text{ (rad)}$$

- Fuerza tangencial a la corona y axial al tornillo

$$F_t = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza normal (resultante) aplicada al engrane

$$F_n := \frac{F_t}{\cos \phi_n \cdot \cos \lambda_t} \quad \text{Ec. 3-}$$

40

$$F_n = 29.613 \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza axial a la corona y tangencial al tornillo.

$$F_a := F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \sin \lambda_t \quad \text{Ec. 3-}$$

41

$$F_a = 9.289 \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza radial o separadora

$$F_r := F_n \cdot \sin \phi_n \quad \text{Ec. 3-}$$

42

$$F_r = 10.128 \text{ [Kgf]}$$

### 3.3.2.8 Capacidad térmica del conjunto

- Energía disipada a través de la cubierta

$$H := C_{cr} \cdot A_c \cdot \Delta t \quad \text{Ec. 3-}$$

43

Donde:

$H$  = Energía disipada a través de la cubierta [HP].

$C_{cr}$  = Coeficiente combinado de transferencia de calor [Hp/[mm<sup>2</sup>C]].

$A_c$  = Área de la cubierta expuesta al aire ambiente [mm<sup>2</sup>].

$\Delta t$  = Diferencia de temperatura entre el aceite y el aire ambiente [C].

$$A_c := 114.0076 \cdot C^{1.7} \quad \text{Ec. 3-}$$

44

$$Ac = 7.567 \times 10^5 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$Ccr := 0.44 \cdot 8.4545 \cdot 10^{-8}$$

Ec. 3-45

$$Ccr = 3.72 \times 10^{-8} \text{ [HP/mm}^2\text{C]}$$

$$\Delta t := 40 \text{ [C]}$$

$$H := Ccr \cdot Ac \cdot \Delta t$$

$$H = 1.126 \text{ [HP]}$$

- Energía que debe ser disipada

$$Hd := hpe \cdot (1 - ef)$$

Ec. 3-

46

Donde:

Hd = Energía desarrollada [HP].

hpe = Potencia de entrada [HP].

$$hpe := \frac{F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \sin \lambda_t + f \cdot F_n \cdot \cos \lambda_t}{4570.552} \cdot V_{pt}$$

Ec. 3-

47

$$hpe = 0.669 \text{ [HP]}$$

$$Hd := hpe \cdot (1 - ef)$$

Ec. 3-

48

$$Hd = 0.043 \text{ [HP]}$$

$$\boxed{1.126 > 0.043}$$

H > Hd por lo que el sobrecalentamiento no constituye un problema. Además el material de la corona tiene la propiedad de ser autolubricante.

### 3.3.3 DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SIN FIN

Este eje esta acoplado al motor en su extremo C, y es el encargado de transmitir el movimiento de rotación a la corona para realizar el pulido. En los puntos A y B se encuentra soportado sobre los rodamientos de la estructura.

#### 3.3.3.1 Cálculo de fuerzas y reacciones

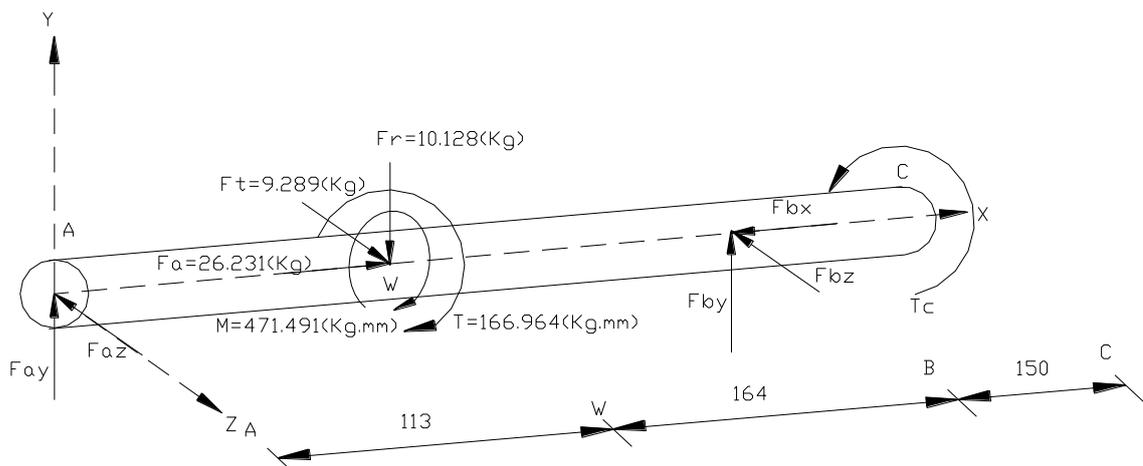


Figura 3.6 DCL del eje del tornillo sin fin

$F_{aw} := F_t$  Fuerza axial en el tornillo

$$F_{aw} = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

$F_{tw} := F_a$  Fuerza tangencial en el tornillo

$$F_{tw} = 9.289 \text{ [Kgf]}$$

$F_r = 10.128 \text{ [Kgf]}$  Fuerza radial

$T := F_{tw} \cdot \frac{dt}{2}$  Torque Transmitido Ec. 3-49

$$T = 166.964 \text{ [Kgf.mm]}$$

$M := F_{aw} \cdot \frac{dt}{2}$  Momento producido por la fuerza axial Ec. 3-50

$$M = 471.491 \text{ [Kgf.mm]}$$

- **Plano X-Y**

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{ay} - F_r + F_{by} = 0 \quad \text{Ec. 3-}$$

$$51$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_a - F_{bx} = 0 \quad \text{Ec. 3-}$$

$$52$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-F_r \cdot 113 - M + F_{by} \cdot 277 = 0 \quad \text{Ec. 3-}$$

$$53$$

Despejando las incógnitas de la ecuación correspondiente obtenemos sus valores:

$$F_{by} := \frac{F_r \cdot 113 + M}{277}$$

$$F_{by} = 5.834 \text{ [Kgf]}$$

$$F_{ay} := F_r - F_{by}$$

$$F_{ay} = 4.294 \text{ [Kgf]}$$

$$F_{bx} := F_a$$

$$F_{bx} = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

### **Fuerza Cortante**

$$V_{awxy} := F_{ay}$$

$$V_{awxy} = 4.294 \text{ [Kgf]}$$

$$V_{wbxy} := V_{awxy} - F_r$$

$$V_{wbxy} = -5.834 \text{ [Kgf]}$$

$$V_{bcxy} := V_{wbxy} + F_{by}$$

$$V_{bcxy} = 0 \quad [\text{Kgf}]$$

### **Momento Flector**

$$M_{axy} := 0 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

$$M_{wxy} := M_{axy} + M + V_{awxy} \cdot 113$$

$$M_{wxy} = 956.759 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

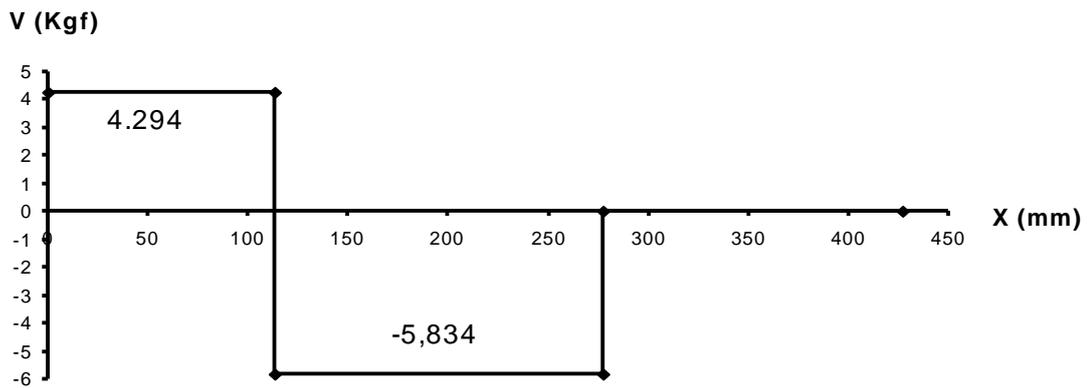
$$M_{bxy} := M_{wxy} + V_{wbxy} \cdot 164$$

$$M_{bxy} = 1.137 \times 10^{-13} \quad [\text{Kgf.mm}]$$

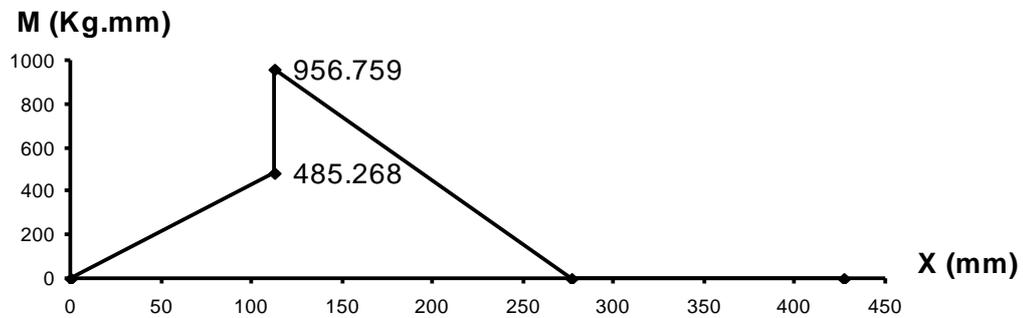
$$M_{cxy} := M_{bxy} + V_{bcxy} \cdot 150$$

$$M_{cxy} = 1.137 \times 10^{-13} \quad [\text{Kgf.mm}]$$

### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE X-Y



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR X-Y



**Figura 3.7 Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano XY**

- **Plano X-Z**

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{az} + F_t - F_{bz} = 0$$

Ec. 3-

54

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_t \cdot 113 + F_{bz} \cdot 277 = 0$$

Ec. 3-55

$$F_{bz} := \frac{F_t \cdot 113}{277}$$

$$F_{bz} = 3.789 \text{ [Kgf]}$$

$$F_{az} := F_t - F_{bz}$$

$$F_{az} = 5.5 \text{ [Kgf]}$$

### **Fuerza Cortante**

$$V_{awxz} := -Faz$$

$$V_{awxz} = -5.5 \text{ [Kgf]}$$

$$V_{wbxz} := V_{awxz} + Ftw$$

$$V_{wbxz} = 3.789 \text{ [Kgf]}$$

$$V_{bcxz} := V_{wbxz} - Fbz$$

$$V_{bcxz} = 0 \text{ [Kgf]}$$

### **Momento Flector**

$$Maxz := 0 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$Mwxz := Maxz + V_{awxz} \cdot 113$$

$$Mwxz = -621.453 \text{ [Kgf.mm]}$$

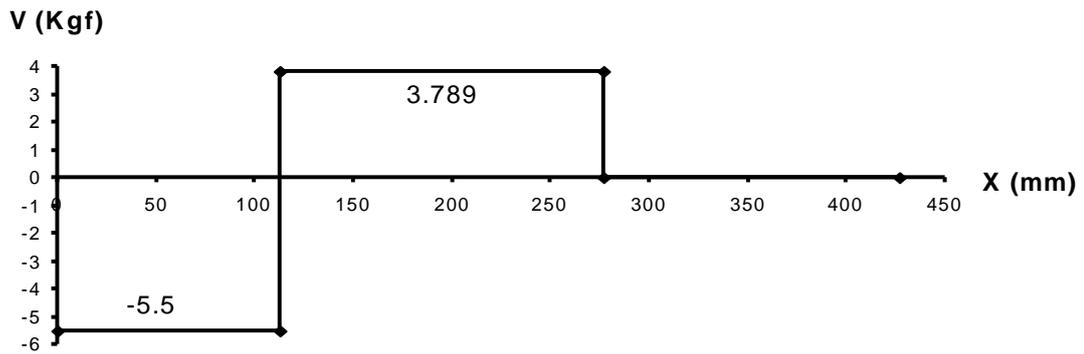
$$Mbxz := Mwxz + V_{wbxz} \cdot 164$$

$$Mbxz = 1.137 \times 10^{-13} \text{ [Kgf.mm]}$$

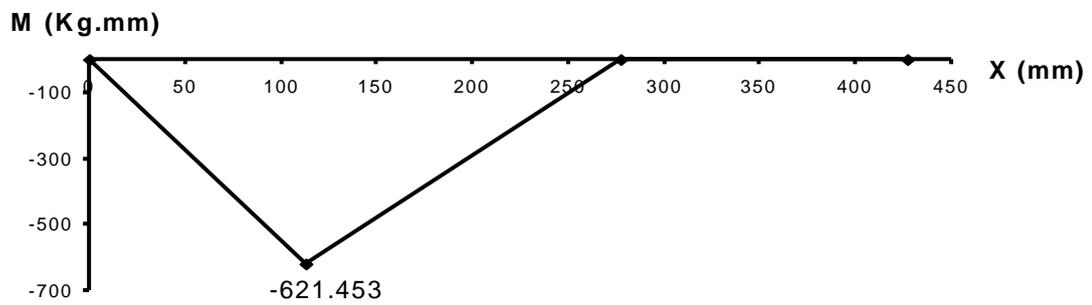
$$Mczx := Mbxz + V_{bcxz} \cdot 130$$

$$Mczx = 1.803 \times 10^{-13} \text{ [Kgf.mm]}$$

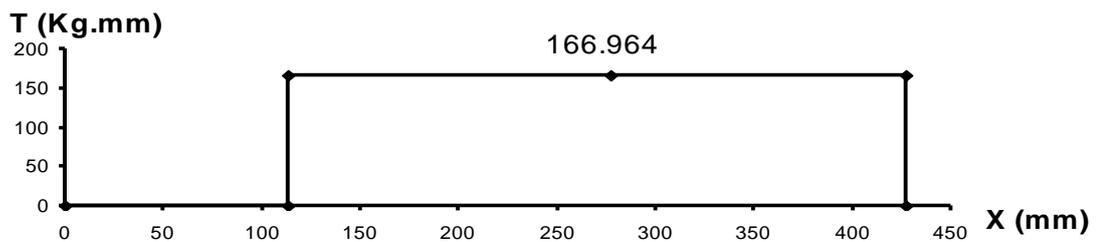
### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE X-Z



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR X-Z



### DIAGRAMA DE TORQUE



**Figura 3.8 Diagramas de fuerza cortante, momento flector en el plano XZ y torque**

Del análisis de los diagramas de momento flector y torque en los planos X-Y y X-Z, determinamos que el punto crítico en donde se presentan los mayores momentos es en el punto W donde se realiza el contacto entre el tornillo sin fin y la corona.

### 3.3.3.2 Análisis en el punto crítico w

Este eje trabaja a fatiga con flexión invertida y torque constante; los momentos resultantes máximos y mínimos son:

$$Mw\_max := \sqrt{Mwxy^2 + Mwxz^2} \quad \text{Ec. 3-56}$$

$$Mw\_max = 1.141 \times 10^3 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

$$Mw\_min := -Mw\_max \quad \text{Momento invertido} \quad \text{Ec. 3-57}$$

$$Mw\_min = -1.141 \times 10^3 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

$$Twm\_max := T$$

$$Twm\_max = 166.846 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

$$Twm\_min := Twm\_max \quad \text{Torque constante}$$

$$Twm\_max = 166.964 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

#### Selección del material

Para el tornillo sin fin se requiere de un material que funcione adecuadamente con el de la corona y presente resistencia al desgaste y a la torsión. Bronce al aluminio AB-2 se dispone en los talleres del SOTE, material que cumple con las siguientes propiedades mecánicas:

**Tabla 3.5 Propiedades mecánicas del Bronce al aluminio AB-2**

Resistencia última $S_u$	59.8 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia a la fluencia $S_y$	24.6 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia a la fluencia por cortante $S_{sy}$	12.3 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia a la fatiga $S_e$	17.3 [Kgf/mm <sup>2</sup> ] para 10 <sup>8</sup> ciclos
Porcentaje de elongación $\epsilon$	18 % en 50 [mm]

Fuente: Catálogo Ivan Bohman. Diseño de elementos de máquinas, Robert Mott.

### Análisis de la fatiga

- Momento Medio

$$M_{wm} := \frac{Mw\_max + Mw\_min}{2} \quad \text{Ec. 3-}$$

58

$$M_{wm} = 0 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

- Momento Alternante

$$M_{wa} := \frac{Mw\_max - Mw\_min}{2} \quad \text{Ec. 3-}$$

59

$$M_{wa} = 1.141 \times 10^3 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

- Torque Medio

$$T_{wm} := \frac{T_{wmax} + T_{wmin}}{2} \quad \text{Ec. 3-60}$$

$$T_{wm} = 166.964 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

- Torque Alternante

$$T_{wa} := \frac{T_{wmax} - T_{wmin}}{2} \quad \text{Ec. 3-}$$

61

$$T_{wa} = 0 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

### Caso Estático

Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo TECM ya que trabajaremos hasta el límite de fluencia y es una teoría aplicable para materiales dúctiles.

$$FS := 2$$

$$Dw\_min := \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot Sy} \cdot \sqrt{Mw\_max^2 + Twmax^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{TECM}) \quad \text{Ec. 3-62}$$

$$Dw\_min = 9.847 \quad [\text{mm}]$$

También aplicamos el criterio que en fatiga el diámetro mínimo será un 50 a 100% mayor que el calculado como caso estático, si trabajamos con el 50% tenemos:

$$Dw_{min} := Dw_{min} \cdot 1.5 \quad \text{Ec. 3-}$$

63

$$Dw_{min} = 14.771 \text{ [mm]}$$

### Caso Dinámico

- Límite de resistencia a la fatiga:

$$Se' := 0.4 \cdot Su \quad \text{Ec. 3-}$$

64

$$Se' = 23.92 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

### Resistencia a la fatiga para flexión:

- Factores modificantes de la resistencia a la fatiga:

Factor de tamaño:

$$Kt := 1.24 \cdot Dw_{min}^{-0.107} \quad \text{Para } 2.79 < d < 51 \text{ mm} \quad \text{Ec. 3-65}$$

$$Kt = 0.93$$

Factor de superficie:

$$a := 4.45 \quad \text{Maquinado o laminado en frío} \quad \text{Ec. 3-}$$

66

$$b := -0.265$$

$$Ks := a \cdot (Su \cdot 9.81)^b \quad \text{Ec. 3-}$$

67

$$Ks = 0.822$$

Factor de carga:

$$Kc := 1 \quad \text{Carga a flexión}$$

Factor de confiabilidad:

$$K_f := 0.814$$

Confiabilidad del 99%

Cálculo de resistencia a la fatiga

$$Se_1 := Se' \cdot K_t \cdot K_s \cdot K_c \cdot K_f$$

Ec. 3-

68

$$Se_1 = 14.874 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

### Factores de concentración de esfuerzo

$$k_f := 2.5$$

Para flexión

$$K_{imp} := 1$$

### 3.3.3.3 Cálculo del diámetro mínimo bajo el criterio de Soderberg

$$D_{w\_min} := \left[ \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \left[ (K_{imp}) \cdot \left( \frac{S_y}{Se} \cdot k_f \cdot M_{wa} \right) + T_{wm} \right] \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 3-69}$$

$$D_{w\_min} = 15.178 \text{ [mm]}$$

Debido a que el diámetro interno del tornillo sin fin es 29 [mm], este es adecuado para soportar las cargas transmitidas por la corona.

### 3.3.3.4 Análisis para las otras secciones

Para las otras secciones los momentos máximos están dados por:

$$M_{xy} := M_{wxy} + V_{wbxy} \cdot 40$$

$$M_{xy} = 723.403 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{xz} := M_{wxz} + V_{wbxz} \cdot 40$$

$$M_{xz} = -469.879 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{max} := \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{max} = 862.612 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{\min} := -M_{\max}$$

Momento invertido

$$M_{\min} = -862.612 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$T_{\max} := T$$

$$T_{\max} = 166.964 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$T_{\min} := T_{\max}$$

Torque constante

$$T_{\min} = 166.964 \text{ [Kgf.mm]}$$

### **Análisis de la Fatiga**

- Momento Medio

$$M_m := \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}$$

$$M_m = 0 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Momento Alternante

$$M_a := \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2}$$

$$M_a = 862.612 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Torque Medio

$$T_m := \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}$$

$$T_m = 166.964 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Torque Alternante

$$T_a := \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2}$$

$$T_a = 0 \text{ [Kgf.mm]}$$

### **Caso Estático**

$$FS := 2$$

$$D_{\min} := \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{M_{\max}^2 + T_{\max}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{TECM})$$

$$D_{\min} = 8.994 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{\min} := D_{\min} \cdot 1.5$$

$$D_{\min} = 13.491 \quad [\text{mm}]$$

### Caso Dinámico

#### Resistencia a la fatiga para flexión:

- Factores modificantes de la resistencia a la fatiga:

Factor de tamaño:

$$K_t := 1.24 \cdot D_{\min}^{-0.107} \quad \text{Para } 2.79 < d < 51 \text{ mm}$$

$$K_t = 0.939$$

Cálculo de resistencia a la fatiga

$$S_{e1} := S_e' \cdot K_t \cdot K_s \cdot K_c \cdot K_f$$

$$S_{e1} = 15.019 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

#### Factores de concentración de esfuerzo

$$k_f := 2 \quad \text{Chaflán redondeado}$$

$$K_{imp} := 1$$

#### Cálculo del diámetro mínimo bajo el criterio de Soderberg

$$D_{\min} := \left[ \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \left[ (K_{imp}) \cdot \left( \frac{S_y}{S_e} \cdot k_f \cdot M_a \right) + T_m \right] \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{\min} = 12.946 \quad [\text{mm}]$$

Debido a que el diámetro mínimo requerido es 12.9 [mm], se selecciona un diámetro de 22.5 [mm], con un cambio de sección en los extremos a 17 [mm] debido a la disponibilidad de los rodamientos.

### 3.3.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE DEL TORNILLO SIN FIN

#### 3.3.4.1 Determinación de cargas

Las reacciones máximas que actúan sobre los rodamientos del eje del tornillo sin fin son:

$$Fr := \sqrt{Fay^2 + Faz^2} \cdot 9.81 \quad \text{Fuerza radial resultante} \quad \text{Ec. 3-70}$$

$$Fr = 68.451 \quad [\text{N}]$$

$$Fa := Fbx \cdot 9.81 \quad \text{Fuerza axial resultante} \quad \text{Ec. 3-71}$$

$$Fa = 257.328 \quad [\text{N}]$$

#### 3.3.4.2 Selección de rodamientos

Para calcular las capacidades de carga y de vida de los rodamientos, se utilizará el programa interactivo para la selección de rodamientos de la casa comercial SKF.

##### Nomenclatura:

P = Carga dinámica equivalente [N]

Po = Carga estática equivalente [N]

C = Capacidad dinámica [N]

Co = Capacidad estática [N]

Fr = Carga radial [N]

Fa = Carga axial [N]

X = Factor dinámico de carga radial [N]

Xo = Factor estático de carga radial [N]

Y = Factor dinámico de carga axial [N]

Yo = Factor estático de carga axial [N]

e = Factor limitante para la razón de carga.

L<sub>10</sub> = Capacidad de vida, en millones de revoluciones.

Equivalent bearing loads and basic rating life		Picture	
<b>Bearing</b>	6203-2Z	<input checked="" type="radio"/> Single bearing	
C <sub>i</sub> , N	9560	<input type="radio"/> Two bearings in tandem	
C <sub>0</sub> , N	4750	<input type="radio"/> Two bearings back-to-back or face-to-face	
f <sub>0</sub>	13	<input checked="" type="radio"/> Normal clearance	
F <sub>r</sub> , N	68.6	<input type="radio"/> C3 clearance	
F <sub>a</sub> , N	257.3	<input type="radio"/> C4 clearance	
		<input type="button" value="Calculate"/>	
e	0.26		
X	0.56	X <sub>0</sub>	0.6
Y	1.68	Y <sub>0</sub>	0.5
P, N	471	P <sub>0</sub> , N	170
L <sub>10</sub> , Mrev	8352		

Figura 3.9 Cargas equivalentes y capacidad de vida del rodamiento

- Capacidad de carga axial

$$C_o := 4750 \text{ [N]}$$

$$C_a := 0.25 \cdot C_o$$

Ec. 3-

72

$$C_a = 1.188 \times 10^3 \text{ [N]}$$

$$F_a < C_a$$

$$257.3 < 1188$$

De acuerdo a los resultados obtenidos se verifica que la capacidad de carga dinámica es mucho mayor a la carga equivalente aplicada, además la duración de vida nominal es

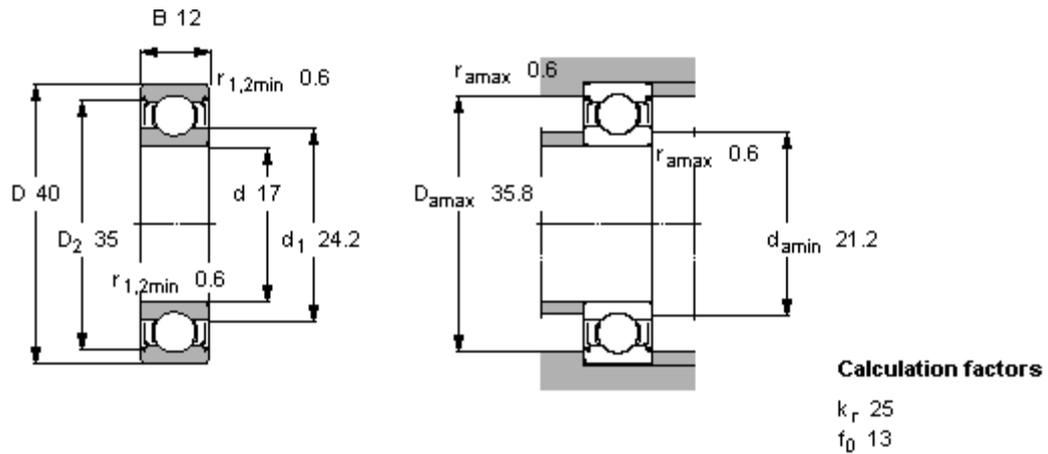
superior al número total de ciclos de trabajo de la máquina  $1 \cdot 10^9$  ciclos estimado para 10 años, por lo que el cálculo es adecuado.

**Para permitir el montaje y desmontaje del eje del tornillo sin fin en la carcasa seleccionamos otro rodamiento, de mayor diámetro externo, para la parte posterior por donde se realizará el montaje del mismo. El régimen de trabajo es el mismo para los dos rodamientos por lo que el de serie más grande resulta también adecuado.**

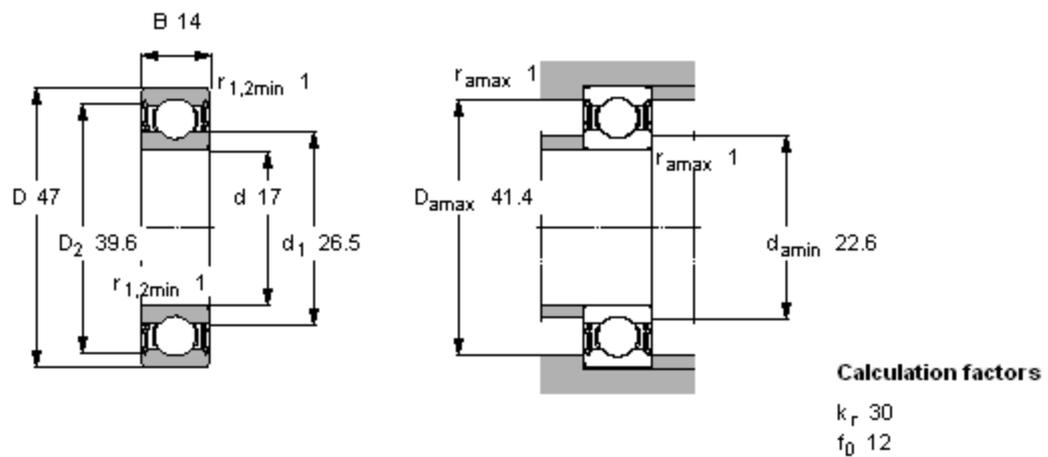
**Rodamientos: 6203-2Z**

**6303-2Z**

**Tolerancia: j5 (+5, -3  $\mu\text{m}$ )**



6203-2Z



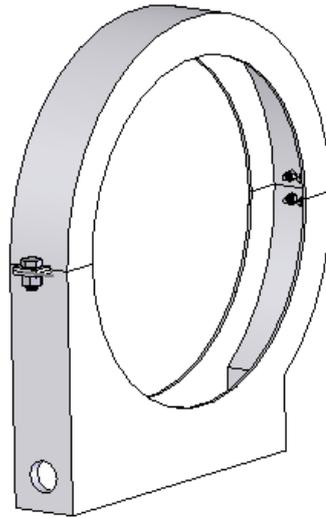
6303-2Z

Figura 3.10 Geometría de rodamientos seleccionados

### 3.3.5 DISEÑO DE LA CARCASA MÓVIL

Esta estructura soporta y permite hermetizar el mecanismo de movimiento, y generar un volumen para la lubricación.

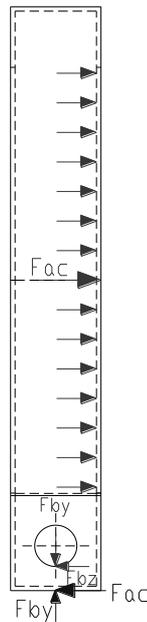
Se encuentra fija sobre la base móvil que realiza el desplazamiento de avance horizontal; a su vez contendrá en su interior al eje del tornillo sin fin y a las coronas para el pulido, asentándose alrededor de las coronas en dos ranuras talladas en las mismas, que sirvan de elemento de sujeción y permita arrastrarlas lateralmente.



**Figura 3.11 Carcasa móvil**

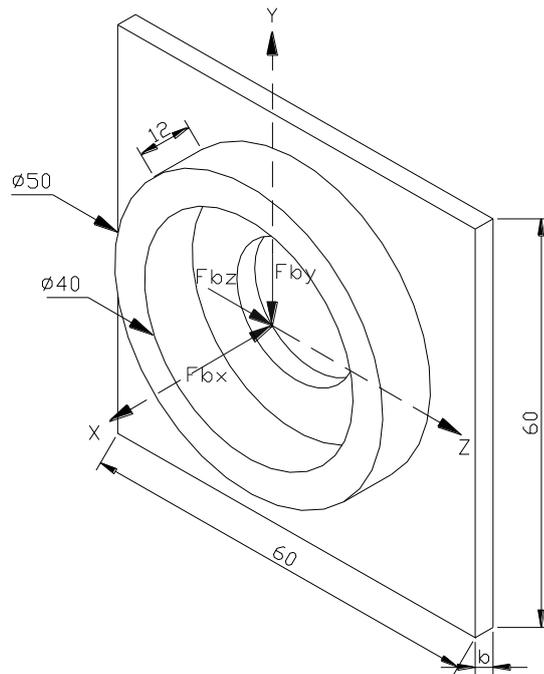
### 3.3.5.1 Análisis de la resistencia de la pared frontal

Para calcular el espesor de la carcasa se analizará en primera instancia la pared frontal la cual estará soportando al tornillo sin fin y presenta las siguientes reacciones:



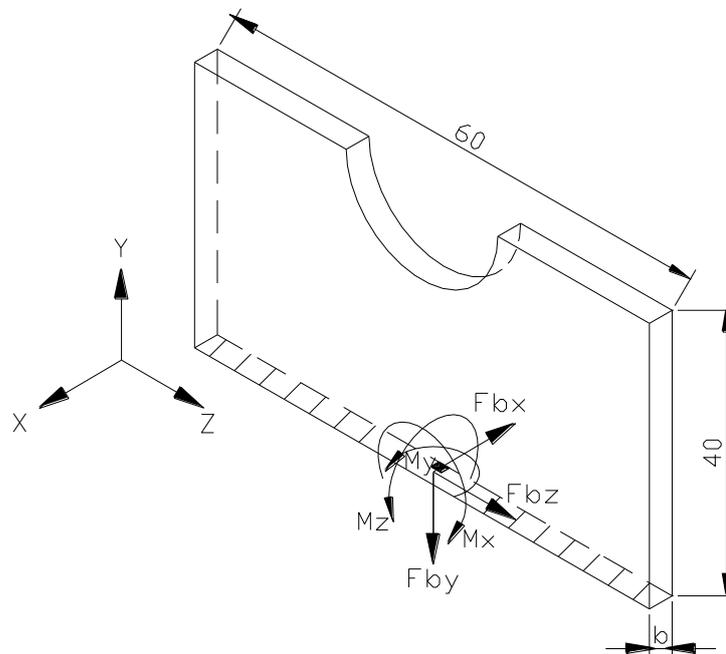
**Figura 3.12 DCL Vista frontal de la carcasa**

De acuerdo a las cargas externas que actúan en este elemento se analizará la parte crítica en donde existe la mayor concentración de esfuerzos. Para simplificar el cálculo se tomará una sección de la pared frontal, en la cual se verificará el espesor, sabiendo que si se consigue que esta sección soporte las cargas aplicadas, al aumentar la superficie, el soporte será mayor.



**Figura 3.13 DCL Pared frontal de la carcasa**

Ubicando las fuerzas y momentos internos en la sección crítica, con respecto a los ejes principales, se calculan los esfuerzos individuales que producen cada una de las fuerzas y momentos internos.



**Figura 3.14 DCL Sección de la pared frontal de la carcasa**

$$a := 60[\text{mm}]$$

Ancho de la base

$$h := 40 [\text{mm}]$$

- Momentos internos en la sección

$$M_x := F_b z \cdot h \quad \text{Ec. 3-}$$

73

$$M_x = 151.574 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_y := F_b z \cdot 9 \quad \text{Ec. 3-}$$

74

$$M_y = 34.104 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_z := -F_{by} \cdot 9 + F_{bx} \cdot h$$

$$M_z = 996.741 \text{ [Kgf.mm]} \quad \text{Ec. 3-}$$

75

### Cálculo de esfuerzos en la sección crítica

- Esfuerzo normales

$$\sigma_{y\_Fby} := \frac{-F_{by}}{a \cdot b} \quad \text{Compresión axial} \quad \text{Ec. 3-}$$

76

$$\sigma_{y\_Mx} := \frac{M_x \cdot 0}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3} \quad \text{Flexión eje x} \quad \text{Ec. 3-77}$$

$$\sigma_{y\_Mz} := \frac{M_z \cdot \frac{b}{2}}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3} \quad \text{Flexión eje z} \quad \text{Ec. 3-78}$$

$$\sigma_y := \sigma_{y\_Fby} + \sigma_{y\_Mx} + \sigma_{y\_Mz} \quad \text{Ec. 3-}$$

79

$$\sigma_y := \frac{-F_{by}}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{M_z}{a \cdot b^2} \quad \text{Esfuerzo resultante-Fibras a tracción}$$

- Esfuerzos cortantes

$$\tau_{yx\_Fbx} := \frac{Fbx \cdot 0}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3 \cdot a} \quad \text{Cortante eje x} \quad \text{Ec. 3-80}$$

$$\tau_{yz\_Fbz} := \frac{Fbz \cdot \left(\frac{b \cdot a^2}{8}\right)}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 \cdot b} \quad \text{Cortante eje z} \quad \text{Ec. 3-81}$$

$$\tau_{yz\_My} := \frac{-My \cdot \frac{b}{2}}{\frac{1}{12} \cdot (a \cdot b^3 + b \cdot a^3)} \quad \text{Cortante por torsión eje z} \quad \text{Ec. 3-82}$$

$$\tau_{yz} := \tau_{yx\_Fbx} + \tau_{yz\_Fbz} + \tau_{yz\_My} \quad \text{Esfuerzo cortante resultante} \quad \text{Ec. 3-83}$$

$$\tau_{yz} := \frac{3 \cdot Fbz}{2 \cdot a \cdot b} - \frac{6 \cdot My}{a \cdot b^2 + a^3}$$

• Esfuerzos principales

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. 3-84}$$

$$\sigma_2 := \frac{\sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. 3-85}$$

$$\tau_{\max} := \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \text{Ec. 3-86}$$

$$\tau_{\max} := \sqrt{\left(\frac{\frac{-Fby}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mz}{a \cdot b^2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{3 \cdot Fbz}{2 \cdot a \cdot b} - \frac{6 \cdot My}{a \cdot b^2 + a^3}\right)^2}$$

## Cálculo del espesor

**Tabla 3.6 Propiedades mecánicas de la Fundición de Aluminio**

Resistencia última a la tracción $S_{ut}$	8.55 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
---	-----------------------------

Fuente: Ensayo de tracción probeta de aluminio fundido. Ver Anexo 3

Ahora se calculará un esfuerzo equivalente que se pueda equiparar con un modelo en el cual comparar la capacidad del material. Debido a que se trata de un material frágil se utilizará la Teoría del Esfuerzo Normal Máximo (TENM), y se analizarán las fibras a tracción ya que el material es menos resistente cuando trabaja en este estado.

Teoría del esfuerzo normal máximo

$$\sigma_{eq} := |\sigma_1| \quad \text{Ec. 3-}$$

87

$$\sigma_{eq} := \frac{S_{ut}}{FS} \quad \text{Ec. 3-}$$

88

$$FS := 2.5$$

$$\frac{S_{ut}}{FS} := |\sigma_1|$$

Reemplazando los valores de los esfuerzos en la ecuación anterior, y resolviendo para el espesor  $b$  se tiene:

Given

$$\frac{S_{ut}}{FS} = \left| \frac{\frac{-Fby}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mz}{a \cdot b^2}}{2} + \sqrt{\left( \frac{\frac{-Fby}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mz}{a \cdot b^2}}{2} \right)^2 + \left( \frac{3 \cdot Fbz}{2 \cdot a \cdot b} - \frac{6 \cdot My}{a \cdot b^2 + a^3} \right)^2} \right|$$

$$b := \text{Find}(b)$$

$$b = 5.384 \text{ [mm]}$$

Para el espesor calculado se selecciona  $b = 6$  [mm].

### 3.3.5.2 Análisis de la resistencia de la pared lateral

En esta parte de la estructura actúan la fuerza normal  $F_1$  debido a la presión de sujeción entre la carcasa y la corona P1, la fuerza de rozamiento  $F_r$ , y la componente axial de la fuerza normal entre la corona y el muñón durante el pulido  $F_{ac}$ .

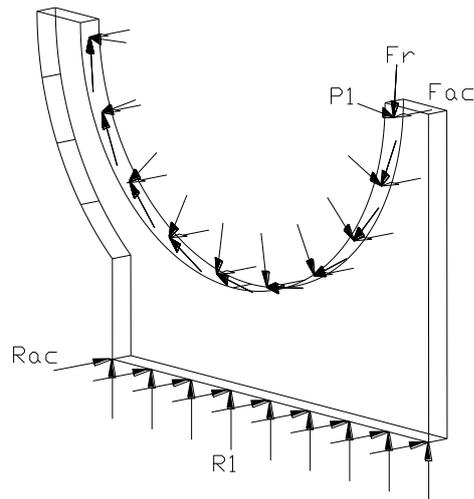


Figura 3.15 DCL Pared lateral de la carcasa

- Fuerza Normal

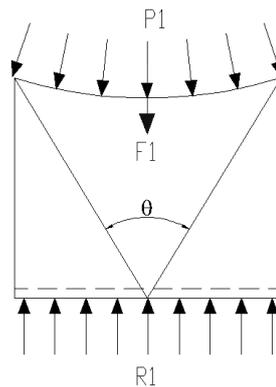


Figura 3.16 DCL Elemento diferencial de pared lateral

**"La resultante de la carga  
uniformemente distribuida aplicada**

**a la longitud de arco es igual al producto de la intensidad de carga por la longitud de la cuerda que une los extremos, pasa por el centro y su valor esta dada por  $2 \cdot q \cdot R \cdot \text{sen}(\theta/2)$ .**"<sup>3</sup>

$$P1 := 0.1 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$$r := 142 \text{ [mm]}$$

$$F1 := 2P1 \cdot r \cdot b \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) \quad \text{Ec. 3-}$$

89

$$F1 := 29.4 \cdot b \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza de rozamiento

$$Fr := \mu \cdot N \quad \text{Ec. 3-}$$

90

$$\mu := 0.3$$

Coefficiente de fricción

$$N := F1$$

$$N := 29.4 \cdot b \text{ [Kgf]}$$

$$Fr := 8.82 \cdot b \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza de empuje lateral

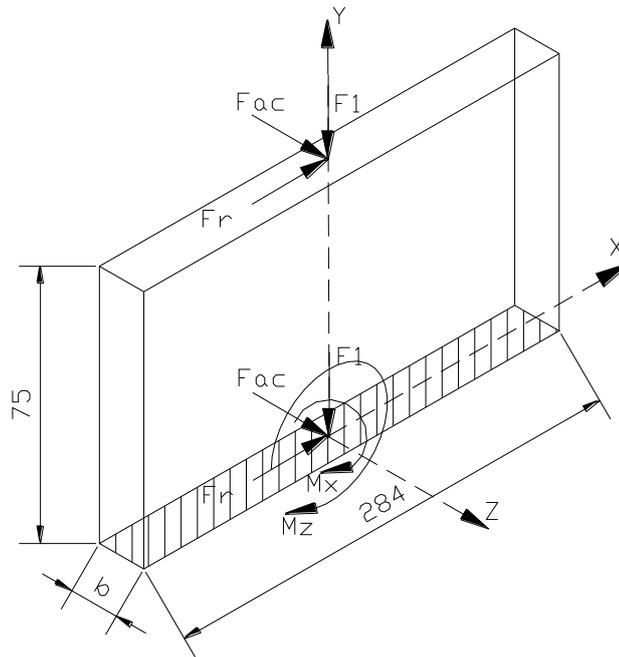
$$Fac := 0.5 \cdot Fc \quad \text{Ec. 3-}$$

91

$$Fac = 12.5 \text{ [Kgf]}$$

---

<sup>3</sup> Manual de Resistencia de Materiales, G.S. Pisarenko



**Figura 3.17 DCL Sección crítica de la pared lateral de la carcasa**

$$a := 284 \text{ [mm]}$$

- Momentos internos en la sección

$$M_x := F_{\alpha c} \cdot 75 \quad \text{Ec. 3-}$$

92

$$M_x = 937.5 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_z := F_r \cdot 75 \quad \text{Ec. 3-}$$

93

$$M_z := 8.82 \cdot b \cdot 75 \text{ [Kgf.mm]}$$

### Cálculo de esfuerzos en la sección crítica

- Esfuerzo normales

$$\sigma_{y\_F1} := \frac{-F1}{a \cdot b} \quad \text{Compresión} \quad \text{Ec. 3-94}$$

$$\sigma_{y\_Mx} := \frac{Mx \cdot \frac{b}{2}}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3} \quad \text{Flexión eje x} \quad \text{Ec. 3-95}$$

$$\sigma_{y\_Mz} := \frac{Mz \cdot 0}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3} \quad \text{Flexión eje z} \quad \text{Ec. 3-96}$$

$$\sigma_y := \sigma_{y\_F1} + \sigma_{y\_Mx} + \sigma_{y\_Mz} \quad \text{Ec. 3-97}$$

$$\sigma_y := \frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2} \quad \text{Esfuerzo resultante-Fibras a tracción}$$

- Esfuerzos cortantes

$$\tau_{yz} := \frac{F_{ac} \cdot 0}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3 \cdot a} \quad \text{Cortante eje z} \quad \text{Ec. 3-98}$$

$$\tau_{yx} := \frac{Fr \cdot \left( \frac{b \cdot a^2}{8} \right)}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 \cdot b} \quad \text{Cortante eje x} \quad \text{Ec. 3-99}$$

- Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := |\sigma_1|$$

$$\sigma_{eq} := \frac{S_y}{FS}$$

$$\sigma_1 := \frac{\frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2}}{2} + \sqrt{\left( \frac{\frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2}}{2} \right)^2 + \left[ \frac{Fr \cdot \left( \frac{b \cdot a^2}{8} \right)}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 \cdot b} \right]^2}$$

**Cálculo del espesor**

$$\frac{S_{ut}}{FS} := |\sigma_1|$$

Reemplazando los valores de los esfuerzos en la ecuación anterior, y resolviendo para el espesor  $b$  se tiene:

Given

$$\frac{S_{ut}}{FS} = \frac{\frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2}}{2}\right)^2 + \left[\frac{Fr \cdot \left(\frac{b \cdot a^2}{8}\right)}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 \cdot b}\right]^2}$$

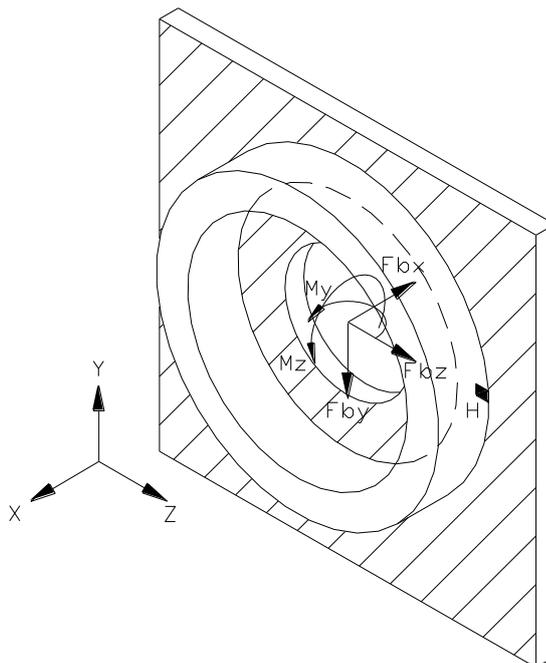
$$b := \text{Find}(b)$$

$$b = 2.372 \text{ [mm]}$$

El espesor de toda la estructura debe ser el mayor de los calculados, por lo que finalmente se selecciona  $b = 6 \text{ [mm]}$ .

### 3.3.5.3 Diseño de alojos para los rodamientos

Estos alojos sirven de soporte a los rodamientos sobre los que se apoya el tornillo sin fin. Trasladando las reacciones, de la figura 3.13, que actúan en este punto hacia la sección crítica se tiene:



### Figura 3.18DCL- 3D Aloj

- Momentos internos en la sección

$$M_y := \frac{F_b z \cdot 6}{100} \quad \text{Ec. 3-100}$$

$$M_y = 22.736 \quad [\text{Kgf}\cdot\text{mm}]$$

$$M_z := \frac{F_b y \cdot 6}{101} \quad \text{Ec. 3-101}$$

$$M_z = 35.003 \quad [\text{Kgf}\cdot\text{mm}]$$

- Propiedades geométricas

$$D_e := 48 \quad [\text{mm}]$$

$$D_i := 40 \quad [\text{mm}]$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2) \quad \text{Área} \quad \text{Ec. 3-102}$$

$$A = 552.92 \quad [\text{mm}^2]$$

$$I := \frac{\pi}{64} \cdot (D_e^4 - D_i^4) \quad \text{Momento de inercia} \quad \text{Ec. 3-103}$$

$$I = 1.349 \times 10^5 \quad [\text{mm}^4]$$

- Análisis de la resistencia

#### Cálculo de esfuerzos en la sección crítica H

- Esfuerzo normales

$$\sigma_{x\_Fbx} := \frac{-F_b x}{A} \quad \text{Compresión} \quad \text{Ec. 3-104}$$

$$\sigma_{x\_Fbx} = -0.047 \quad [\text{Kgf}/\text{mm}^2]$$

$$\sigma_{x\_My} := \frac{-My \cdot \frac{De}{2}}{I} \quad \text{Flexión eje y} \quad \text{Ec. 3-105}$$

$$\sigma_{x\_My} = -4.045 \times 10^{-3} \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\sigma_{x\_Mz} := \frac{Mz \cdot 0}{I} \quad \text{Flexión eje z} \quad \text{Ec. 3-106}$$

$$\sigma_{x\_Mz} = 0 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\sigma_x := \sigma_{x\_Fbx} + \sigma_{x\_My} + \sigma_{x\_Mz} \quad \text{Esfuerzo resultante} \quad \text{Ec. 3-107}$$

$$\sigma_x = -0.051 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

- Esfuerzos cortantes

$$\tau_{xy} := 2 \cdot \frac{F_{by}}{A} \quad \text{Cortante eje y} \quad \text{Ec. 3-108}$$

$$\tau_{xy} = 0.021 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\tau_{xz} := \frac{F_{bz} \cdot 0}{I \cdot b} \quad \text{Cortante eje z} \quad \text{Ec. 3-109}$$

$$\tau_{xz} = 0 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

• Esfuerzos principales

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3-110}$$

$$\sigma_1 = 7.544 \times 10^{-3} \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\sigma_2 := \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3-}$$

111

$$\sigma_2 = -0.059 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\tau_{\max} := \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$\tau_{\max} = 0.033 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

### Cálculo del factor de seguridad

$$FS := \frac{S_{ut}}{|\sigma_2|} \quad \text{Ec. 3-}$$

112

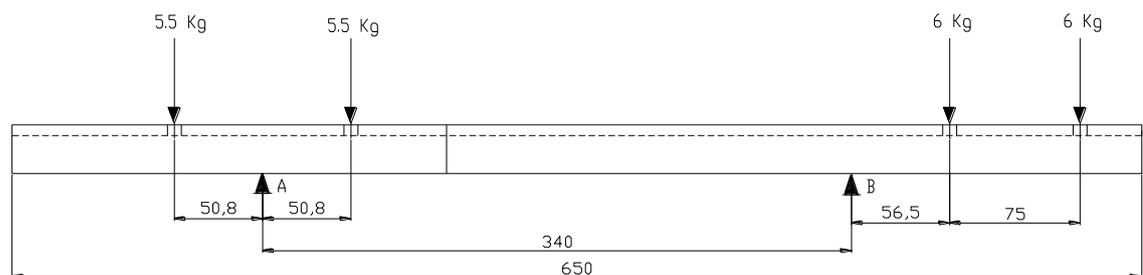
$$FS = 144.843 \quad \text{Teoría del esfuerzo normal máximo}$$

Los requerimientos geométricos y constructivos para la fabricación de este elemento hacen que el factor de seguridad sea alto, además las cargas aplicadas son bajas, por lo que resiste adecuadamente.

La carcasa será fabricada a partir de un bloque de fundición de aluminio y maquinada hasta las dimensiones mínimas calculadas, proceso que se desarrollará en una sola pieza, dando como resultado un soporte robusto.

### 3.3.6 DISEÑO DE LA BASE MÓVIL

#### 3.3.6.1 Análisis de la resistencia a la flexión



**Figura 3.19 DCL Base móvil**

- Momento de inercia requerido

Utilizando el nomograma del anexo 4 se puede obtener el momento de inercia requerido de la base para resistir una carga dada. El momento de inercia resultante de la base será la suma del momento de inercia requerido por cada carga por separado.

**Tabla 3.7 Momento de inercia requerido**

Carga	Línea 1 P, lbs.	Línea 2 L, plg.	Línea 4 K, %	Línea 6 $\Delta/L$ , plg/plg.	Línea 7 I, plg <sup>4</sup>
1	12.1	13.38	14.9	0.0002	FR
2	12.1	13.38	14.9	0.0002	FR
3	13.2	13.38	16.6	0.0002	FR
4	13.2	13.38	38.7	0.0002	FR

Debido a que las cargas individuales sobre la base son bajas, no existe precisión, y el nomograma esta fuera de rango (FR). Utilizando las fórmulas propuestas tenemos:

$$E := 21087.73 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

Módulo de elasticidad

$$P1 := 5.5 \text{ [Kgf]}$$

$$P2 := 6 \text{ [Kgf]}$$

$$L := 340 \text{ [mm]}$$

Longitud entre apoyos

$$K1 := 0.149\%$$

$$K2 := 0.149\%$$

$$K3 := 0.166\%$$

$$K4 := 0.387\%$$

$$I1 := \frac{P1 \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot 0.0002} \cdot (3 \cdot K1 - 4 \cdot K1^3)$$

Ec. 3-

113

$$I1 = 1.362 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I2 := \frac{P1 \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot 0.0002} \cdot (3 \cdot K2 - 4 \cdot K2^3)$$

$$I2 = 1.362 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I3 := \frac{P2 \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot 0.0002} \cdot (3 \cdot K3 - 4 \cdot K3^3)$$

$$I3 = 1.644 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I_4 := \frac{P_2 \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot 0.0002} \cdot (3 \cdot K_4 - 4 \cdot K_4^3)$$

$$I_4 = 3.183 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I := I_1 + I_2 + I_3 + I_4$$

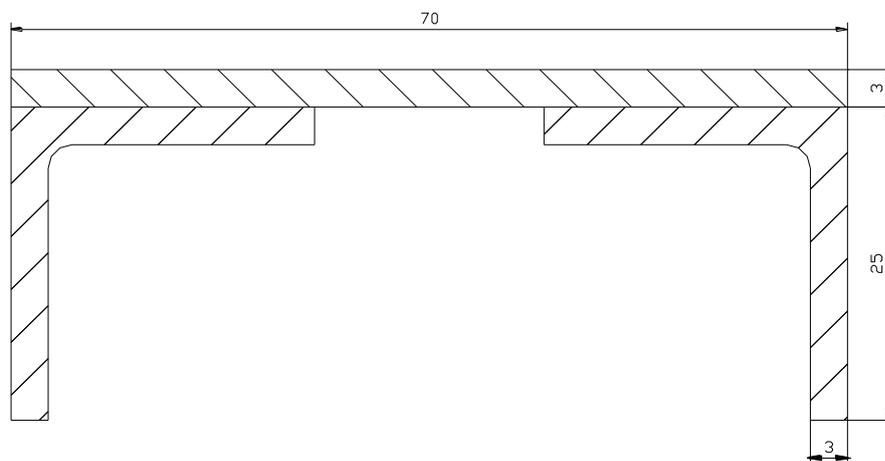
Ec. 3-

114

$$I = 7.552 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Momento de inercia total requerido

En base de este valor se ha decidido utilizar la siguiente configuración para la base a partir de un ángulo doblado 25 x 3 [mm].



**Figura 3.20 Sección transversal de la base**

Esta sección tiene un momento de inercia de 32.087 [mm.<sup>4</sup>] el cual es lo suficientemente mayor que el requerido.

### 3.3.6.2 Análisis de la resistencia a la torsión

La resistencia a la torsión de la sección transversal es la suma de la resistencia torsional de cada uno de sus elementos:

$$R_1 := 2 \cdot \frac{(25 + 25) \cdot 3^3}{3}$$

Ec. 3-

115

$$R_1 = 900 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Resistencia de los miembros longitudinales

$$R2 := \frac{180 \cdot 3^3}{3} \quad \text{Ec. 3-}$$

116

$$R2 = 1.62 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]} \quad \text{Resistencia de la placa}$$

$$Rl := R1 + R2 \quad \text{Ec. 3-}$$

117

$$Rl = 2.52 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

- Torsión angular unitaria

$$\theta := \frac{T \cdot L}{E \cdot Rl} \quad \text{Ec. 3-}$$

118

$$T := \frac{63025 \cdot IP \cdot 11.5212}{RPM} \quad \text{Ec. 3-}$$

119

$$T = 264.045 \text{ [kgf.mm]}$$

$$\theta = 1.689 \times 10^{-3} \text{ [°/mm]}$$

- Levantamiento vertical

$$w := 70 \text{ [mm]} \quad \text{Ancho de la base}$$

$$\Delta := \theta \cdot w$$

$$\Delta = 0.118 \text{ [mm]}$$

Calculando el levantamiento vertical considerando 4 refuerzos transversales a la base tenemos:

$$\Delta := \frac{T \cdot w}{E} \cdot \left[ \frac{1}{\left( \frac{nl \cdot Rl}{w} \right) + \frac{nt \cdot Rt}{L}} \right] \quad \text{Ec. 3-}$$

120

T = torque

L = longitud de la base

w = ancho de la base

Rl = resistencia torsional miembros longitudinales

Rt = resistencia torsional miembros transversales

nl = número de miembros longitudinales

nt = número de miembros transversales

nl := 1

nt := 4

Rt := R2

$\Delta = 0.016$  [mm]

El levantamiento es considerado permisible para esta aplicación.

### 3.3.7 CÁLCULO DE LOS SOPORTES DE LA ESTRUCTURA MÓVIL

#### 3.3.7.1 Cálculo de fuerzas y reacciones en la estructura móvil

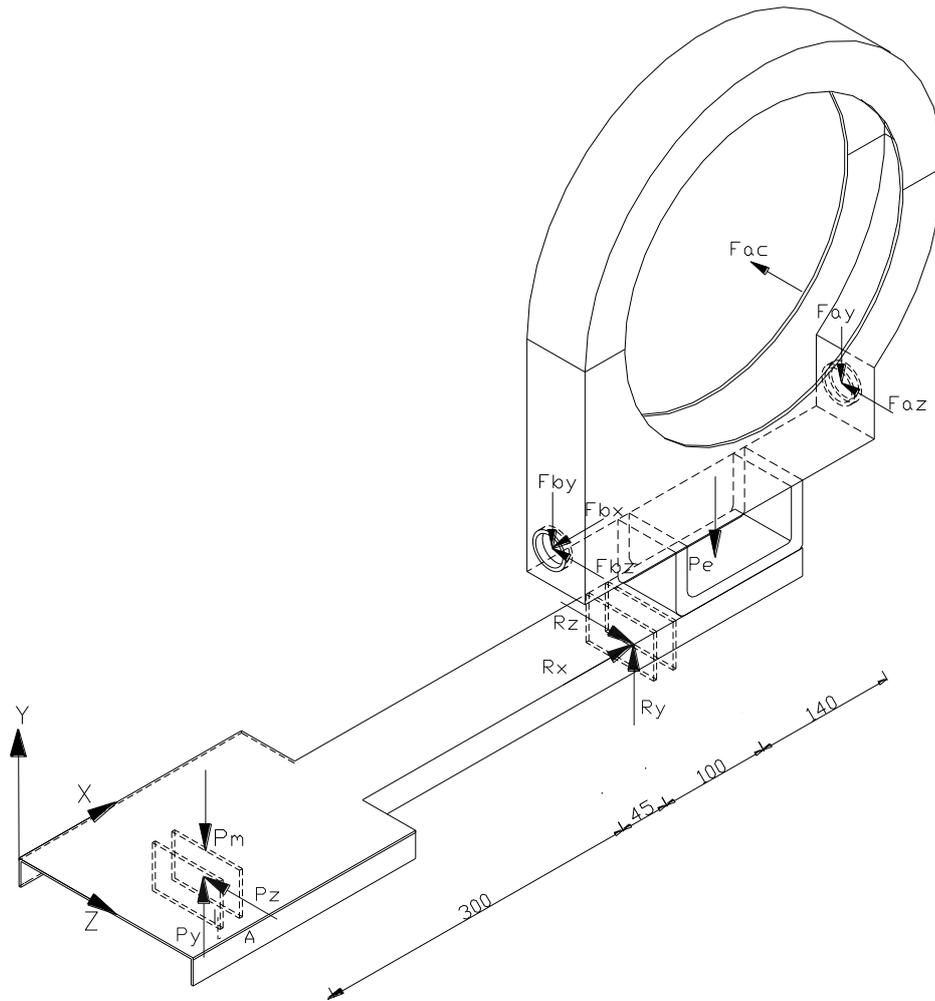
Cargas muertas

P\_e := 12[Kgf]

Estructura

P\_m := 11[Kgf]

Motor



**Figura 3.21 DCL 3D Estructura móvil**

- Análisis de cargas

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_x := F_{bx}$$

Ec. 3-

121

$$R_x = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{ay} - F_{by} - P_m - P_e + P_y + R_y = 0$$

Ec. 3-

122

$$\Sigma F_z = m \cdot a_z$$

$$R_z - P_z - F_{az} - F_{bz} - F_{ac} = 0$$

Ec. 3-

123

$$\Sigma M_A = 0 \text{ eje y}$$

$$F_{bz} \cdot 300 - R_z \cdot 345 + F_{ac} \cdot 475 + F_{az} \cdot 585 = 0$$

Ec. 3-124

$$\Sigma M_A = 0 \text{ eje z}$$

$$-F_{by} \cdot 300 + F_{bx} \cdot 85 + R_y \cdot 345 - P_e \cdot 445 - F_{ay} \cdot 585 = 0$$

Ec. 3-125

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se tiene:

Given

$$-F_{ay} - F_{by} - P_m - P_e + P_y + R_y = 0$$

$$R_z - P_z - F_{az} - F_{bz} - F_{ac} = 0$$

$$F_{bz} \cdot 300 - R_z \cdot 345 + F_{ac} \cdot 475 + F_{az} \cdot 585 = 0$$

$$-F_{by} \cdot 300 + F_{bx} \cdot 85 + R_y \cdot 345 - P_e \cdot 445 - F_{ay} \cdot 585 = 0$$

$$\text{Sol} := \text{Find}(P_y, P_z, R_y, R_z)$$

$$P_y := 11.758 [\text{Kgf}]$$

$$P_z := 8.042 [\text{Kgf}]$$

$$R_y := 21.37 [\text{Kgf}]$$

$$R_z := 29.831 [\text{Kgf}]$$

### 3.3.7.2 Análisis de la resistencia

Estos elementos serán calculados como columnas debido a que sobre ellos actúan cargas de compresión axial.

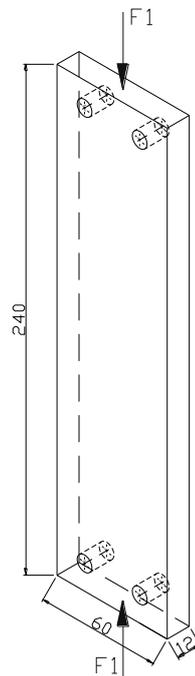
- Material: Acero ASTM A36

**Tabla 3.8 Propiedades mecánicas del acero ASTM A36**

Resistencia a la fluencia $S_y$	25.5 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
---------------------------------	-----------------------------

Resistencia última a la tracción $S_{ut}$	40.8 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Módulo de elasticidad $E$	21000 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]

Fuente: Catálogo de acero, IPAC.



**Figura 3.22 DCL Brazos de Soporte**

- Sección rectangular: 60 x 12 [mm]

$$F1 := 2 \cdot Ry \quad \text{Ec. 3-}$$

126

$$F1 = 42.74 \text{ [Kgf]}$$

$$\text{Long} := 240 \text{ [mm]}$$

$$A := 60 \cdot 12 \quad \text{Área} \quad \text{Ec. 3-}$$

127

$$A = 720 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$I := \frac{1}{12} \cdot 60 \cdot 12^3 \quad \text{Momento de inercia} \quad \text{Ec. 3-128}$$

$$I = 8.64 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$B := 60 \text{ [mm]} \quad \text{Ancho de la sección}$$

$$r := \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Radio de giro} \quad \text{Ec. 3-129}$$

$$r = 3.464 \text{ [mm]}$$

$$K := 2$$

Extremos libre-empotrado

- Parámetro de esbeltez

$$\lambda_c := \frac{K \cdot \text{Long}}{\pi \cdot r} \cdot \sqrt{\frac{S_y}{E}} \quad \text{Ec. 3-}$$

$$130$$

$$\lambda_c = 1.536$$

$$\boxed{\lambda_c > 1.5}$$

Zona elástica

$$F_{cr} := \frac{0.877}{\lambda_c^2} \cdot S_y \quad \text{Ec. 3-}$$

$$131$$

$$F_{cr} = 9.467 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

- Resistencia Requerida

$$D := F1$$

Carga muerta

$$D = 42.74 \text{ [Kgf]}$$

$$L := 10 \text{ [Kgf]}$$

Carga viva

$$P_u := 1.2 \cdot D + 1.6 \cdot L$$

Ec. 3-

$$132$$

$$P_u = 67.288 \text{ [Kgf]}$$

- Resistencia Nominal

$$P_n := A \cdot F_{cr}$$

Ec. 3-133

$$P_n = 6.816 \times 10^3 \text{ [Kgf]}$$

$$\phi_c := 0.85$$

$$\phi_c \cdot P_n = 5.794 \times 10^3 \quad \text{Ec. 3-}$$

$$134$$

$$P_u < \phi_c \cdot P_n$$

$$67.288 < 5794$$

- Deflexión máxima

$$\Delta x := \frac{R_x \cdot \text{Long}^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad \text{Ec. 3-}$$

135

$$\Delta x = 0.666 \text{ [mm]}$$

### 3.3.7.3 Cálculo de los pernos de sujeción

Distribución de cargas por perno

$$F_t := R_x$$

$$F_t = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

$$F_{v1} := R_y$$

$$F_{v1} = 21.37 \text{ [Kgf]}$$

$$F_{v2} := R_z$$

$$F_{v2} = 29.831 \text{ [Kgf]}$$

$$\alpha := 90$$

$$F_v := \sqrt{F_{v1}^2 + F_{v2}^2 + 2 \cdot F_{v1} \cdot F_{v2} \cdot \cos(\alpha)} \quad \text{Ec. 3-}$$

136

$$F_v = 27.844 \text{ [Kgf]}$$

- Cálculo del Factor de seguridad

Perno seleccionado: 5/16" UNC

$$S_y := 52.02 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$$A_t := 0.0524 \times 25.4^2 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_c := 0.04535 \times 25.4^2 [\text{mm}^2]$$

$$\sigma_t := \frac{F_t}{A_t} \quad \text{Ec. 3-}$$

137

$$\sigma_t = 0.776 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\tau_v := \frac{F_v}{A_c} \quad \text{Ec. 3-}$$

138

$$\tau_v = 0.952 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_v^2} \quad \text{Ec. 3-139}$$

$$\sigma_{eq} := \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec. 3-}$$

140

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$FS = 144.843$$

Las cargas aplicadas son bajas y por lo tanto los esfuerzos son bajos, entonces el factor de seguridad resulta alto; además, constructivamente no es adecuado un perno muy pequeño, así el diámetro seleccionado de pernos es adecuado.

## 3.4 SISTEMA MOTRIZ

### 3.4.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE AVANCE

El mecanismo de avance es el encargado de permitir que la corona para el pulido se desplace longitudinalmente a lo largo de los muñones con un movimiento de ida y vuelta.

Para esto se utilizará un mecanismo de piñón y cremallera, el mismo que será activado manualmente por medio de una palanca, y transmite movimiento a la estructura móvil

que contiene en su interior al mecanismo de pulido. La cremallera debe estar tallada de tal forma que se desplace longitudinalmente 70 [mm].

En el taller de dispone de piñones, los cuales que serán adaptados para su uso:

### 3.4.1.1 Geometría Piñón-Cremallera

$$m := 1.25$$

$$Z_p := 46 \text{ dientes}$$

$$B := 19[\text{mm}]$$

$$\phi := 20 \cdot \frac{\pi}{180}$$

Material del piñón: Acero AISI 3115

- Paso circular

$$p_c := \pi \cdot m \quad \text{Ec. 3-}$$

141

$$p_c = 3.927 \text{ [mm]}$$

- Diámetro de paso

$$d_p := m \cdot Z_p \quad \text{Ec. 3-}$$

142

$$d_p = 57.5 \text{ [mm]}$$

- Adendum

$$a_d := m \quad \text{Ec. 3-}$$

143

$$a_d = 1.25 \text{ [mm]}$$

- Dedendum

$$d_d := 1.25 \cdot m \quad \text{Ec. 3-}$$

144

$$d_d = 1.563 \text{ [mm]}$$

- Diámetro externo

$$d_e := d_p + 2 \cdot a_d$$

$$d_e = 60 \text{ [mm]}$$

- Diámetro interno

$$d_i := d_p - 2 \cdot d_d$$

$$d_i = 54.375 \text{ [mm]}$$

- Profundidad del diente

$$\text{prof} := \frac{d_e - d_i}{2} \tag{Ec. 3-}$$

$$145$$

$$\text{prof} = 2.813 \text{ [mm]}$$

Número de dientes de la cremallera

$$d := 70 \text{ [mm]}$$

Desplazamiento longitudinal

$$Z_{cr} := \frac{d}{p_c} \tag{Ec. 3-}$$

$$146$$

$$Z_{cr} = 17.825$$

Se tomarán 24 dientes para que en los extremos no se desengrane la cremallera al momento de realizar el desplazamiento longitudinal.

$$Z_{cr} := 24 \text{ dientes}$$

- Longitud de la cremallera

$$L := Z_{cr} \cdot p_c \tag{Ec. 3-}$$

$$147$$

$$L = 94.248 \text{ [mm]}$$

$$L := 96 \text{ [mm]}$$

El material seleccionado para la construcción de la cremallera es Bronce al Aluminio AB-2, ya que presenta alta resistencia y se debe minimizar el desgaste al desplazarse longitudinalmente.

### 3.4.1.2 Análisis de la resistencia

- Esfuerzo de diseño máximo admisible

$$S_{ad} := \frac{S_{at} \cdot K_l}{K_t \cdot K_r} \quad \text{Ec. 3-}$$

148

$$S_{at} := 16.6 [\text{Kgf/mm}^2] \quad \text{Esfuerzo admisible del material.}$$

$$K_l := 1 \quad \text{Factor de vida (vida infinita).}$$

$$K_t := 1 \quad \text{Factor de temperatura (< 250 °F).}$$

$$K_r := 1 \quad \text{Factor de seguridad (menos de 1 falla en 100).}$$

$$S_{ad} = 16.6 [\text{Kgf/mm}^2]$$

- Carga transmitida máxima admisible

$$F_{t\_ad} := \frac{S_{ad} \cdot K_v \cdot B \cdot J}{K_o \cdot m \cdot K_s \cdot K_m} \quad \text{Ec. 3-}$$

149

$$K_v := 0.9 \quad \text{Factor dinámico.}$$

$$B = 19 [\text{mm}] \quad \text{Ancho del engrane.}$$

$$J := 0.5 \quad \text{Factor de geometría.}$$

$$K_o := 1.25 \quad \text{Factor de corrección por sobrecarga (fuente de energía uniforme con choque moderado).}$$

$$K_s := 1 \quad \text{Factor de corrección por tamaño (propiedades uniformes).}$$

$$K_m := 1.6 \quad \text{Factor de distribución de carga (montaje poco rígido, poca precisión).}$$

$$F_{t\_ad} = 56.772 [\text{Kgf}]$$

- Carga transmitida

$$F_t := R_z$$

$$F_t = 29.831 \text{ [Kgf]}$$

$$F_t < F_{t\_ad}$$

$$29.831 < 56.772$$

En engranaje es adecuado para esta carga.

### 3.4.1.3 Análisis del desgaste

$\sigma_c$  = Esfuerzo de contacto calculado.

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material.

$F_t$  = Carga tangencial transmitida.

$C_o$  = Factor de sobrecarga.

$C_v$  = Factor dinámico.

$C_s$  = Factor de tamaño.

$C_m$  = Factor de distribución de carga.

$I$  = Factor geométrico.

$C_f$  = Factor de condición de la superficie.

$$\mu_p := 0.29$$

$$\mu_{cr} := 0.33$$

$$E_p := 21108.13[\text{Kgf/mm}^2]$$

$$E_{cr} := 11247.47[\text{Kgf/mm}^2]$$

$$C_p := \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_{cr}^2}{E_{cr}} \right)}}$$

Ec. 3-

150

$$C_p = 50.951$$

$$C_o := 1.25$$

Fuente de energía uniforme con choque moderado.

$$C_v := 0.9$$

$$C_s := 1$$

$$C_m := 1.3$$

$$\frac{B}{d} < 1$$

$I := 0.08$  Relación de engranes 1.  
 $C_f := 1.25$  Posibilidad de esfuerzos residuales.

$$\sigma_c := C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d_p \cdot B \cdot I}} \quad \text{Ec. 3-151}$$

$$\sigma_c = 44.719 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$S_{ac}$  = Número del esfuerzo por contacto admisible.

$C_I$  = Factor de vida.

$C_H$  = Factor de la relación de dureza.

$C_t$  = Factor de temperatura.

$C_r$  = Factor de seguridad.

$$S_{ac} := 63.27 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$$C_I := 1 \quad 10^7 \text{ ciclos}$$

$$r_{HB} := \frac{250}{150} \quad \text{Relación de durezas.} \quad \text{Ec. 3-152}$$

$$C_H := 1 \quad \text{Relación de reducción 1.}$$

$$C_t := 1 \quad \text{Temperatura < a 250 }^\circ\text{F.}$$

$$C_r := 1 \quad \text{Menos de una falla en 100.}$$

$$S_{ac} \cdot \left( \frac{C_I \cdot C_H}{C_t \cdot C_r} \right) = 63.27 \quad \text{Ec. 3-}$$

153

$$\sigma_c < S_{ac} \cdot \left( \frac{C_I \cdot C_H}{C_t \cdot C_r} \right)$$

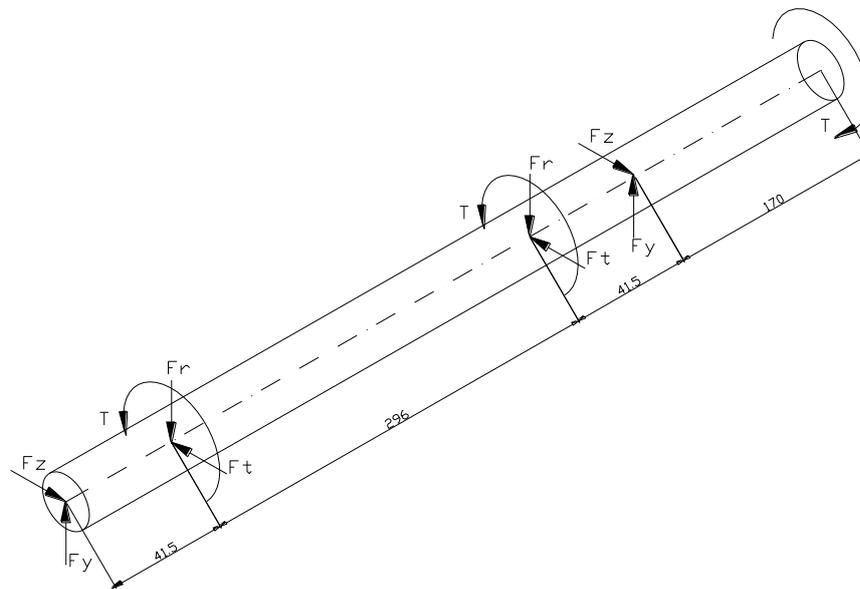
$$44.719 < 63.27$$

El engrane resiste superficialmente.

### 3.4.2 DISEÑO DEL EJE DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL

Este eje soporta los dos piñones para la transmisión del movimiento longitudinal. Se encuentra soportado por dos chumaceras del tipo SY y externamente está acoplada una palanca a partir de la cual se transforma el movimiento circular en lineal. Se analizará

como criterio estático ya que las cargas no son cíclicas y la rotación es lenta en un arco de 120°.



**Figura 3.23 DCL Eje de desplazamiento horizontal**

- Análisis de fuerzas y reacciones

$$Fr := Ft \cdot \tan(\phi) \quad \text{Ec. 3-}$$

154

$$Fr = 10.858 \text{ [Kgf]}$$

$$T := Ft \cdot \frac{dp}{2} \quad \text{Ec. 3-}$$

155

$$T = 857.641 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$Fy := Fr \quad \text{Ec. 3-}$$

156

$$Fy = 10.858 \text{ [Kgf]}$$

$$\Sigma Fz = 0$$

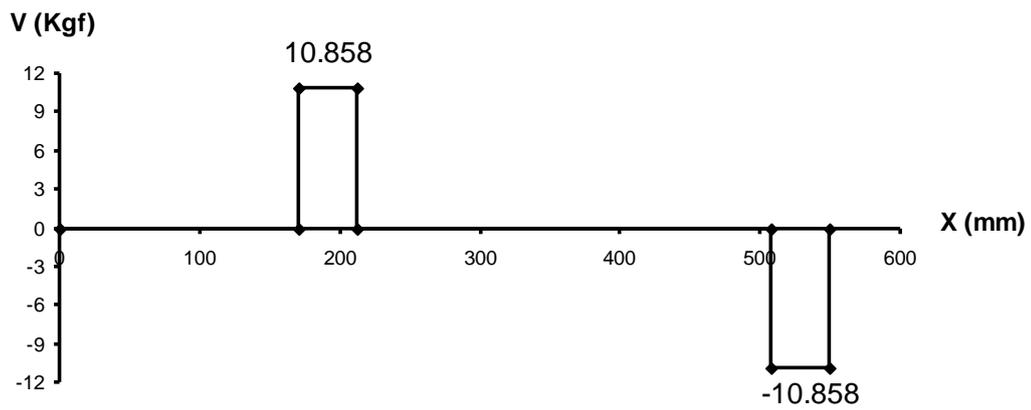
$$F_z := Ft$$

Ec. 3-

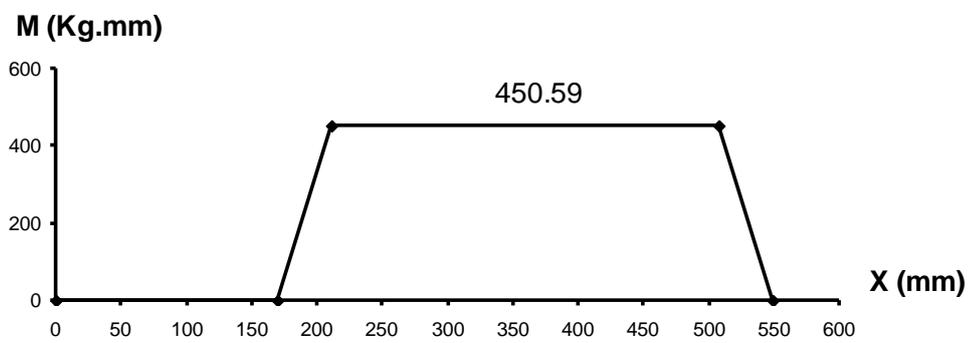
157

$$F_z = 29.831 \text{ [Kgf]}$$

### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR



### DIAGRAMA DE TORQUE

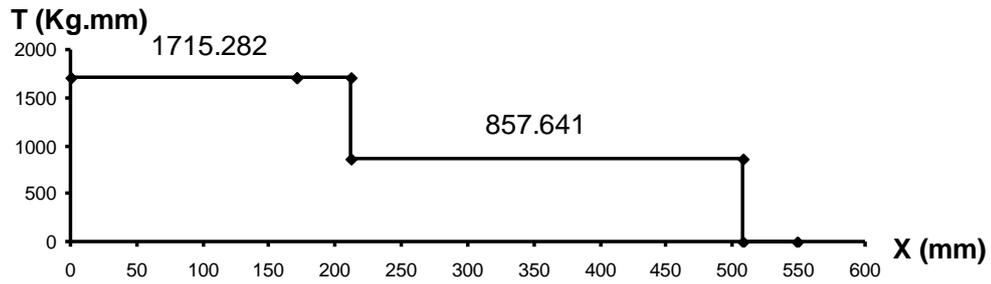


Figura 3.24 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque

$$M_{\max} := F_y \cdot 41.5$$

Ec. 3-158

$$M_{\max} = 450.59 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$T_{\max} := 2 \cdot T$$

Ec. 3-

159

$$T_{\max} = 1.715 \times 10^3 \text{ [Kgf.mm]}$$

#### 3.4.2.1 Cálculo del diámetro

Material: Acero AISI 1018

Tabla 3.9 Propiedades mecánicas del Acero AISI 1018

Resistencia a la tracción $S_u$	57.7 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia a la fluencia $S_y$	49.25 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Dureza HB	163
Porcentaje de elongación $\epsilon$	20 % en 50 [mm]

Fuente: Catálogo de aceros, IVAN BOHMAN C.A.

$$FS := 2$$

$$D_{\min} := \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{M_{\max}^2 + T_{\max}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{TECM}) \quad \text{Ec. 3-}$$

160

$$D_{\min} = 9.019 \text{ [mm]}$$

Este eje será construido a partir de un eje de diámetro 12.7 [mm] (1/2").

### 3.4.3 DISEÑO DEL EJE DE SOPORTE DE LA CREMALLERA

Este eje permanece estático, soporta a la cremallera y sirve de guía sobre el cual esta se desliza.

- Análisis de fuerzas y reacciones

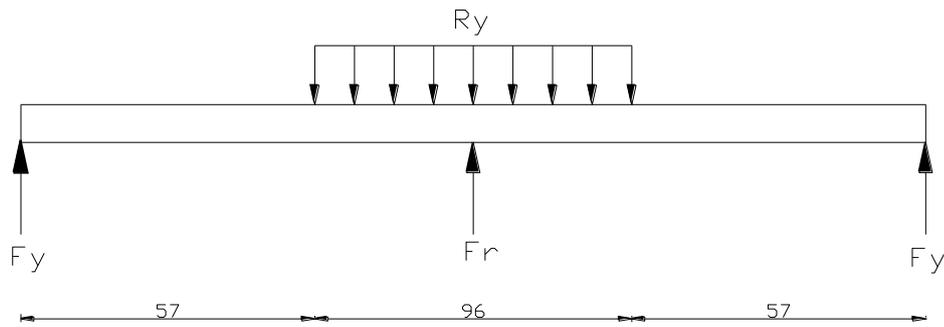


Figura 3.25 DCL Eje de soporte de cremallera plano y-z

$$F_r = 10.858 \text{ [Kgf]}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

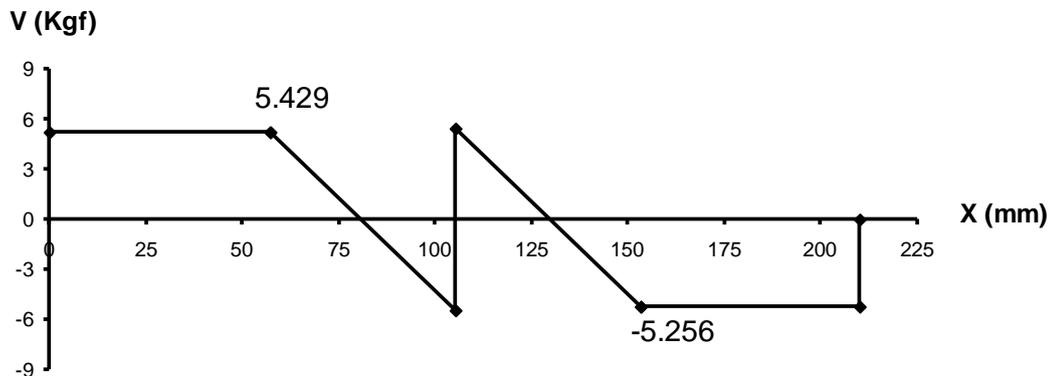
$$F_y := \frac{R_y - F_r}{2}$$

Ec. 3-

$$161$$

$$F_y = 5.256 \text{ [Kgf]}$$

#### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR

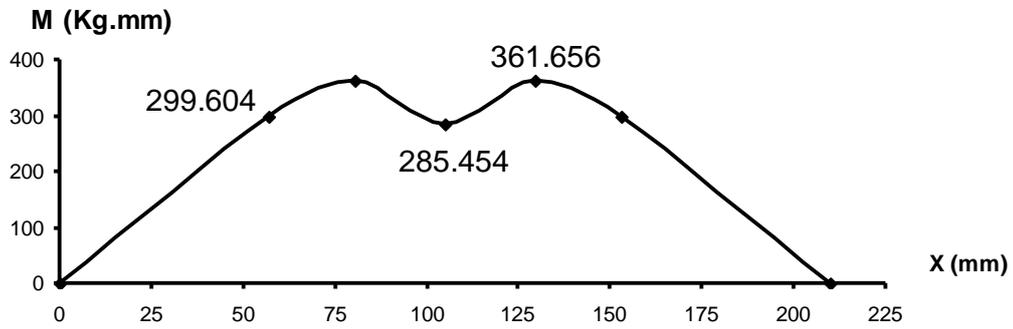


Figura 3.26 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano y-z

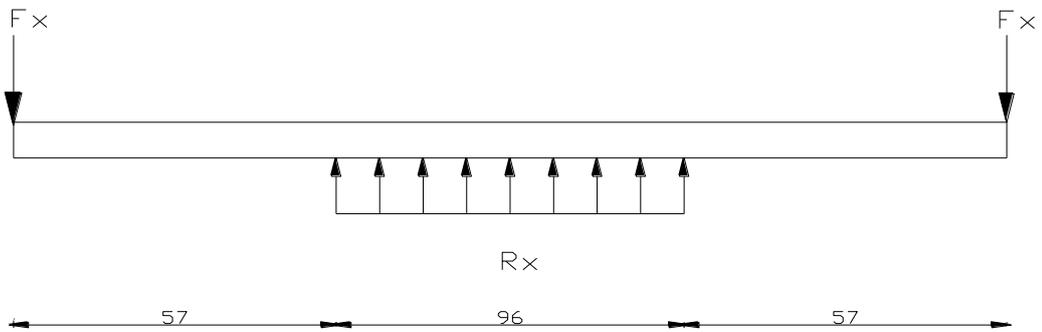


Figura 3.27 DCL Eje de soporte de cremallera plano x-z

$$R_x := 26.231[\text{Kgf}]$$

$$\sum F_x = 0$$

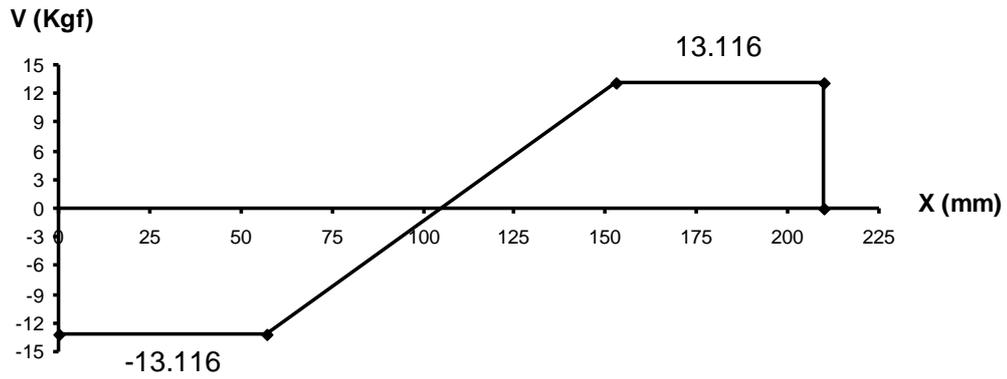
$$F_x := \frac{R_x}{2}$$

Ec. 3-

$$162$$

$$F_x = 13.116 [\text{Kgf}]$$

### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR

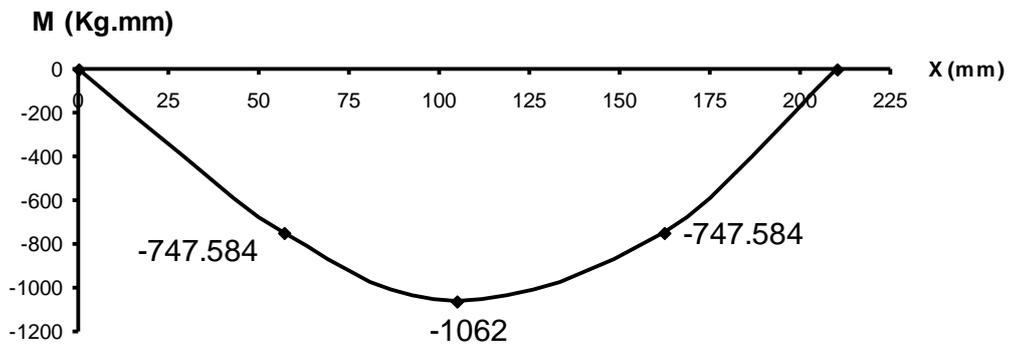


Figura 3.28 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano x-z

$$M_{\max} := \sqrt{1062^2 + 285.454^2}$$

Ec. 3-

163

$$M_{\max} = 1.1 \times 10^3 \text{ [Kgf.mm]}$$

#### 3.4.3.1 Cálculo del diámetro

Material: Acero SAE 1018

$$FS := 2$$

$$D_{\min} := \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot M_{\max} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{TECM}) \quad \text{Ec. 3-}$$

164

$$D_{\min} = 7.691 \text{ [mm]}$$

En el taller se dispone de válvulas de acero AISI 4140 y diámetro 15.5 mm, las cuales son adecuadas para esta aplicación.

### 3.4.4 SISTEMA DE ELEVACIÓN

El sistema de elevación permite el acoplamiento del mecanismo de pulido en el muñón del cigüeñal, para ello este sistema es el encargado de elevar al mecanismo de avance longitudinal acoplado con el mecanismo de pulido hasta la posición deseada.

Para obtener el movimiento de subida y bajada se utilizará una gata tipo lagarto con sistema hidráulico y capacidad de 2 Toneladas. La carga que debe ser elevada por la gata es inferior a 50 Kg. por lo que resulta adecuado y económico este sistema.

El desplazamiento vertical se realizará a lo largo de 4 guías de 14 [mm.] de diámetro, 360 [mm.] de longitud y material AISI 1018.

## 3.5 SISTEMA DE CONTROL

Las características principales de operación de la máquina son:

- Velocidad de rotación para el pulido. 110 [R.P.M.]
- Avance: Manual

- Desplazamiento horizontal máximo. 70 [mm]
- Desplazamiento vertical máximo (máquina apagada). 200 [mm]

### 3.5.1 VELOCIDAD DE ROTACIÓN

La velocidad de rotación se obtendrá de un motor eléctrico de 1 [HP] a 2750 R.P.M., y utilizando el mecanismo sin fin-corona se reducirá la velocidad a las 110 R.P.M. necesarias para el pulido.

#### 3.5.1.1 Circuito de fuerza

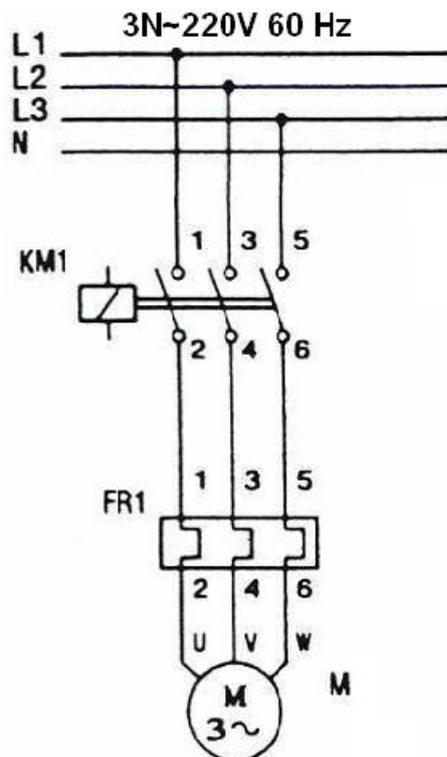
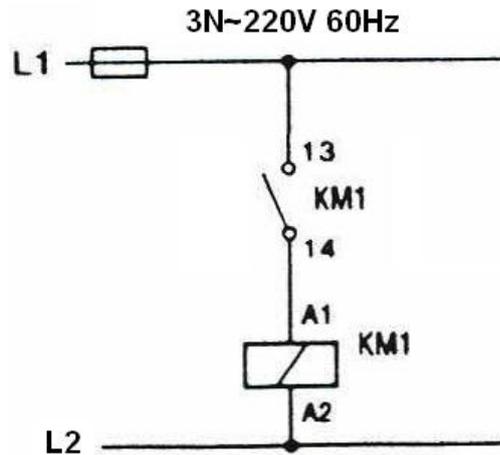


Figura 3.29 Circuito de fuerza

#### 3.5.1.2 Circuito de control



**Figura 3.30 Circuito de control**

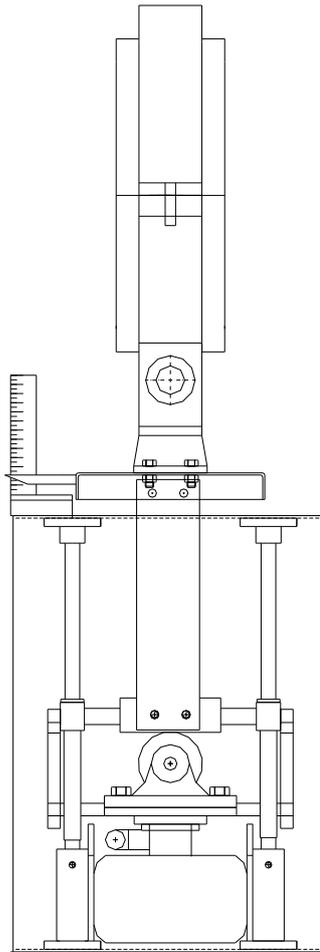
### **3.5.2 DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL**

El desplazamiento horizontal o avance, será manual por medio de una palanca y está determinado por la velocidad de rotación que el operador transmite al piñón.

### **3.5.3 DESPLAZAMIENTO VERTICAL**

Para el control del desplazamiento vertical se utilizará una regla graduada asegurada en la caja de soporte de todos los elementos y un visor fijo a la base móvil. Este sistema permite alinear el eje axial de los muñones con el eje axial de la corona para el pulido al momento de subirla con el mecanismo de elevación.

La diferencia de lecturas en la regla cuando el conjunto carcasa-corona se encuentra en la parte superior máxima y mínima que permite el ajuste determina la distancia vertical a la que se debe centrar la corona con los muñones.



**Figura 3.31 Mecanismo de control del desplazamiento vertical**

#### **3.5.4 PROFUNDIDAD DE CORTE**

La profundidad de corte depende del tamaño de grano del abrasivo utilizado, por lo que se utilizará lija No. 400 para acabado pulido. La banda de lija irá apoyada en la corona sobre una base de caucho y felpa.

En caso de requerir mayor desbaste o presión en el proceso se utilizará lija de abrasivo más grueso o se añadirá una capa más de caucho.

# CAPÍTULO 4

## CONSTRUCCIÓN

### 4.1 MATERIALES Y PRESUPUESTO

#### 4.1.1 MATERIALES

Tabla 4.1 Lista de materiales

Cant.	Detalle	Material	Observaciones
1	Tubo	Duralón C-100	$\phi_e$ 350 - $\phi_i$ 180 x 200
1	Eje	Bronce al aluminio	$\phi$ 50 x 650
1	Eje	Bronce SAE 65	$\phi$ 50 x 300
1	Plancha	ASTM A-36	240 x 140, e = 12 mm
1	Plancha	ASTM A-36	300 x 150, e = 11/32"
1	Plancha	ASTM A-36	700 x 200, e = 1/8"
1	Plancha	ASTM A-36	1220 x 2440, e = 3/32"
1	Platina	ASTM A-36	550 x 80, e = 8 mm
1	Platina	AISI/SAE P20	250 x 30, L = 25
1	Ángulo doblado	ASTM A-36	25 x 2
1	Eje	AISI 3115	$\phi$ 65 x 50
1	Eje	SAE 1018	$\phi$ 12.7 x 3000
1	Eje	SAE 1018	$\phi$ 14 x 2000
1	Eje	SAE 4140	$\phi$ 15.8 x 500
1	Motor eléctrico		1 [HP], 2750 R.P.M.
1	Matrimonio		ML 090 5/8
1	Gata hidráulica tipo lagarto		2 Toneladas
1	Rodamiento		6203-2Z/C3
1	Rodamiento		6303-2Z
3	Rodamientos		6001-2Z
1	Retenedor		NTN 40 17 10
2	Chumaceras		NTN P201
10	Pernos Allen cabeza abocardada	Acero al carbono	$\Phi$ 1/4 x 1"
2	Pernos Allen cabeza plana	Acero al carbono	$\Phi$ 5/16 x 3/4"

3	Pernos Allen cabeza abocardada	Acero al carbono	Φ5/16 x 3/4"
---	--------------------------------	------------------	--------------

**Tabla 4.1 Lista de materiales (Continuación)**

4	Pernos Allen cabeza plana	Acero al carbono	Φ5/16 x 1"
24	Pernos	Acero al carbono	Φ1/4 x 1"
4	Pernos	Acero al carbono	Φ1/2 x 2"
16	Pernos	Acero al carbono	Φ5/16 x 1/2"
4	Pernos	Acero al carbono	Φ5/16 x 1 1/2"
4	Pernos	Acero al carbono	Φ5/16 x 1 3/4"
16	Prisioneros	Acero al carbono	Φ1/4"
1	Filo	Caucho	L = 3000
4	Topes con perno	Caucho	
1	Alfombra americana	Caucho	1200 x 1000
1	Masilla		1 Litro
1	Pintura		1 Galón
1	Fondo anticorrosivo		1 Galón
10	Metros de Cable		Carol 12/4 90C (UL) SOOW CSA FT-2
2	Prensa cables		
2	Terminales		
3	Mordazas		
1	Switch de control de 3 posiciones		
1	Arrancador		
1	Overload		

## 4.1.2 PRESUPUESTO

### 4.1.2.1 Ingeniería y Administración

**Tabla 4.2 Personal**

Cant.	Posición	Horas-H	USD	USD
			Valor H - H	Valor Total
1	Técnico industrial	90	6	540
<b>TOTAL</b>				<b>540</b>

**Tabla 4.3 Misceláneos**

	USD
Materiales	80

Útiles de oficina	60
Transporte	100
Uso de vehículos	50
<b>TOTAL</b>	290
<b>SUBTOTAL 1</b>	830

#### 4.1.2.2 Costos Directos

**Tabla 4.4 Honorarios profesionales asignados por la universidad**

<b>Cant.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Horas-H</b>	<b>USD</b>	<b>USD</b>
			<b>Valor H - H</b>	<b>Valor Total</b>
1	Director de tesis	25	25	625
1	Codirector de tesis	25	25	625
<b>TOTAL</b>				1250

**Tabla 4.5 Remuneración a estudiantes**

<b>Cant.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Horas-H</b>	<b>USD</b>	<b>USD</b>
			<b>Valor H - H</b>	<b>Valor Total</b>
2	Estudiantes	320	4	2560
<b>TOTAL</b>				2560

**Tabla 4.6 Adquisición de Materiales y Equipos**

<b>Cant.</b>	<b>Descripción</b>	<b>USD</b>	<b>USD</b>
		<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
1	Elementos de Transmisión	180	180
1	Motor Eléctrico	150	150
1	Perfiles/Vigas Acero	50	50
1	Plancha de Acero	40	40
1	Insumos	380	380
1	Elementos de Rodadura	80	80
1	Ejes	50	50
1	Construcción	300	300
<b>TOTAL</b>			1200
<b>SUBTOTAL 2</b>			3760

#### 4.1.2.3 Imprevistos

	<b>USD</b>
<b>IMPREVISTOS</b>	459

#### 4.1.2.4 Total General

	<b>USD</b>
<b>TOTAL GENERAL</b>	5049

## 4.2 EQUIPOS Y HERRAMIENTAS REQUERIDAS

- Torno paralelo.
- Fresadora universal.
- Dobladora de tol.
- Soldadora:
  - De puntos.
  - Autógena.
  - Smaw.
- Prensa hidráulica.
- Sierra eléctrica.
- Taladro vertical.
- Instrumentos de Metrología:
  - Comparador de reloj.
  - Pie de rey.
  - Nivel de burbuja.
  - Flexómetro.
  - Micrómetro.
  - Goniómetro.
  - Escuadra.
- Horno para fundición.
- Equipo de protección.
- Herramientas fungibles.

## 4.3 PLANOS DE DETALLES

Los planos de los elementos mecánicos que conforman la máquina se detallan en los anexos.

# 4.4 HOJAS DE PROCESOS

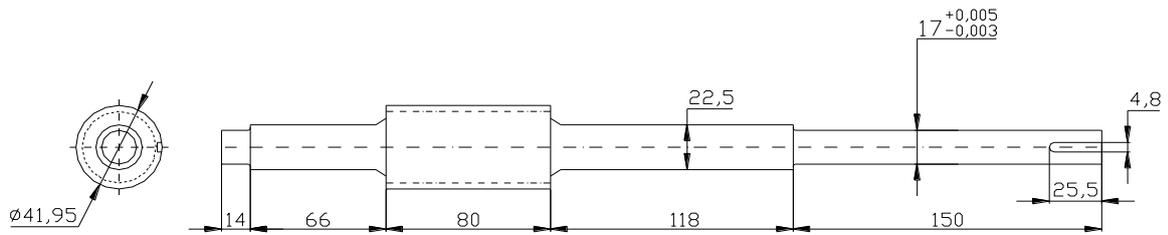
4.4.1 CONSTRUCCIÓN DEL TORNILLO SIN FIN						Hoja N° : 1			
Material: Bronce al aluminio AB-2			Denominación: Flecha tornillo sin fin						
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ $\frac{v}{v}$
1	1.1	Montar eje en el mandril del torno		Llave de mandril	Comp. de reloj	1	10	110	4
	1.2	Verificar que no exista excentricidad							
	1.3	Refrentar		Cuchilla de refrentado					
2	2.1	Fijar pieza		Punto giratorio	Pie de rey	12	28	75	0.04
	2.2	Tornear sin fin con 4 entradas		Cuchilla modular m3					
	2.3	Tornear $\Phi 22.5$ y $\Phi 17$ ver gráfico		Cuchilla HSS $\frac{1}{4}$ "					
	2.4	Verificar diámetros							
3	3.1	Rotar eje y verificar excentricidad			Comp. De reloj	1	10	110	4
	3.2	Refrentar		Cuchilla de refrentado					

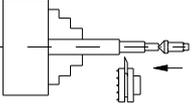
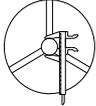
### 4.4.1 CONSTRUCCIÓN DEL TORNILLO SIN FIN

Hoja N° : 2

Material: Bronce al aluminio AB-2

Denominación: Flecha tornillo sin fin



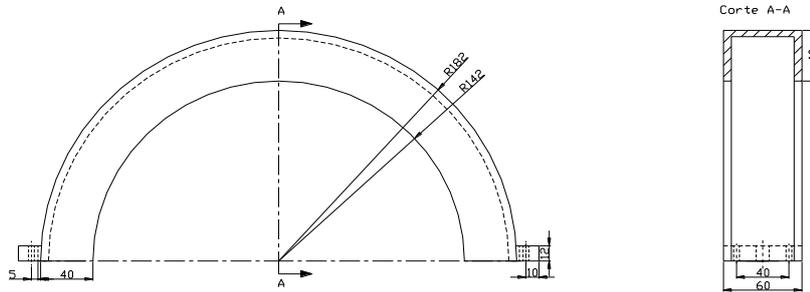
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
3	3.3	Tornear $\Phi 22.5$ y $\Phi 17$ ver gráfico		Cuchilla HSS $\frac{1}{4}$ "	Pie de rey	5	10	120	0.4
	3.4	Verificar diámetros							

### 4.4.2 CONSTRUCCIÓN DE LA TAPA SUPERIOR DE LA CARCASA

Hoja N° : 1

Material: Fundición de aluminio

Denominación: Tapa superior carcasa



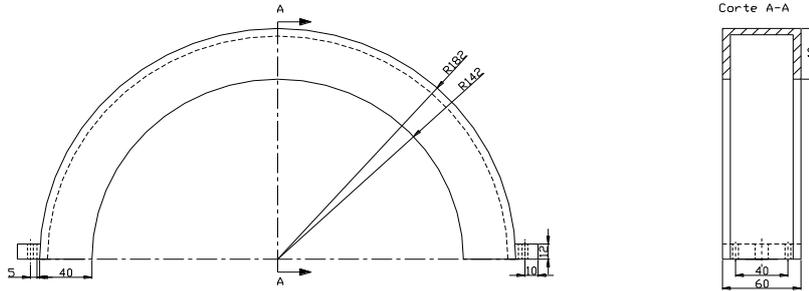
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m/min}$	N rpm	$\frac{a}{mm/v}$
1	1.1	Fundir el material		Horno de fundición					
	1.2	Colar el aluminio fundido		Molde permanente					
2	2.1	Montar fundición en el mandril del torno		Llave de mandril					
	2.2	Verificar que no exista excentricidad		Comp. de reloj					
	2.3	Refrentar		Cuchilla de refrentado		1	10	70	0.8
3	3.1	Rotar pieza y verificar excentricidad		Comp. de reloj					
	3.2	Refrentar		Cuchilla de refrentado		1	10	70	0.8
	3.3	Torneado interno $\Phi 284$		Cuchilla para interiores		30	10	100	0.2
	3.4	Verificar diámetro interno		Pie de rey					
	3.5	Vaciado, espesor de pared 6		Cuchilla para interiores		30	10	100	0.2

### 4.4.2 CONSTRUCCIÓN DE LA TAPA SUPERIOR DE LA CARCASA

Hoja N° : 2

Material: Fundición de aluminio

Denominación: Tapa superior carcasa



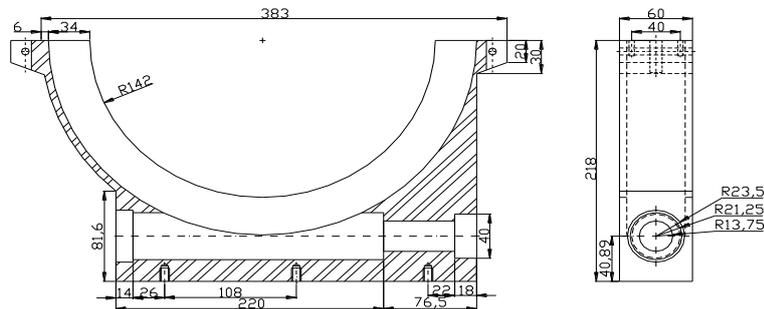
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
4	4.1	Colocar mordaza y fijar la pieza en fresadora vertical		Entenalla de mandíbulas móviles	Nivel de burbuja	10	20	1200	0.3
	4.2	Verificar paralelismo de la pieza con respecto la fresadora							
	4.3	Fresado diámetro exterior		Cuchilla de refrentado					

### 4.4.3 CONSTRUCCIÓN DEL CUERPO DE LA CARCASA

Hoja N° : 1

Material: Fundición de aluminio

Denominación: Cuerpo de la carcasa



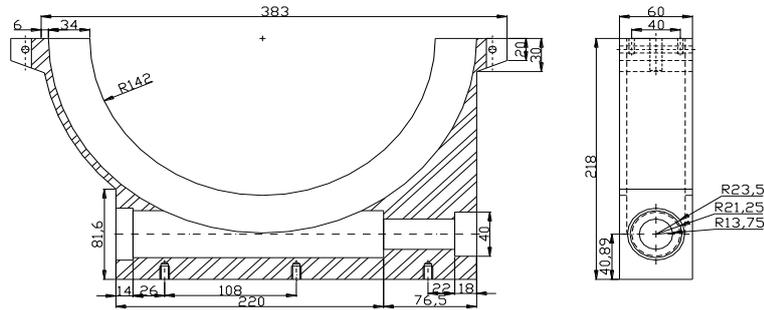
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
1	1.1	Fundir el material		Horno de fundición					
	1.2	Colar el aluminio fundido		Molde permanente					
2	2.1	Montar fundición en el mandril del torno		Llave de mandril					
	2.2	Verificar que no exista excentricidad		Comp. de reloj					
	2.3	Refrentar		Cuchilla de refrentado		1	10	70	0.8
3	3.1	Rotar pieza y verificar excentricidad		Comp. de reloj					
	3.2	Refrentar		Cuchilla de refrentado		1	10	70	0.8
	3.3	Torneado interno $\Phi 284$		Cuchilla para interiores		30	10	100	0.2
	3.4	Verificar diámetro interno		Pie de rey					
	3.5	Vaciado, espesor de pared 6		Cuchilla para interiores		30	10	100	0.2

### 4.4.3 CONSTRUCCIÓN DEL CUERPO DE LA CARCASA

Hoja N° : 2

Material: Fundición de aluminio

Denominación: Cuerpo de la carcasa



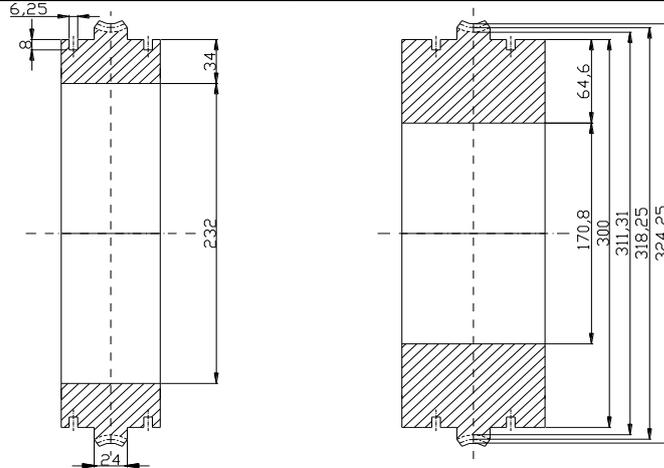
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m/min}$	N rpm	$\frac{a}{mm/v}$
4	4.1	Colocar mordaza y fijar la pieza en fresadora vertical		Entenalla de mandíbulas móviles	Nivel de burbuja	10	12	1200	0.8
	4.2	Verificar paralelismo de la pieza con respecto la fresadora							
	4.3	Fresado diámetro exterior		Cuchilla de refrentado					
	4.4	Taladrar $\Phi 48$		Broca					

#### 4.4.4 CONSTRUCCIÓN DE LAS CORONAS PARTIDAS

Hoja N° : 1

Material: Duralón C-100

Denominación: Corona partida



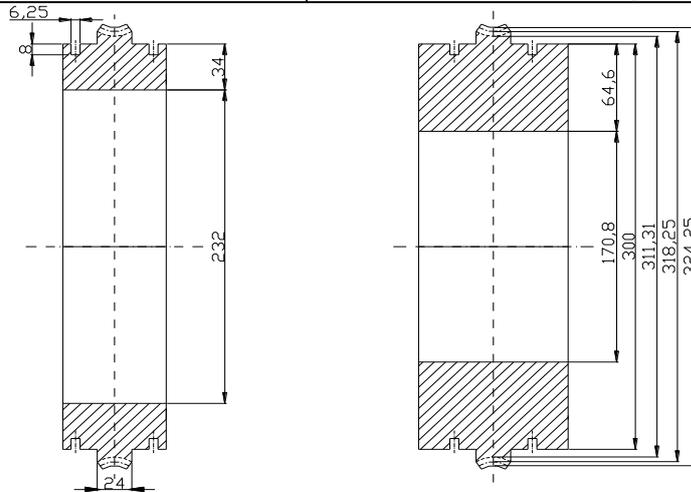
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	Nº pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
1	1.1	Cortar Duralón en la mitad		Sierra Eléctrica	Nivel de Burbuja				
	1.2	Montar pieza en el mandril del torno		Llave de Mandril					
	1.3	Verificar que no exista excentricidad		Llave de mandril					
	1.4	Refrentar		Cuchilla de refrentado		2	10	90	0.3
2	2.1	Rotar pieza y verificar excentricidad			Comp. de reloj				
	2.2	Refrentar		Cuchilla de refrentado		2	10	90	0.3
	2.3	Cilindrado interno $\Phi 170.8$ , $\Phi 232$		Cuchilla para interiores		4	9	50	0.2
	2.4	Verificar diámetro interno			Pie de rey				
3	3.1	Cilindrado externo $\Phi 300$ , $\Phi 324.25$		Cuchilla de refrentado		8	10	560	0.7

### 4.4.4 CONSTRUCCIÓN DE LAS CORONAS PARTIDAS

Hoja N° : 2

Material: Duralón C-100

Denominación: Corona partida



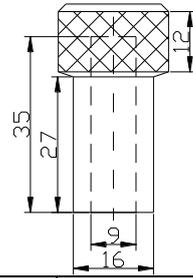
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
3	3.2	Cilindrado de canales $\Phi 286$		Cuchilla de refrentado		16	7	90	0.1
4	4.1	Montar pieza en fresadora vertical		Fresa modular m3	Nivel de burbuja	5	8	130	0.3
	4.2	Verificar paralelismo de la pieza con respecto la fresadora							
	4.3	Fresar 100 dientes, módulo 3, ángulo presión 20°							
	4.4	Partir coronas según planos							

### 4.4.5 CONSTRUCCIÓN DEL PERNO DE SUJECIÓN DE LA CARCASA

Hoja N° : 1

Material: Aluminio

Denominación: Perno sujeción carcasa



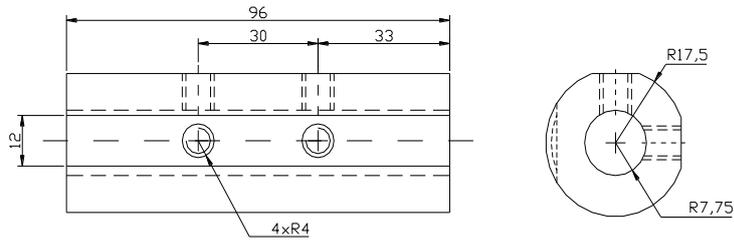
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	Nº pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v	
1	1.1	Montar eje en el mandril del torno		Llave de mandril	Comp. de reloj	1	10	70	0.8	
	1.2	Verificar que no exista excentricidad								
	1.3	Refrentar		Cuchilla de refrentado						
2	2.1	Rotar pieza y verificar excentricidad			Comp. de reloj	1	10	70	0.8	
	2.2	Cilindrar		Cuchilla de refrentado						
	2.3	Verificar diámetro								Pie de rey
	2.4	Taladrar Φ9		Broca Φ9						
	2.5	Moletado		Cuchilla para moletado						

### 4.4.6 CONSTRUCCIÓN DE LOS BOCINES CON CREMALLERA

Hoja N° : 1

Material: Bronce al aluminio AB-2

Denominación: Bocines con cremallera



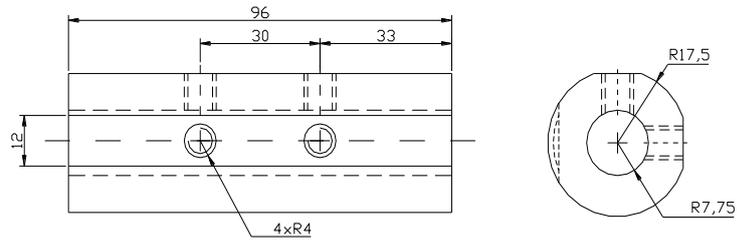
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	Nº pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
1	1.1	Montar eje en el mandril del torno		Llave de mandril	Comp. de reloj	1	10	70	0.8
	1.2	Verificar que no exista excentricidad							
	1.3	Refrentar		Cuchilla de refrentado					
2	2.1	Rotar pieza y verificar excentricidad		Cuchilla de refrentado	Comp. de reloj	1	10	70	0.8
	2.2	Refrentar							
	2.3	Verificar diámetro		Pie de rey					
	2.4	Taladrar Φ15		Broca Φ15	1	7	70	0.3	
3	3.1	Fijar la pieza en fresadora vertical		Entenalla	Nivel de burbuja				
	3.2	Verificar paralelismo de la pieza con respecto la fresadora							

### 4.4.6 CONSTRUCCIÓN DE LOS BOCINES CON CREMALLERA

Hoja N° : 2

Material: Bronce al aluminio AB-2

Denominación: Bocines con cremallera



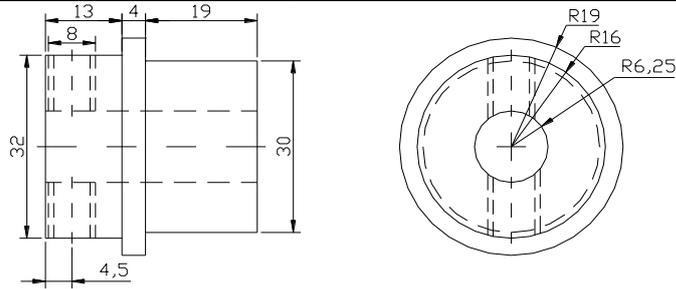
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	Nº pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
3	3.3	Refrentar caras		Cuchilla de refrentado		2	10	140	0.3
4	4.1	Rotar y verificar paralelismo de la pieza con respecto a la fresadora			Nivel de burbuja				
	3.2	Fresar 24 dientes, módulo 1.25		Cuchilla modular		24	10	480	0.2

### 4.4.7 CONSTRUCCIÓN DE ALOJO PARA ENGRANES

Hoja N° : 1

Material: Bronce al estaño SAE 65

Denominación: Alojamiento de los engranes



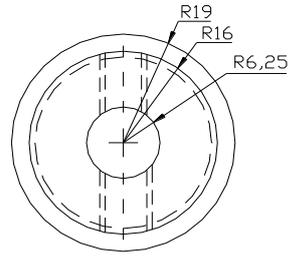
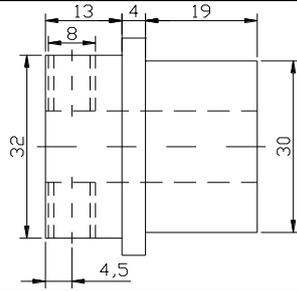
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
1	1.1	Montar eje en el mandril del torno		Llave de mandril	Comp. de reloj	1	10	70	0.8
	1.2	Verificar que no exista excentricidad							
	1.3	Refrentar							
2	2.1	Rotar pieza y verificar excentricidad		Cuchilla de refrentado	Comp. de reloj	1	10	70	0.8
	2.2	Refrentar							
	2.3	Cilindrar							
	2.4	Verificar diámetro							
3	3.1	Taladrar $\Phi 12.5$		Broca $\Phi 12.5$	Pie de rey	1	7	70	0.3
	3.2	Tornear diámetros según desarrollo		Cuchilla HSS $\frac{1}{4}$ "					

### 4.4.7 CONSTRUCCIÓN DE ALOJO PARA ENGRANES

Hoja N° : 2

Material: Bronce al estaño SAE 65

Denominación: Alojamiento de los engranes



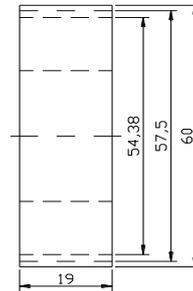
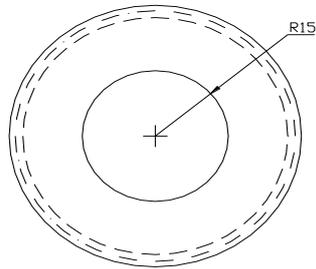
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	N° pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
3	3.3	Verificar diámetros			Pie de rey				
	3.4	Taladrar $\Phi 1/4''$		Broca $\Phi 1/4''$		1	7	70	0.3
	3.5	Machuelar $\Phi 5/16''$ UNF		Machuelos $\Phi 5/16''$ UNF					

### 4.4.8 CONSTRUCCIÓN DE LOS ENGRANES

Hoja N° : 1

Material: Acero AISI 3115

Denominación: Engranés



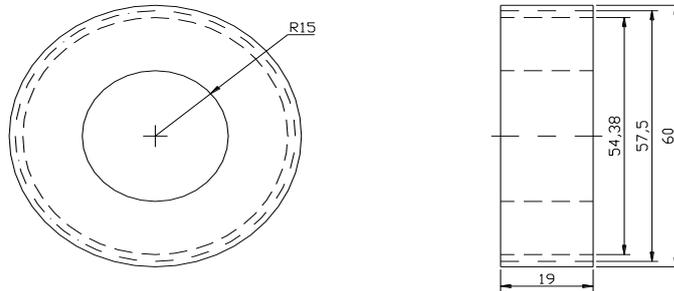
F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	Nº pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
1	1.1	Montar eje en el mandril del torno		Llave de mandril	Comp. de reloj	1	10	70	0.8
	1.2	Verificar que no exista excentricidad							
	1.3	Refrentar		Cuchilla de refrentado					
2	2.1	Rotar pieza y verificar excentricidad			Comp. de reloj	1	10	70	0.8
	2.2	Refrentar		Cuchilla de refrentado					
	2.3	Cilindrar		Cuchilla HSS 1/4"					
	2.4	Verificar diámetro							
3	3.1	Fijar la pieza en fresadora vertical		Entenalla	Nivel de burbuja				
	3.2	Verificar paralelismo de la pieza con respecto la fresadora							

### 4.4.8 CONSTRUCCIÓN DE LOS ENGRANES

Hoja N° : 2

Material: Acero AISI 3115

Denominación: Engranés



F	OP	Designación	Croquis	Útil de Herramienta	Verificación	Nº pas	$\frac{v}{m}$ min	N rpm	$\frac{a}{mm}$ v
3	3.3	Fresar 46 dientes, módulo 1.25		Fresa modular m=1.25		46	8	130	0.3
	3.4	Taladrar $\Phi 38$		Broca $\Phi 38$		1	7	70	0.3
	3.5	Partir engranes según planos		Cuchilla de refrentado		16	9	140	0.2

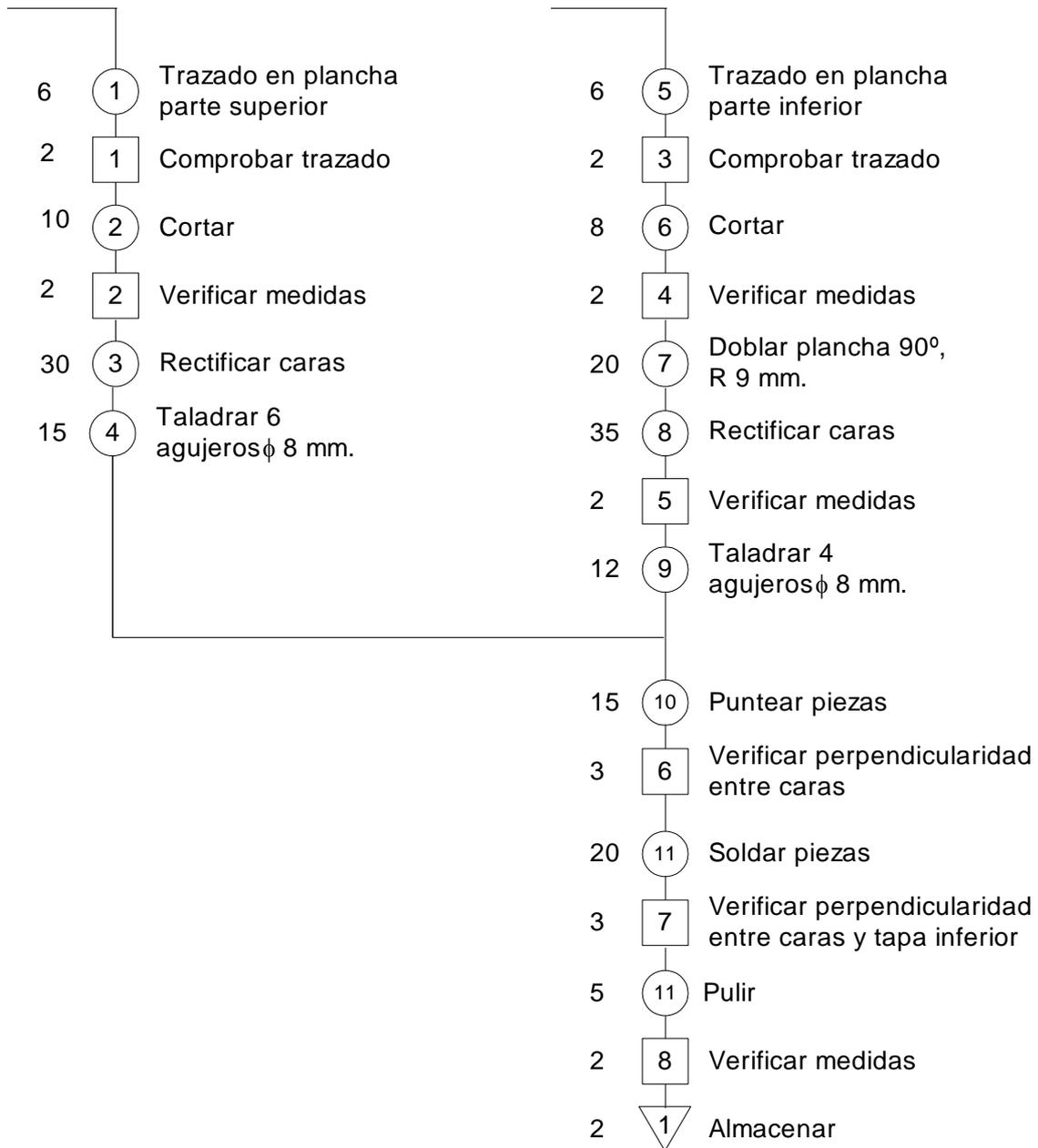
#### 4.4.9 CONSTRUCCIÓN DE LA BASE DE LA CARCASA

Diagrama: 1  
Base de la carcasa  
Plano: PC-BC  
Material: Acero ASTM A-36



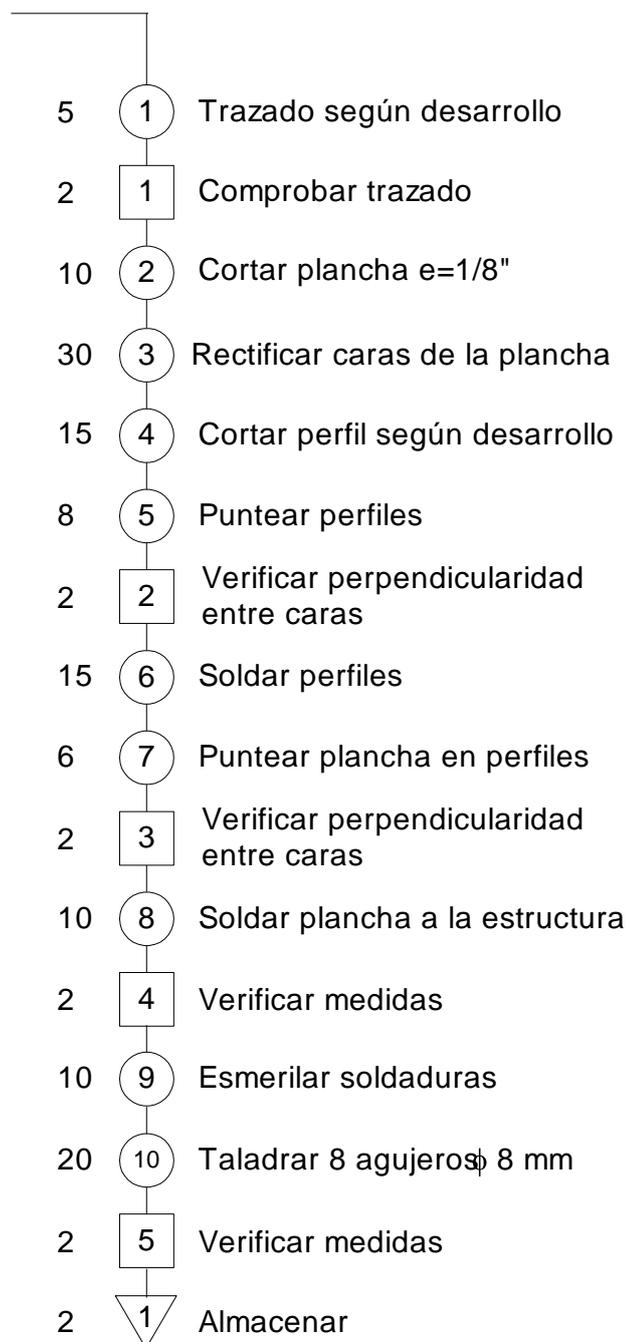
#### 4.4.10 CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DE LA CARCASA

Diagrama: 2  
Soporte de la carcasa  
Plano: PC-SC  
Material: Acero ASTM A-36



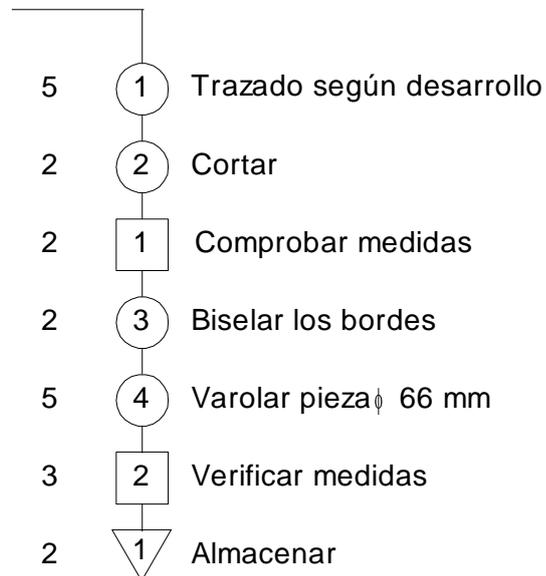
#### 4.4.11 CONSTRUCCIÓN DE LA BASE DE LA ESTRUCTURA SUPERIOR

Diagrama: 3  
Base de la estructura superior  
Plano: PC-BES  
Material: Acero ASTM A-36



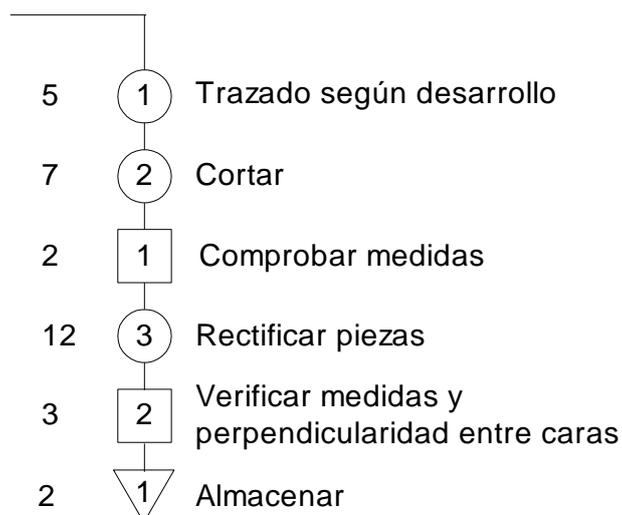
#### 4.4.12 CONSTRUCCIÓN DEL COBERTOR DEL ACOPLA

Diagrama: 4  
Cobertor del acople  
Plano: PC-CA  
Material: Plancha Aluminio



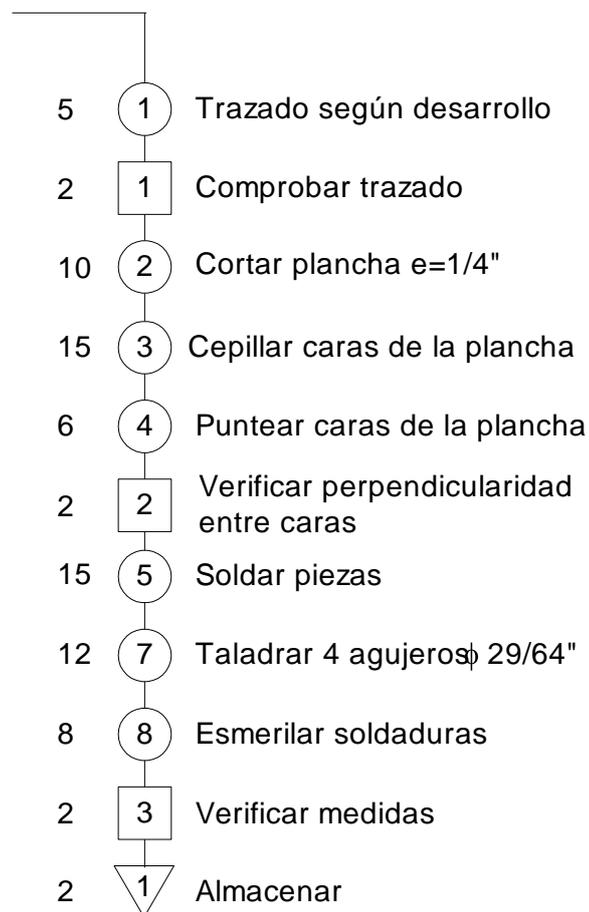
#### 4.4.13 CONSTRUCCIÓN DE LOS BRAZOS DE SOPORTE

Diagrama: 5  
Brazos de soporte  
Plano: PC-BS  
Material: Acero ASTM A-36



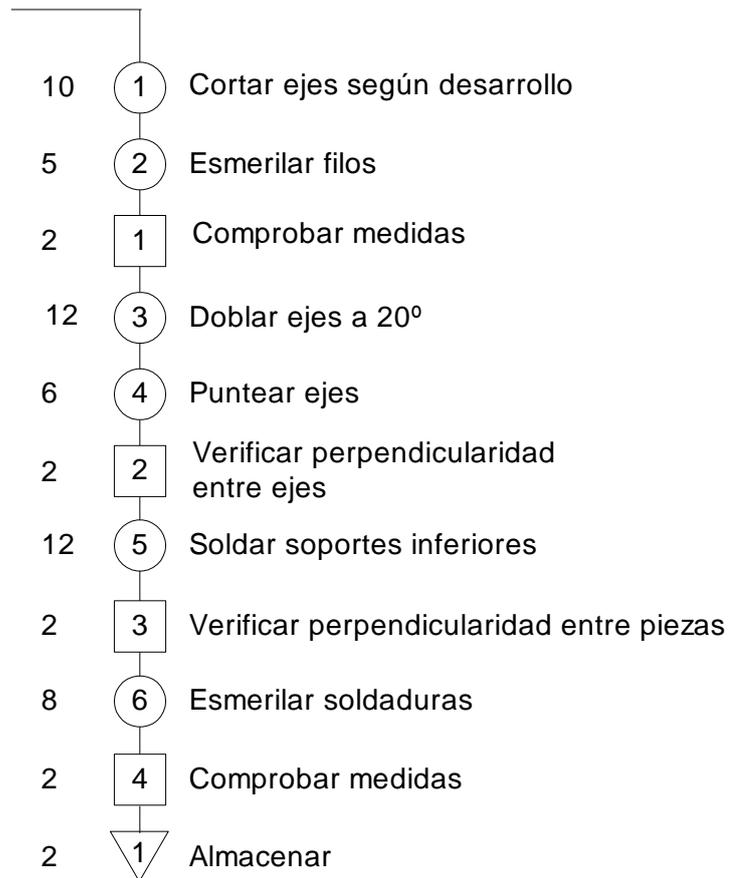
#### 4.4.14 CONSTRUCCIÓN DE PLACA DE CONEXIÓN CREMALLERAS

Diagrama: 6  
Placa de conexión de cremalleras  
Plano: PC-PCC  
Material: Acero ASTM A-36



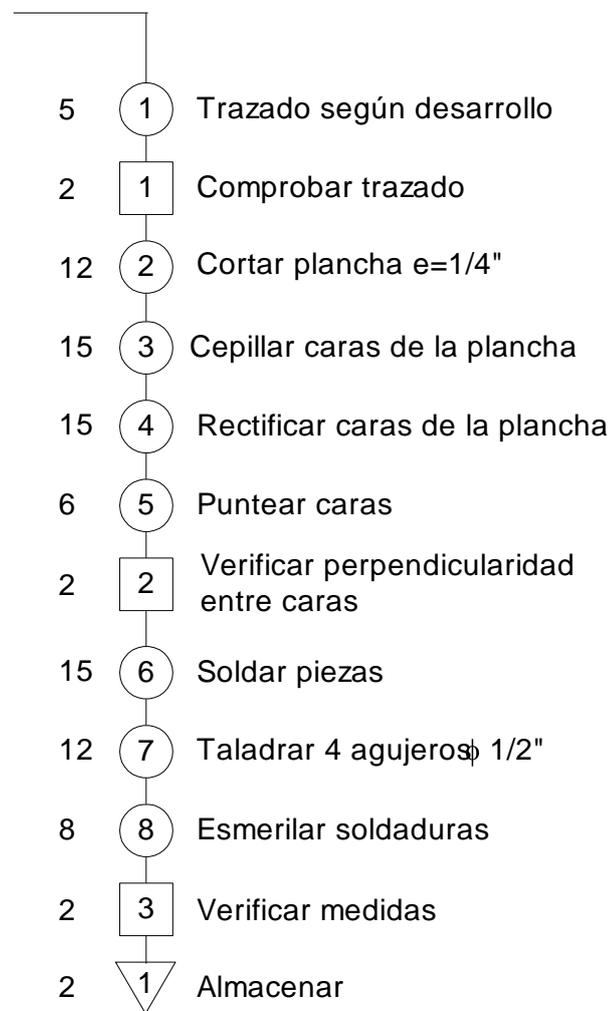
#### 4.4.15 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA INFERIOR

Diagrama: 7  
Estructura inferior  
Plano: PC-EI  
Material: Acero SAE 1018



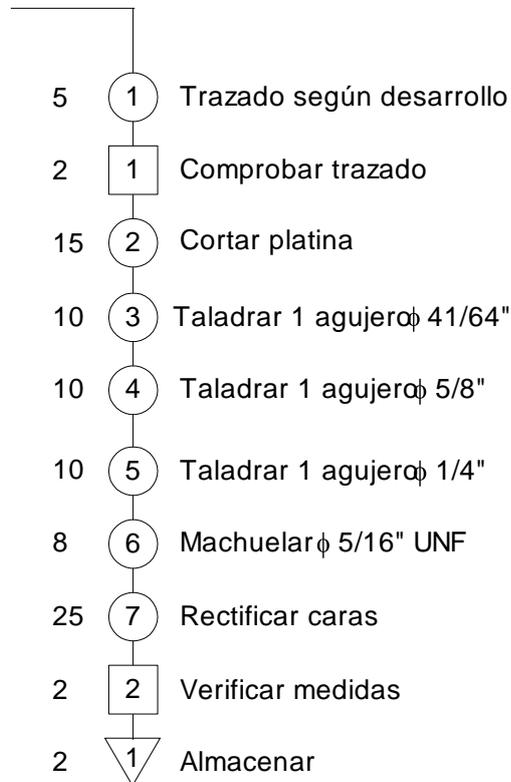
#### 4.4.16 CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DE LAS CHUMACERAS

Diagrama: 8  
Soporte de las chumaceras  
Plano: PC-SCH  
Material: Acero ASTM A-36



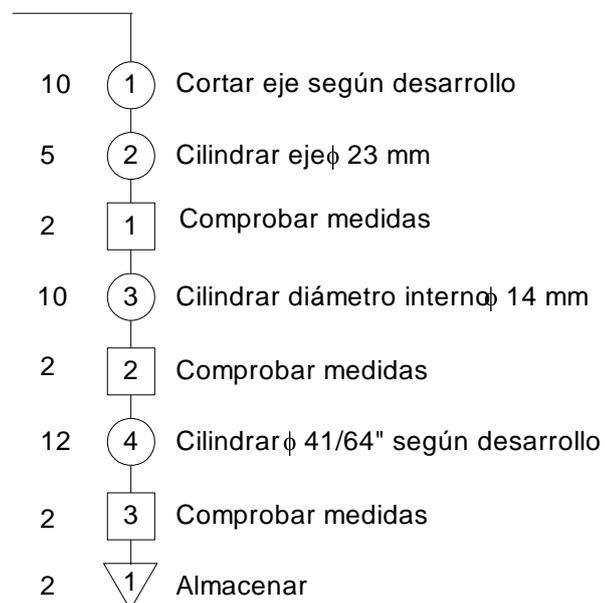
#### 4.4.17 CONSTRUCCIÓN DE ALOJOS MECANISMO DE MOVIMIENTO

Diagrama: 9  
Alojos mecanismo de movimiento  
Plano: PC-AMM  
Material: Acero AISI/SAE P20



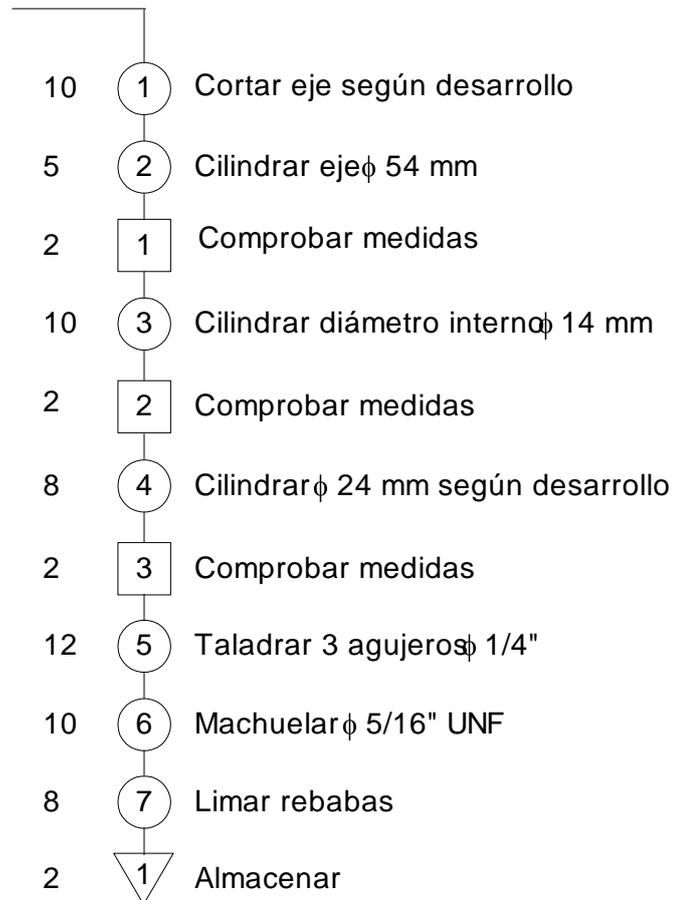
#### 4.4.18 CONSTRUCCIÓN DE BOCINES PARA EJES VERTICALES

Diagrama: 10  
Bocines para ejes verticales  
Plano: PC-BEV  
Material: Bronce al estaño SAE 65



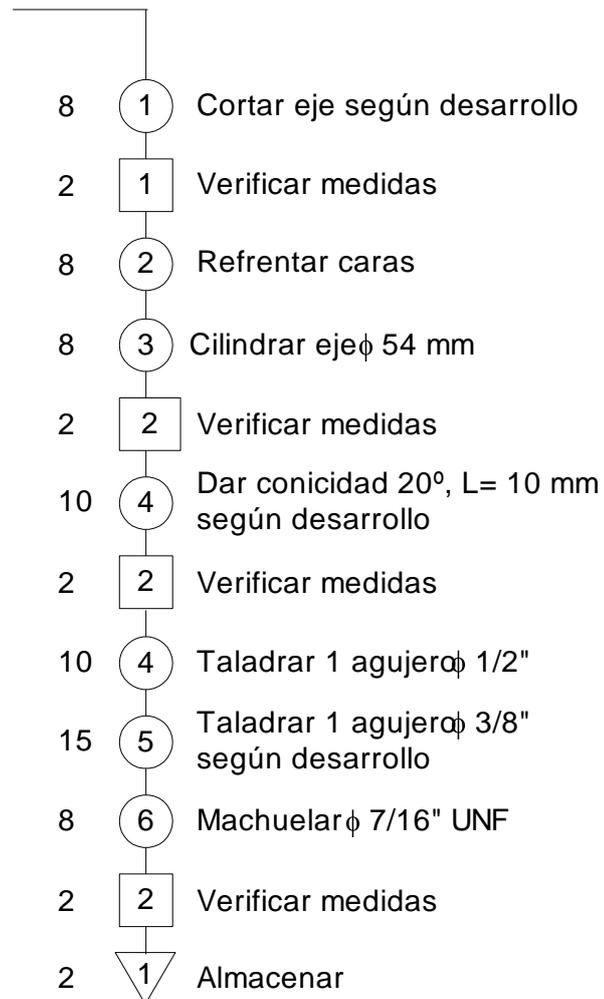
#### 4.4.19 CONSTRUCCIÓN DE SOPORTES PARA EJES VERTICALES

Diagrama: 11  
Soportes para ejes verticales  
Plano: PC-SEV  
Material: Bronce al estaño SAE 65



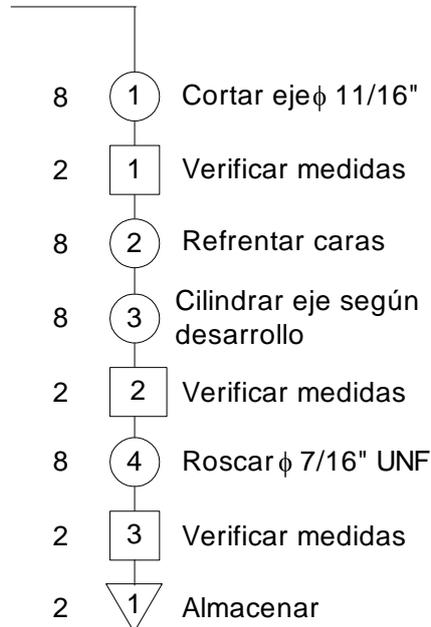
#### 4.4.20 CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DE LA PALANCA

Diagrama: 12  
Soporte de la palanca  
Plano: PC-SP  
Material: Bronce al estaño SAE 65



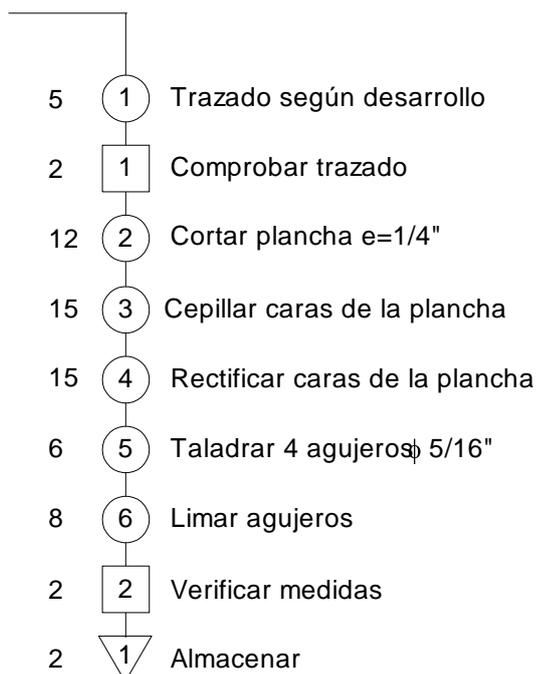
#### 4.4.21 CONSTRUCCIÓN DE LA PALANCA DE MOVIMIENTO

Diagrama: 13  
Palanca de movimiento  
Plano: PC-PM  
Material: Acero SAE 1018



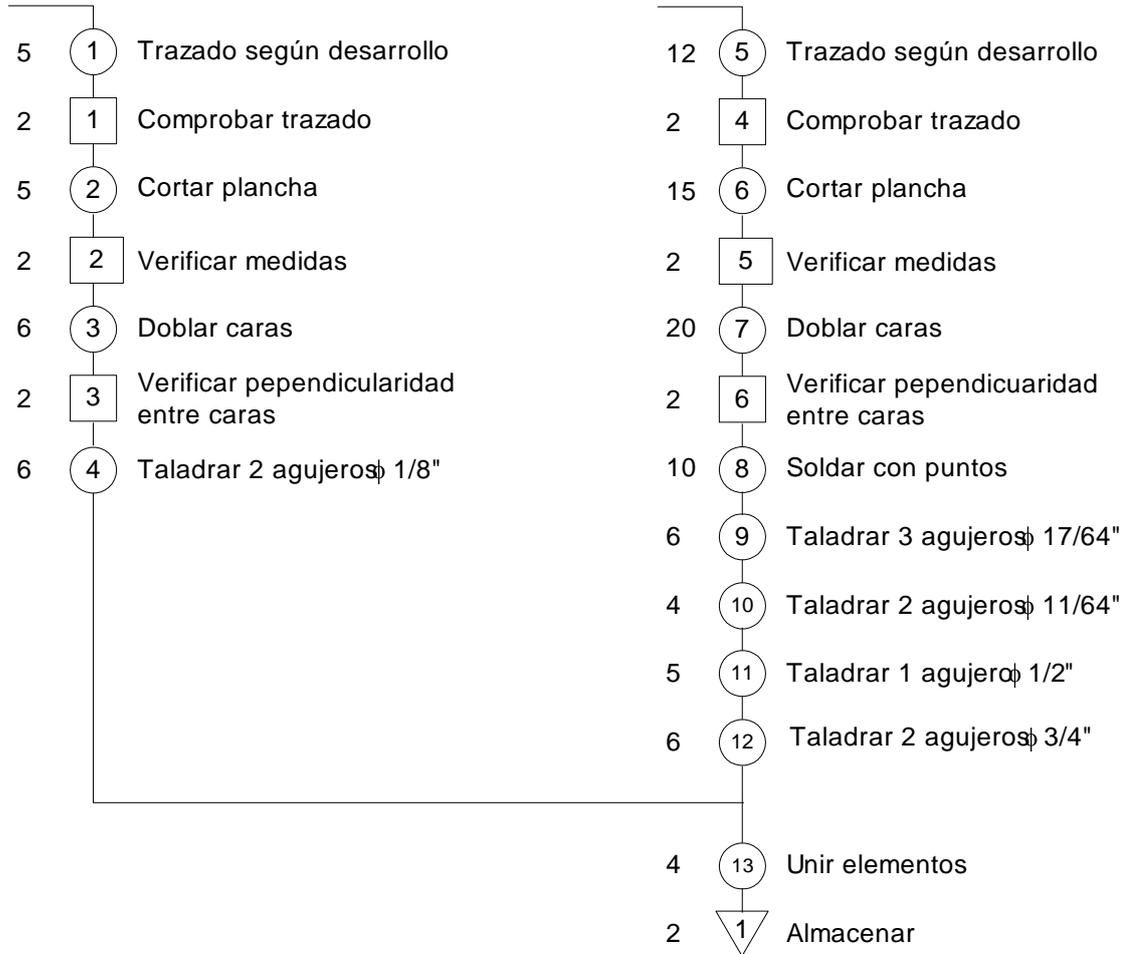
#### 4.4.22 CONSTRUCCIÓN DE PLACA SOPORTE GATA HIDRÁULICA

Diagrama: 14  
Placa de soporte gata hidráulica  
Plano: PC-PSG  
Material: Acero ASTM A-36



#### 4.4.23 CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA DEL ARRANCADOR

Diagrama: 15  
Caja del arrancador  
Plano: PC-CA  
Material: Acero ASTM A-36



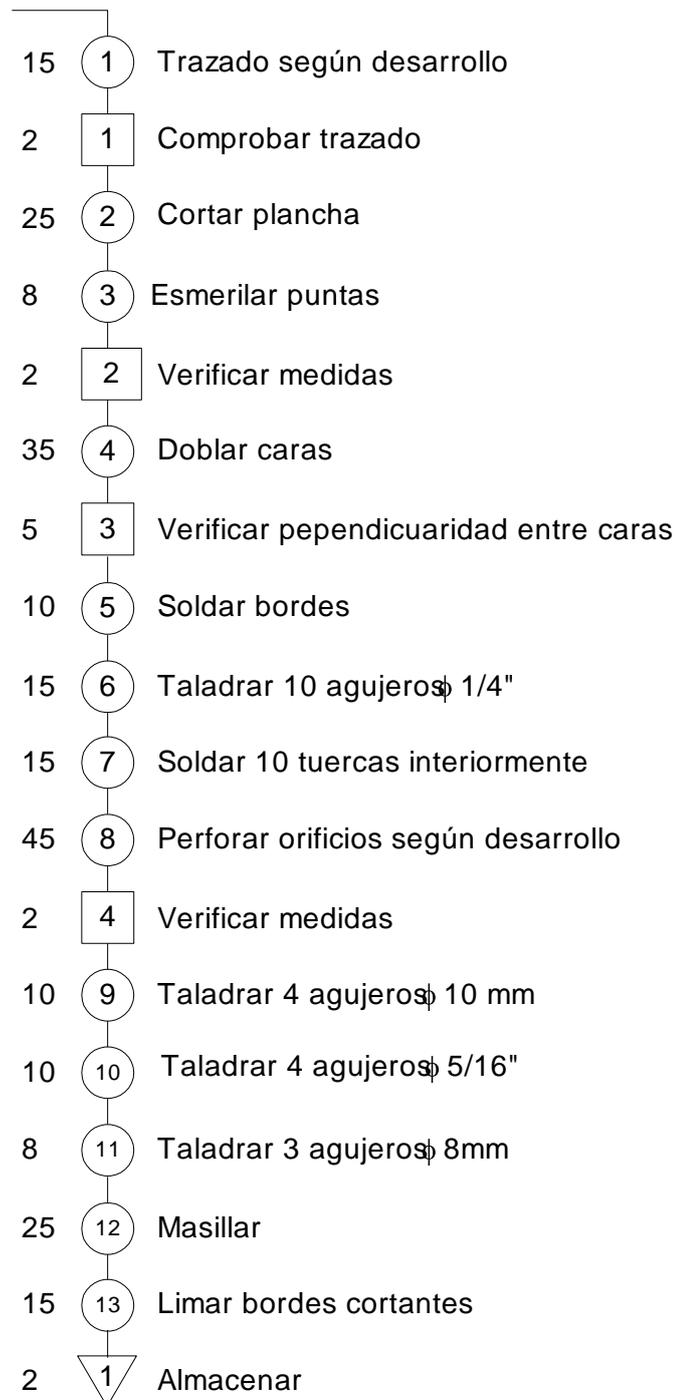
#### 4.4.24 CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA

Diagrama: 16

Caja

Plano: PC-C

Material: Acero ASTM A-36



## 4.5 PERSONAL REQUERIDO

Para la elaboración de las distintas partes que componen la máquina se requiere del siguiente personal:

- Personal mecánico industrial.
  - Técnico tornero-fresador.
  - Soldador.
  - Mecánico.
  
- Personal eléctrico.
  - Técnico electricista.

## 4.6 PRUEBAS DE OPERACIÓN y resultados

### 4.6.1 INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN

1. Verificar que las guías del mecanismo de elevación, los piñones, cremalleras y ejes para el desplazamiento longitudinal estén engrasados.
2. Chequear que exista el nivel adecuado de lubricante – aceite refrigerante Meropa ISO 220 – en el reservorio de la carcasa.
3. Situar la máquina en posición perpendicular al muñón que se desea pulir.
4. Ubicar la máquina debajo del muñón inclinándola hacia adelante, cuidando de no chocar contra la superficie del cigüeñal.
5. Colocar la corona respectiva para pulir el muñón ya sea este de bancada o de biela (corona ancha – codo de biela, y corona angosta – muñón de bancada).
6. Centrar la máquina de acuerdo al desplazamiento axial en el muñón que se va a pulir.
7. Poner la banda de lija No. 400 en la posición adecuada envolviendo al muñón y lubricar las superficies con aceite de ensayo o cualquier lubricante liviano.
8. Subir la unidad con la palanca del mecanismo de elevación a la posición adecuada.

9. Colocar la media luna de la corona con la previsión de asegurar la lija y ubicar las guías en el sitio correspondiente.
10. Verificar que cierre completamente la corona.
11. Lubricar las ranuras de la corona.
12. Colocar la tapa superior de la carcasa y asegurarla verificando que cierre completamente.
13. Verificar la altura de la carcasa y centrarla utilizando la regla con el visor móvil.
14. Lubricar el muñón.
15. Encender la máquina y empezar a pulir desplazando la parte superior de la máquina por medio de la palanca del avance longitudinal (el avance tiene que ser lento).
16. Lubricar constantemente la superficie del muñón.
17. Esperar el tiempo requerido, de 5 a 8 minutos, para terminar con el proceso de pulido.
18. Desmontar cuidadosamente los elementos instalados en los pasos anteriores.
19. Retirar la máquina.
20. Limpiar la superficie pulida con lubricante y un paño limpio.
21. Repetir el procedimiento desde el numeral 3 para todos los muñones.
22. Engrasar las superficies pulidas.

#### **4.6.2 PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL EQUIPO**

Una vez realizada la construcción se realizaron las pruebas correspondientes para verificar el correcto funcionamiento del equipo y comprobar si se cumplió con las metas trazadas en este proyecto.

##### **4.6.2.1 Definición de Parámetros y Variables a Evaluar**

En el equipo existen tres parámetros a evaluar: funcionamiento de los mecanismos de movimiento, posicionamiento de las bandas de lija y tiempos de pulido del cigüeñal.

- Funcionamiento de los mecanismos de movimiento

La máquina cumple con los desplazamientos y movimientos especificados en el diseño; por lo que no se presentaron problemas al momento de probar el equipo en funcionamiento.

- Posicionamiento de las bandas de lija

Las variables a evaluar en este parámetro son: verificar que las bandas de lija roten durante el pulido y estén completamente aseguradas entre las coronas para que al momento de ser desplazadas longitudinalmente no se desacoplen de la corona partida.

**Tabla 4.7 Variables del posicionamiento de bandas de lija**

<b>VARIABLE</b>	<b>RESULTADO OBTENIDO</b>
Lija pegada a la superficie de felpa, partida en dos medias lunas.	Pulido satisfactorio. Facilidad en el desplazamiento. Lija completamente asegurada. Pérdida excesiva de tiempo en pegar la lija. Gastos innecesarios en pegamento. Contracción de la lija horas después del pulido. Desprendimiento de la lija en los bordes.
Lija asegurada en las guías de la corona partida, envolviendo a todo el muñón.	Pulido bueno. Dificultad en el desplazamiento. Lija medianamente asegurada. Pérdida innecesaria de tiempo en perforar los orificios en la lija. Dificultad de posicionamiento de la lija en la corona partida. Rompimiento de los orificios de la lija.
Lija asegurada en los bordes de la corona partida, envolviendo a todo el muñón.	Pulido satisfactorio. Facilidad en el desplazamiento. Lija completamente asegurada. Optimización al máximo del tiempo. Facilidad de posicionamiento de la lija en la corona partida.

- Tiempos de pulido del cigüeñal.

El procedimiento para pulir el cigüeñal y obtener una superficie tipo espejo se realizaba en forma manual empleando un tiempo de 35 a 50 minutos por muñón.

Una vez realizadas las pruebas correspondientes pudimos verificar que con la máquina pulidora el tiempo se reduce considerablemente y se obtienen mejores resultados. Para conseguir este propósito se necesita solamente emplear de 8 a 10 minutos por muñón.

**Tabla 4.8 Comparación de tiempos de pulido**

<b>Pulido en Forma Manual</b>	
Número de operarios	2
Horas / Hombre / Muñón	0.83
Número de muñones (cigüeñal 18 cilindros)	19
Tiempo Total en Horas	7.92

<b>Pulido con Máquina</b>	
Número de operarios	1
Horas / Hombre / Muñón	0.17
Número de muñones (cigüeñal 18 cilindros)	19
Tiempo Total en Horas	3.17

Este es el parámetro más importante, debido a que al minimizar el tiempo de pulido el SOTE obtendrá ahorro económico, ya que se logró cumplir con el objetivo propuesto de disminuir el tiempo de trabajo al 40% de que se ha venido empleando.

$$\text{Ahorro\_tiempo} = \frac{(7.92 - 3.17) \cdot 100}{7.92} \quad \text{Ec.}$$

4-1

$$\text{Ahorro\_tiempo} = 59.975 \%$$

# CAPÍTULO 5

## ANÁLISIS ECONÓMICO

Mediante un análisis se evaluará el beneficio económico que la empresa adquirirá mediante la implementación del sistema de pulido, esto ayudará a justificar la inversión asignada al diseño y construcción de la pulidora de cigüeñales.

### 5.1 RECURSOS PRINCIPALES

Se evaluarán los costos invertidos en el desarrollo del proyecto en lo concerniente a su fabricación, considerando que para la producción se ha utilizado mano de obra y materia prima.

#### 5.1.1 RECURSOS HUMANOS

##### 5.1.1.1 Mano de Obra Directa

Tabla 5.1 Mano de Obra Directa

Descripción	Horas	Costo/hora	Costo Total
Técnico industrial	60	5.50	330.00
Soldador	9	5.50	49.50
Electricista	5	5.00	25.00
		<b>TOTAL</b>	404.50

### 5.1.1.2 Mano de Obra Indirecta

**Tabla 5.2 Mano de Obra Indirecta**

Descripción	Horas	Costo/hora	Costo Total
Honorarios director	25	25.00	625.00
Honorarios codirector	15	25.00	375.00
Egresados	320	4.00	1280.00
<b>TOTAL</b>			<b>2280.00</b>

## 5.1.2 MATERIALES

### 5.1.2.1 Materia Prima Directa

**Tabla 5.3 Adquisición de Materiales y Equipos**

Cant.	Descripción	Costo Unitario	Costo Total
1	Tubo Duralón C-100	700.00	700.00
1	Eje Bronce al aluminio	18.40	208.07
1	Eje Bronce SAE 65	14.00	73.07
1	Platina ASTM A-36, e = 8 mm	1.50	5.73
1	Plancha ASTM A-36, e = 12 mm	1.30	4.35
1	Plancha ASTM A-36, e = 11/32"	1.40	4.32
1	Plancha ASTM A-36, e = 1/8"	1.30	4.54
1	Plancha ASTM A-36, e = 3/32"	1.00	38.60
1	Platina ASTM A-36	7.00	7.00
1	Ángulo doblado 25 x 2	2.61	2.61
1	Eje AISI 3115	3.40	4.00
1	Eje SAE 1018	12.60	12.60
1	Eje SAE 1018	9.00	9.00
1	Eje SAE 4140	9.60	9.60
1	Motor eléctrico 1 [HP], 2750 R.P.M.	49.67	49.67
1	Matrimonio ML 090 5/8	50.00	50.00
1	Gata hidráulica 2 Ton.	20.70	20.70
1	Rodamiento 6203-2Z	2.00	2.00
1	Rodamiento 6303-2Z	5.00	5.00
3	Rodamiento 6001-2Z	2.77	8.31
2	Chumaceras NTN P201	3.80	7.60
1	Retenedor NTN 40 17 10	3.00	3.00
87	Pernos y prisioneros	0.3	26.10
3	Metro de Filo	1.00	3.00
4	Topes con perno	1.20	4.80

**Tabla 5.3 Adquisición de Materiales y Equipos (Continuación)**

1	Pintura	20.00	20.00
10	Metros de Cable Carol 12/4 90C (UL) SOOW CSA FT-2	3.50	35.00
2	Prensa cables	2.50	5.00
2	Terminales	0.10	0.20
3	Mordazas	0.15	0.45
1	Switch de control de 3 posiciones	10.00	10.00
1	Arrancador	96.00	96.00
1	Overload	40.00	40.00
		<b>TOTAL</b>	1470.32

**Nota:** El costo unitario de las planchas de acero ASTM A-36, ejes de bronce, y eje de acero AISI 3115 es por Kilo.

### 5.1.2.2 Materia Prima Indirecta

**Tabla 5.4 Materia Prima Indirecta**

Descripción	Costo Total
Lubricantes y grasa	25.00
Insumos varios	60.00
<b>TOTAL</b>	85.00

### 5.1.3 FINANCIEROS

Para el desarrollo de este proyecto se cuenta con el auspicio de una empresa privada, por lo que los recursos financieros han sido desembolsados como se especifica a continuación:

**Tabla 5.5 Financiamiento**

RUBROS	Costo (USD)	Recursos Propios	%	Recursos Externos	%
				(SOTE)	
1. Mano de obra directa	404.50	0.00	0.00	404.50	100.00
2. Materia prima	1470.32	130.00	8.84	1340.32	91.16
3. Insumos varios	85.00	40.00	47.06	45.00	52.94
<b>TOTAL</b>	1959.82				

## **5.2 BENEFICIOS DEL NUEVO EQUIPO**

Los beneficios del nuevo equipo para el Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, son: que la empresa a más de obtener una ventaja competitiva en cuanto a la optimización del tiempo en la reparación de los motores alcanza un desarrollo tecnológico diferente a lo que se ha venido realizando por muchos años.

En la elaboración de este proyecto es necesario cuantificar el beneficio que se logró, es decir, se liberó de realizar este trabajo a un técnico, lo que no ha significado desempleo, sino la utilización de este recurso humano en otras actividades aumentando el rendimiento global de la empresa y de la producción beneficiando a todo el personal de mantenimiento, debido a que pueden realizar otra actividad.

## **5.3 RELACIÓN COSTO-BENEFICIO**

Para determinar si el trabajo realizado resultó beneficioso, se calculará el Flujo Neto de Caja (FNC), el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR). Todos estos indicadores económicos revelarán la rentabilidad que trajo consigo este proyecto.

### **5.3.1 COSTO REAL DE FABRICACIÓN**

En la inversión del proyecto están contemplados los costos de materiales para la elaboración del equipo, los honorarios a profesores y personal técnico que nos apoyó en el proceso de construcción, así como el costo de subsistencia de nosotros en lo que respecta a comida y vivienda.

**Tabla 5.6 Costo Real de Fabricación**

<b>Descripción</b>	<b>Costo Total</b>
Mano de obra directa	404.50
Mano de obra indirecta	2280.00
Materia prima	1555.32
Manutención	750.00
Gastos indirectos de fabricación	90.00
<b>TOTAL</b>	<b>5079.82</b>

### **5.3.2 COSTO EFECTIVO DE FABRICACIÓN**

Dos de los objetivos que nos planteamos antes de comenzar este proyecto fueron el de construir una máquina atendiendo a la alternativa más viable y económica; y utilizar equipo y accesorios que el SOTE dispone y no los utiliza. Por lo que los recursos financieros que la empresa aportó fueron minimizados al máximo, debido a que se utilizaron muchos materiales que los tenían almacenados en bodega, y reutilizando otros disminuyendo así los costos de materia prima.

El costo de mano de obra indirecta que involucra los honorarios profesionales y la remuneración a estudiantes no son desembolsados, por lo que el costo efectivo de fabricación es menor.

El costo efectivo de fabricación para el SOTE es:

**Tabla 5.7 Costo Efectivo de Fabricación**

<b>Descripción</b>	<b>Costo Total</b>
Mano de obra directa	404.50
Materia prima	1341.33
Manutención	750.00
Gastos indirectos de fabricación	90.00
<b>TOTAL</b>	<b>2585.83</b>

### 5.3.3 FLUJO NETO DE CAJA (FNC)

El ingreso constituye el costo que la empresa se ahorra con la construcción de la máquina.

**Tabla 5.8 Comparación de Costos (Pulido Manual – Máquina)**

<b>PULIDO</b>	<b>Manual</b>	<b>Máquina</b>
Número de operarios	2	1
Horas / Hombre / Muñón	0.83	0.17
Número de muñones (cigüeñal 18 cilindros)	19	19
Tiempo Total en Horas	7.92	3.17
Costo Hora / Hombre	5.50	5.50
Número de cigüeñales al año	24	24
<b>COSTO TOTAL USD</b>	2090.00	418.00
<b>Ahorro USD</b>	1672.00	

Los egresos constituyen todas las salidas de efectivo que el SOTE tendrá que desembolsar por concepto de: mantenimiento, gastos administrativos y por depreciación.

**Tabla 5.9 Costo por Mantenimiento**

<b>Mantenimiento</b>	<b>Costo Mtto. (5 años)</b>
Piezas mecánicas	100.00
Proceso de pintado	60.00
Materiales: Lijas, lubricación	40.00
<b>TOTAL</b>	200.00

Los gastos administrativos a considerarse serían un porcentaje del salario del operador que esté trabajando con la máquina:

**Gasto Administrativo:** 35 USD/mes

La depreciación es la pérdida de valor de un activo fijo debido al uso, desgaste, tiempo o a su tecnología obsoleta; y se calculará por el método uniforme o de línea recta

$$D = \frac{V_o - V_r}{n}$$

Ec. 5-1

donde,

Vo: Valor inicial del activo.

Vr: Valor residual al final de la vida útil (Valor estimado por mal manejo de maquinaria siempre menor al 5%).

n: Años útiles.

$$D = \frac{2585.83 - 129.29}{5}$$

$$D = 491.3 \text{ USD}$$

**Tabla 5.10 Flujo Neto de Caja**

<b>Tiempo</b>	<b>Inicio</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Ahorro		1672	1672	1672	1672	1672
<b>Total Ingresos</b>		1672	1672	1672	1672	1672
Inversión Inicial	2585.83					
Costos de Mantenimiento		40	40	40	40	40
Costos Depreciación		491	491	491	491	491
Costos Administración		420	420	420	420	420
<b>Total Egresos</b>	2585.83	951	951	951	951	951
<b>Flujo neto de caja</b>	-2585.83	721	721	721	721	721

### 5.3.4 VALOR ACTUAL NETO (VAN)

Corresponde a la suma actualizada de todos los flujos netos de caja a lo largo de la vida útil del proyecto y está dado por:

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{FNC_i}{(1+r)^i}$$

Ec. 5-2

donde.

$FNC_i$ : Flujo neto de caja en cada período.

r: Tasa de descuento del proyecto, igual a 10% anual.

i: Período que se está considerando.

n: Tiempo al cual se realiza el flujo de caja.

**Tabla 5.11 Valor Actual Neto (VAN)**

Tasa de descuento		10%
Años	Flujo Neto de Caja	Flujo Neto de Caja Ajustado
0	-2585.83	-2585.8
1	720.69	655.2
2	720.69	595.6
3	720.69	541.5
4	720.69	492.2
5	720.69	447.5
	<b>VAN</b>	<b>146.2</b>

VAN > 0, El proyecto es rentable.

### 5.3.5 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Corresponde a la tasa de actualización para el cual el VAN es nulo. Esta relación está dada por:

$$TIR = tm + (TM - tm) * \frac{VAN_{tm}}{VAN_{tm} + VAN_{TM}}$$

Ec. 5-3

donde,

tm: Tasa de descuento menor.

TM: Tasa de descuento mayor.

$VAN_{tm}$ : Valor actual neto a tm.

$VAN_{TM}$ : Valor actual neto a TM.

$$TIR = 0.12 + (0.13 - 0.12) * \frac{12.1}{12.1 + 51}$$

$$TIR = 12.19\%$$

$TIR > r$ , se obtienen beneficios.

Es decir, la TIR es la máxima tasa de descuento aplicable para que el proyecto sea rentable.

# CAPÍTULO 6

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 6.1 CONCLUSIONES

1. Se diseñó y construyó la máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO 251–F del SOTE, de acuerdo a las condiciones específicas que se exige en el proceso de pulido, las consideraciones de funcionamiento, las alternativas y posibilidades tecnológicas más adecuadas y, los atributos de diseño con los cuales debe cumplir esta máquina.
2. Estamos en capacidad de ejecutar la investigación de carácter técnico, se indagó sobre el proceso del pulido de cigüeñales como una de las actividades importantes en el proceso para la reparación de los motores ALCO 251-F en el Taller de Mantenimiento Lago Agrio, y se recopiló la bibliografía necesaria para el diseño.
3. El diseño de la máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO 251–F del SOTE es un proyecto desarrollado por egresados de Ingeniería Mecánica; aplicando los conocimientos adquiridos en clase, investigación teórica y práctica, y bajo los criterios necesarios para trabajar en el área de reparación y mantenimiento.
4. La construcción de la máquina pulidora de cigüeñales fue realizada en su totalidad en el Taller de Mantenimiento del SOTE utilizando equipos, materiales y accesorios que el SOTE dispone.
5. El utilizar materiales que son desechados en el Taller de Mantenimiento durante el proceso de reparación de los motores, resultaron adecuados para la construcción de la referida máquina, en base al diseño desarrollado, lo que

permitió el abaratar costos en un 10%. Igualmente se utilizó materia prima que el SOTE disponía sin dar uso.

6. El diseño y construcción de esta máquina obedece a exigencias específicas debido a las dimensiones de los cigüeñales y a la disponibilidad de este tipo de motores en la industria nacional, constituyéndose en una herramienta eficaz e innovadora, aunque de baja demanda.
7. La implementación de la máquina pulidora de cigüeñales reducirá el tiempo empleado en el proceso de pulido al 40% del que lleva actualmente traducido en un ahorro económico y laboral para la empresa.
8. La recuperación de la inversión de acuerdo al análisis económico (costo-beneficio) demuestra que es un proyecto rentable, constituyéndose en un apoyo más para la investigación y construcción de máquinas herramientas de fabricación nacional.
9. El desarrollo de los proyectos a través de las universidades y politécnicas permite viabilizar soluciones adecuadas y de bajo costo para las empresas, como lo revela este proyecto.

## **6.2 RECOMENDACIONES**

1. Generar lazos más estrechos entre los centros de educación superior y las empresas públicas o privadas, para ejecutar convenios de cooperación mutua, y tomar mayor ingerencia en su cumplimiento.
2. Las empresas públicas y privadas deberían auspiciar e impulsar la investigación y el desarrollo de proyectos teórico-prácticos para resolver sus necesidades y así cooperar con el desarrollo profesional de los estudiantes.

3. Impulsar para que estudiantes y egresados desarrollen este tipo de trabajos, la repercusión de la fabricación de este tipo de máquinas conlleva a incrementar el nivel tecnológico del país y desde el punto de vista económico reducirían las importaciones, y regula los precios de oferta y demanda a nivel nacional.
4. Innovar en la construcción de máquinas herramientas que no existen en el mercado nacional o extranjero, e impulsar la construcción de aquellas que solo se encuentran en el exterior y así aumentar el nivel tecnológico del país y regular los precios de la oferta y la demanda a nivel nacional.
5. Los egresados deberán proveerse de la cantidad adecuada de catálogos y prontuarios de materiales, herramientas y elementos normalizados al momento de realizar el diseño de una máquina de este tipo.
6. Reemplazar la mezcla de diesel-gasolina utilizada actualmente como lubricante por otra clase de aceite lubricante biodegradable, y así cumplir y regirse con la norma ISO 14001 versión 2004 de Gestión Ambiental, así como para la prevención de riesgos laborales OHSAS 18001.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS.....	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	vi
RESUMEN.....	xix

### **CAPÍTULO 1 GENERALIDADES**

1.1 ANTECEDENTES.....	2
1.1.1 MOTORES ALCO MODELO 251– F.....	3
1.1.2 COMPONENTES DEL MOTOR ALCO 251-F.....	3
1.1.3 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO .....	5
1.2 CIGÜEÑALES DE MOTORES ALCO 251-F .....	6
1.2.1 DESMONTAJE.....	8
1.2.2 INSPECCIÓN Y MANTENIMIENTO GENERAL .....	9
1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	10
1.3.1 PULIDO DE CIGÜEÑALES DE MOTORES ALCO 251-F.....	10
1.3.2 DIAGNÓSTICO SITUACIONAL .....	11
1.4 JUSTIFICACIÓN.....	12
1.5 OBJETIVOS.....	13
1.5.1 OBJETIVO GENERAL .....	13
1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	13

### **CAPÍTULO 2 FUNDAMENTOS DEL PULIDO DE SUPERFICIES**

2.1 ACABADO SUPERFICIAL .....	12
2.1.1 SUPERFICIES .....	12
2.1.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS SUPERFICIES .....	13
2.1.3 RUGOSIDAD SUPERFICIAL Y ACABADO DE LA SUPERFICIE .....	14
2.2 OPERACIONES DE ACABADO .....	16

2.2.1	LAPEADO .....	16
2.2.2	ASENTADO .....	17
2.2.3	SUPERACABADO O MICROPULIDO .....	18
2.2.5	DESBARVADO Y OPERACIONES DE ACABADO SIN PRESICIÓN	19
2.3	PULIDO DE SUPERFICIES.....	20
2.3.1	MÉTODOS DE PULIDO.....	22
2.3.2	PULIDO CON BANDA ABRASIVA.....	24
2.3.3	PROCEDIMIENTO DE PULIDO CON BANDA ABRASIVA .....	25
2.3.4	PULIDO DE SUPERFICIES CILÍNDRICAS .....	25
2.4	ACABADO SUPERFICIAL EN EL CIGÜEÑAL.....	28
2.4.1	CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL.....	28
2.4.2	IMPORTANCIA DE LA TOLERANCIA .....	29

### **CAPÍTULO 3 DISEÑO DEL EQUIPO**

3.1	CONSIDERACIONES ESPECÍFICAS DEL DISEÑO .....	31
3.1.1	CONDICIONES DE TRABAJO .....	31
3.1.2	CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL DEL CIGÜEÑAL .....	32
3.1.3	DIMENSIONES .....	32
3.2	POSIBILIDADES TECNOLÓGICAS Y ALTERNATIVAS .....	33
3.2.1	PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS .....	33
3.2.2	SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA .....	39
3.3	DISEÑO DE ELEMENTOS DEL EQUIPO .....	40
3.3.1	PARÁMETROS DE DISEÑO .....	40
3.3.2	DISEÑO DEL ENGRANE PARA EL PULIDO .....	44
3.3.3	DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SIN FIN .....	57
3.3.4	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL TORNILLO SIN FIN ....	69
3.3.5	DISEÑO DE LA CARCASA MÓVIL.....	72
3.3.6	DISEÑO DE LA BASE MÓVIL .....	85
3.3.7	CÁLCULO DE LOS SOPORTES DE LA ESTRUCTURA MÓVIL .....	89
3.4	SISTEMA MOTRIZ.....	95
3.4.1	DISEÑO DEL SISTEMA DE AVANCE .....	95

3.4.2	DISEÑO DEL EJE DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL .....	100
3.4.3	DISEÑO DEL EJE DE SOPORTE DE LA CREMALLERA.....	104
3.4.4	SISTEMA DE ELEVACIÓN .....	107
3.5	SISTEMA DE CONTROL .....	107
3.5.1	VELOCIDAD DE ROTACIÓN.....	108
3.5.2	DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL .....	109
3.5.3	DESPLAZAMIENTO VERTICAL .....	109
3.5.4	PROFUNDIDAD DE CORTE .....	110

## **CAPÍTULO 4 CONSTRUCCIÓN**

4.1	MATERIALES Y PRESUPUESTO .....	106
4.1.1	MATERIALES .....	106
4.1.2	PRESUPUESTO .....	107
4.2	EQUIPOS Y HERRAMIENTAS REQUERIDAS .....	110
4.3	PLANOS DE DETALLES .....	110
4.4	HOJAS DE PROCESOS .....	111
4.4.1	CONSTRUCCIÓN DEL TORNILLO SIN FIN .....	111
4.4.2	CONSTRUCCIÓN DE LA TAPA SUPERIOR DE LA CARCASA ....	113
4.4.3	CONSTRUCCIÓN DEL CUERPO DE LA CARCASA .....	115
4.4.4	CONSTRUCCIÓN DE LAS CORONAS PARTIDAS .....	117
4.4.5	CONSTRUCCIÓN DEL PERNO DE SUJECIÓN DE LA CARCASA	119
4.4.6	CONSTRUCCIÓN DE LOS BOCINES CON CREMALLERA.....	120
4.4.7	CONSTRUCCIÓN DE ALOJO PARA ENGRANES .....	122
4.4.8	CONSTRUCCIÓN DE LOS ENGRANES.....	124
4.4.9	CONSTRUCCIÓN DE LA BASE DE LA CARCASA .....	126
4.4.10	CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DE LA CARCASA.....	127
4.4.11	CONSTRUCCIÓN DE BASE DE LA ESTRUCTURA SUPERIOR ...	128
4.4.12	CONSTRUCCIÓN DEL COBERTOR DEL ACOUPLE .....	129
4.4.13	CONSTRUCCIÓN DE LOS BRAZOS DE SOPORTE.....	129
4.4.14	CONSTRUCCIÓN DE PLACA DE CONEXIÓN CREMALLERAS....	130
4.4.15	CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA INFERIOR .....	131

4.4.16	CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DE LAS CHUMACERAS .....	132
4.4.17	CONSTRUCCIÓN DE ALOJOS MECANISMO DE MOVIMIENTO..	133
4.4.18	CONSTRUCCIÓN DE BOCINES PARA EJES VERTICALES .....	133
4.4.19	CONSTRUCCIÓN DE SOPORTES PARA EJES VERTICALES .....	134
4.4.20	CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DE LA PALANCA .....	135
4.4.21	CONSTRUCCIÓN DE LA PALANCA DE MOVIMIENTO .....	136
4.4.22	CONSTRUCCIÓN DE PLACA SOPORTE GATA HIDRÁULICA .....	136
4.4.23	CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA DEL ARRANCADOR .....	137
4.4.24	CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA .....	137
4.5	PERSONAL REQUERIDO .....	138
4.6	PRUEBAS DE OPERACIÓN Y RESULTADOS .....	138
4.6.1	INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN .....	138
4.6.2	PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL EQUIPO .....	139

## **CAPÍTULO 5 ANÁLISIS ECONÓMICO**

5.1	RECURSOS PRINCIPALES .....	142
5.1.1	RECURSOS HUMANOS .....	142
5.1.2	MATERIALES .....	143
5.1.3	FINANCIEROS.....	144
5.2	BENEFICIOS DEL NUEVO EQUIPO .....	145
5.3	RELACIÓN COSTO-BENEFICIO.....	145
5.3.1	COSTO REAL DE FABRICACIÓN.....	145
5.3.2	COSTO EFECTIVO DE FABRICACIÓN .....	146
5.3.3	FLUJO NETO DE CAJA (FNC).....	147
5.3.4	VALOR ACTUAL NETO (VAN) .....	148
5.3.5	TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).....	149

## **CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

6.1	CONCLUSIONES .....	150
6.2	RECOMENDACIONES .....	151

## LISTADO DE TABLAS

Tabla 1.1 Datos de los Motores.....	5
Tabla 1.2 Régimen de Trabajo de los Motores ALCO 251-F.....	6
Tabla 1.3 Cuellos de Embrague y Muñones de Soporte .....	9
Tabla 2.1 Factores para el Uso de las Fórmulas de Velocidad Rotativa .....	27
Tabla 2.2 Composición Química Aproximada .....	28
Tabla 2.3 Propiedades Físicas .....	29
Tabla 3.1 Características del Material .....	32
Tabla 3.2 Dimensiones de los Cigüeñales .....	32
Tabla 3.3 Matriz de Decisión .....	39
Tabla 3.4 Profundidades de corte para diferentes materiales .....	43
Tabla 3.5 Propiedades mecánicas del Bronce al aluminio AB-2 .....	63
Tabla 3.6 Propiedades mecánicas de la Fundición de Aluminio .....	77
Tabla 3.7 Momento de inercia requerido .....	86
Tabla 3.8 Propiedades mecánicas del acero ASTM A36 .....	91
Tabla 3.9 Propiedades mecánicas del Acero AISI 1018 .....	103
Tabla 4.1 Lista de materiales .....	106
Tabla 4.2 Personal .....	107
Tabla 4.3 Misceláneos.....	107

Tabla 4.4 Honorarios profesionales asignados por la universidad .....	108
Tabla 4.5 Remuneración a estudiantes .....	108
Tabla 4.6 Adquisición de Materiales y Equipos .....	108
Tabla 4.7 Variables del posicionamiento de bandas de lija .....	140
Tabla 4.8 Comparación de tiempos de pulido .....	141
Tabla 5.1 Mano de Obra Directa .....	142
Tabla 5.2 Mano de Obra Indirecta .....	143
Tabla 5.3 Adquisición de Materiales y Equipos .....	143
Tabla 5.4 Materia Prima Indirecta .....	144
Tabla 5.5 Financiamiento .....	144
Tabla 5.6 Costo Real de Fabricación .....	146
Tabla 5.7 Costo Efectivo de Fabricación .....	146
Tabla 5.8 Comparación de Costos (Pulido Manual – Máquina) .....	147
Tabla 5.9 Costo por Mantenimiento .....	147
Tabla 5.10 Flujo Neto de Caja .....	148
Tabla 5.11 Valor Actual Neto (VAN) .....	149

## LISTADO DE FIGURAS

Figura 2.1 Sección Transversal de una Superficie Metálica.....	13
Figura 2.2 Formas Geométricas de las Superficies.....	14
Figura 2.3 Desviaciones con respecto a la superficie nominal .....	15
Figura 2.4 Proceso de Lapeado y Movimiento Relativo de Trabajo .....	17
Figura 2.5 Lapeadora Vertical .....	17
Figura 2.6 Esquema de una Herramienta de Asentado .....	18
Figura 2.7 Superacabado de una Superficie Plana .....	19
Figura 2.8 Máquina Pulidora .....	21
Figura 3.1 Esquema de Alternativa 1 .....	34
Figura 3.2 Esquema de Alternativa 2 .....	35
Figura 3.3 Esquema de Alternativa 3 .....	36
Figura 3.4 Esquema de Alternativa 4 .....	38

Figura 3.5 Esquema de la máquina pulidora .....	40
Figura 3.6 DCL del eje del tornillo sin fin .....	57
Figura 3.7 Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano XY....	60
Figura 3.8 Diagramas de fuerza cortante, momento flector en el plano XZ y torque .....	62
Figura 3.9 Cargas equivalentes y capacidad de vida del rodamiento .....	70
Figura 3.10 Geometría de rodamientos seleccionados .....	72
Figura 3.11 Carcasa móvil.....	73
Figura 3.12 DCL Vista frontal de la carcasa .....	73
Figura 3.13 DCL Pared frontal de la carcasa .....	74
Figura 3.14 DCL Sección de la pared frontal de la carcasa .....	74
Figura 3.15 DCL Pared lateral de la carcasa.....	78
Figura 3.16 DCL Elemento diferencial de pared lateral .....	78
Figura 3.17 DCL Sección crítica de la pared lateral de la carcasa .....	80
Figura 3.18 DCL- 3D Alojamiento .....	83
Figura 3.19 DCL Base móvil.....	85
Figura 3.20 Sección transversal de la base.....	87
Figura 3.21 DCL 3D Estructura móvil .....	90
Figura 3.22 DCL Brazos de Soporte .....	92
Figura 3.23 DCL Eje de desplazamiento horizontal .....	101
Figura 3.24 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque.....	103
Figura 3.25 DCL Eje de soporte de cremallera plano y-z.....	104
Figura 3.26 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano y-z .....	105
Figura 3.27 DCL Eje de soporte de cremallera plano x-z.....	105
Figura 3.28 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano x-z .....	106
Figura 3.29 Circuito de fuerza .....	108
Figura 3.30 Circuito de control .....	109

## RESUMEN

## **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una pulidora de cigüeñales de los motores ALCO 251-F para el Taller Mecánico de la estación de bombeo Lago Agrio del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE.

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Obtener datos de los motores ALCO 251-F, y diagnosticar la situación.
- Diseñar una máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO 251-F, del SOTE y con ello lograr disminuir el tiempo de trabajo al 60%.
- Construir la máquina pulidora atendiendo la alternativa más viable y económica.
- Utilizar equipos, materiales y accesorios que dispone el SOTE y que no los utiliza.
- Realizar las pruebas respectivas en un cigüeñal en el Taller Mecánico de la estación de bombeo Lago Agrio del, SOTE, para verificar y analizar los resultados que se aspira alcanzar.
- Establecer las conclusiones correspondientes.

## **GENERALIDADES**

El Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, es el encargado de bombear el crudo extraído desde los pozos de la Amazonía hacia los diversos lugares de refinación.

El SOTE, consta de seis estaciones de bombeo de crudo: Lago Agrio, Lumbaqui, El Salado, Baeza, Papallacta y Quinindé; y cuatro reductoras de presión: San Juan, Chiriboga, La Palma y Santo Domingo. Cada estación de bombeo está equipada con siete motores ALCO modelo 251-F de origen estadounidense.

El over-haul de todos los motores de las estaciones de bombeo se lo realiza en el taller de mantenimiento de la estación de bombeo No.1 Lago Agrio.

## **DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

El mantenimiento de estos motores se lo realiza después de 16.000 horas de funcionamiento.

Los motores fueron diseñados para trabajar con diesel, pero, debido a los altos precios que representa trabajar con este combustible, han sido adaptados para trabajar con crudo combustible de 32° y 28° API, situación que hace que estos motores se encuentren sometidos a mayor desgaste debido a que realizan un proceso de combustión que genera mayores impurezas.

Durante la operación de los motores, se impregnan en sus cuellos y muñones residuos de la combustión y del desgaste del motor formando una película delgada de lodos.

Por medio del pulido se busca limpiar las partes rectificadas del cigüeñal para devolver la textura superficial requerida de 25 RMS. que garantice obtener una superficie tipo espejo.

## **DIAGNÓSTICO SITUACIONAL**

Una de estas actividades de reparación de los motores es el pulido de los muñones de los cigüeñales, actividad realizada en forma manual y simultanea por 2 técnicos del Taller Mecánico utilizando fajas de lija.

El tiempo medio varía entre 10 horas para el cigüeñal más pequeño (12 cilindros) y 16 horas para el más grande (18 cilindros) aproximadamente.

## DISEÑO DEL EQUIPO

La máquina se ha diseñado de acuerdo a las dimensiones que tienen los cigüeñales, a las consideraciones específicas en el proceso de pulido, las consideraciones de funcionamiento, y bajo investigación y análisis técnico tanto en el área de materiales como de diseño de elementos mecánicos, sujeto a normas, tablas y estándares para la construcción de máquinas herramientas.

### Acabado Superficial en el Cigüeñal

Los muñones de bancada y codos de biela son rectificados con un acabado superficial pulido de 25 RMS (25  $\mu$ in). No se busca tener control dimensional en la remoción del material, sino devolver a las superficies su acabado superficial requerido.

### METODOLOGÍA

- Consideraciones Específicas del Diseño
  - Condiciones de trabajo
    - ✓ Pulido Uniforme.
    - ✓ Banda Abrasiva.
    - ✓ Fluido de Corte.
    - ✓ Movimiento de Corte.
  - Características del material del cigüeñal
  - Dimensiones de los cigüeñales
- Alternativas de Diseño
  - Análisis de ventajas y desventajas.
  - Selección de la mejor alternativa - Matriz de Decisión
- Diseño de Detalle

- Parámetros de diseño.
- Análisis de elementos de máquinas.
- Sistema de control.

## **CONSTRUCCIÓN**

La construcción de la máquina pulidora de cigüeñales fue realizada en su totalidad en el Taller de Mantenimiento del SOTE utilizando equipos, materiales y accesorios que el SOTE dispone, adaptaciones de partes; atendiendo las alternativas y posibilidades tecnológicas más adecuadas, y los atributos de diseño con los cuales debe cumplir esta máquina.

- Materiales y presupuesto
- Equipos y herramientas requeridas
- Planificación de la manufactura
  - ✓ Hojas de procesos.
  - ✓ Diagramas de procesos.
  - ✓ Planos de detalle.

## **RESULTADOS**

Esta máquina envuelve a los muñones de bancada y codos de biela, y está constituida por una corona partida que recibe el movimiento de un tornillo sin fin acoplado a un motor eléctrico. Para evitar el pulido en una sola dirección se complementa el movimiento de rotación con un movimiento transversal a lo largo de todo el muñón. Para precautelar cualquier riesgo que afecte la superficie de los muñones del cigüeñal durante el pulido, la envoltura partida esta construida de duralón, e internamente la lija se apoyada en caucho y felpa.

Con el diseño y construcción de la máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO 251 – F del SOTE, se optimiza y agiliza el trabajo de pulido reduciendo el tiempo en la ejecución del mismo.

### Pruebas de Operación

- Funcionamiento de los Mecanismos de Movimiento.
- Posicionamiento de las Bandas de Lija.
  - ✓ Rotación de las bandas de lija durante el pulido.
  - ✓ Forma de asegurarse entre las coronas.
  - ✓ Desplazamiento longitudinal.
- Tiempos de pulido del cigüeñal.

**Tabla 1 Comparación de tiempos de pulido**

<b>Pulido en Forma Manual</b>	
Número de operarios	2
Horas / Hombre / Muñón	0.83
Número de muñones (cigüeñal 18 cilindros)	19
Tiempo Total en Horas	7.92

<b>Pulido con Máquina</b>	
Número de operarios	1
Horas / Hombre / Muñón	0.17
Número de muñones (cigüeñal 18 cilindros)	19
Tiempo Total en Horas	3.17

### Beneficios del nuevo equipo

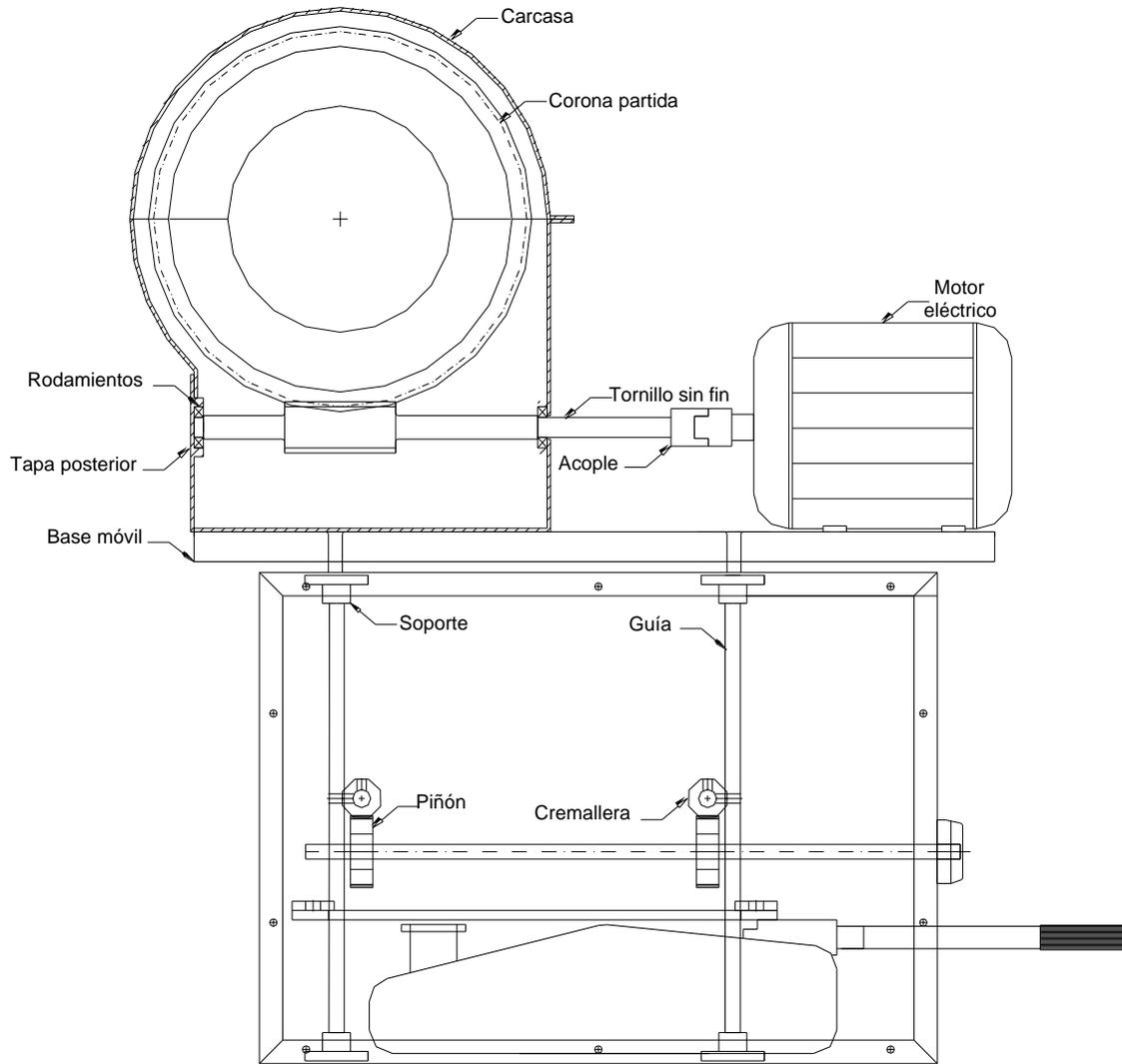
Con la máquina construida se ha liberado a un técnico y se realiza el pulido de cada muñón en un tiempo de 8 a 10 minutos, de acuerdo al estado de la superficie, reduciendo así el tiempo total a 3.2 horas por cigüeñal con la presencia de un técnico; esto equivale al 40% del tiempo que toma hacerlo manualmente pero con 2 técnicos.

## **ANÁLISIS ECONÓMICO**

El costo de fabricación de la máquina es de 2586 USD; el ahorro anual obtenido en el proceso de pulido con la máquina es de 1672 USD (24 cigüeñales al año).

Tomando en cuenta los costos de mantenimiento, depreciación y administrativos el Flujo Neto de Caja es de 721 USD al año, con un TIR del 12.2% calculado a 5 años y una tasa de descuento del 10%, con lo que la recuperación de la inversión de acuerdo al análisis económico demuestra que es un proyecto rentable, constituyéndose en un apoyo más para la investigación y construcción de máquinas herramientas de fabricación nacional.

# ESQUEMA DE LA MÁQUINA PULIDORA



# MÁQUINA PULIDORA DE CIGÜEÑALES PARA LOS MOTORES ALCO MODELO

251 – F



Vista Frontal



Vista Lateral

# **CAPÍTULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 ANTECEDENTES**

La principal fuente de ingresos para el país es la exportación del petróleo, para lo cual desde la etapa de su extracción, se necesita bombear el crudo hacia los diversos lugares de refinación. Es por esto que se requiere de un sistema de transporte del crudo extraído desde los pozos de la Amazonía, en tal virtud se construyó el Sistema de Oleoducto Transecuatoriano – SOTE –.

El Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, consta de seis estaciones de bombeo de crudo: Lago Agrio, Lumbaqui, El Salado, Baeza, Papallacta y Quinindé; y cuatro reductoras de presión: San Juan, Chiriboga, La Palma y Santo Domingo.

Cada estación de bombeo está equipada con siete motores ALCO modelo 251– F de origen estadounidense, a excepción de la estación Quinindé que cuenta con motores CATERPILLAR 3612. El bombeo del crudo se lo realiza por medio de seis de los siete motores, con la previsión de que el séptimo motor se encuentre hábil para entrar en funcionamiento ante cualquier eventualidad en el proceso.

Los motores fueron diseñados para trabajar con diesel, pero, debido a los altos precios que representa trabajar con este combustible, han sido adaptados para

trabajar con crudo combustible de 32° y 28° API, situación que hace que estos motores se encuentren sometidos a mayor desgaste debido a que realizan un proceso de combustión que genera mayores impurezas, por lo que es necesario efectuar un mantenimiento meticuloso de cada una de sus partes.

El over-haul de todos los motores de las estaciones de bombeo se lo realiza en el taller de mantenimiento de la estación de bombeo No.1 Lago Agrio. Parte de esta actividad es el pulido de los cigüeñales con la finalidad de obtener un acabado superficial tipo espejo.

El propósito de este proyecto es diseñar y construir una máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO modelo 251 – F del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, con la finalidad de optimizar el trabajo del pulido y reducir el tiempo en la ejecución del mismo.

#### **1.1.1 MOTORES ALCO MODELO 251– F.**

Los motores en “V” de 12, 16 y 18 cilindros con turbina sobrealimentadora son de cuatro tiempos, con cámara de combustión abierta y un sistema de inyección de carburante líquido.

#### **Terminología:**

**Extremo Libre:** (Frente) El extremo donde se halla montada la turbina sobrealimentadora.

**Extremo del Generador:** El extremo de toma de fuerza del generador.

**Número de orden de los Cilindros:** Se empieza a contar los cilindros desde el extremo libre del motor. Los cilindros, derecho e izquierdo, No 1, son los más cercanos a la turbina alimentadora.

#### **1.1.2 COMPONENTES DEL MOTOR ALCO 251-F**

##### **Bloque de Cilindros**

Hecho de un conjunto de piezas de acero soldadas, con un bloque de fundición; alberga y sostiene los componentes principales del motor: cigüeñal y cojinetes de bancada, árbol de levas, pulsadores, bielas motrices y pistones, camisas interiores de cilindro, culatas, soportes de bomba de combustible y gobernador.

### **Cojinetes principales y Tapetas**

Constan de dos casquillos de acero recubiertos con metal antifricción y están fijados con gran precisión. El casquillo superior se monta en una tapeta de acero forjado.

### **Engrane partido del Cigüeñal**

El engrane del cigüeñal está montado en el extremo de toma de fuerza del cigüeñal y engrana con los piñones de los ejes de levas izquierdo y derecho. Está hecho en dos mitades, en acero tratado y su ajuste al cigüeñal es de precisión, así como el ajuste de su chaveta.

### **Bomba de aceite de lubricación**

Es una bomba de desplazamiento positivo, a engranajes. Está montada sobre el cárter, extremo libre, y está accionada por un engranaje acoplado al cigüeñal del motor.

### **Árbol de Levas**

El árbol de levas está dividido en varias secciones, una por cada dos cilindros y están unidas por medio de espárragos y tuercas de seguridad. Este gira sobre cojinetes que han sido montados a presión en sus soportes en el bloque de cilindros.

### **Camisa de Cilindro**

Las camisas de los cilindros se montan en el bloque de los cilindros con un ajuste de metal contra metal.

### **Émbolos**

El émbolo está constituido por cuerpo de aluminio y una corona de acero resistente a altas temperaturas.

## Biela

La biela es una pieza forjada de acero de aleación de alta resistencia, con tapa convencional de biela.

## Cabezote

El cabezote está fijo al bloque de cilindros por medio de 7 espárragos. Tiene cámaras para dos válvulas de entrada de aire, dos válvulas para el escape de los gases combustionados y una boquilla de inyección de carburante.

## Bomba de Inyección de Carburante, Soporte y Transmisión

Cada bomba de carburante del motor, es accionada por el eje de levas a través de un rodillo seguidor, émbolo y balancín.

## Base del Motor (Cárter)

La base del motor es una estructura en acero soldado que presenta: Una superficie de montaje para el bloque del cilindro, bomba de lubricación, bomba de agua y cuatro bases de apoyo; además cubre la función de depósito de aceite.

### 1.1.3 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

Los motores ALCO modelo 251– F de las estaciones de bombeo son de 12, 16 y 18 cilindros en “V”:

**Tabla 1.1 Datos de los Motores**

<b>Diámetro y recorrido</b>	228,6 x 266,70 [mm.]	228,6 x 266,70 [mm.]	228,6 x 266,70 [mm.]
	( 9" x 10 1/2" )	( 9" x 10 1/2" )	( 9" x 10 1/2" )
<b>Número de cilindros</b>	12	16	18
<b>Desplazamiento en litros</b>	131,25	175	196,85
<b>Coefficiente de compresión:</b>			
<b>Cabeza cóncava</b>	12,5 a 1	12,5 a 1	-----
<b>Cabeza plana</b>	-----	11,5 a 1	11,5 a 1
<b>No. de válvulas por cilindro:</b>			

<b>Admisión</b>	2	2	2
<b>Escape</b>	2	2	2
<b>Diámetro del cuello del cigüeñal [mm]</b>	152,4	152,4	152,4

**Tabla 1.1 Datos de los motores (Continuación)**

<b>Diámetro de los muñones del cigüeñal [mm]</b>	215,9	215,9	215,9
<b>No. de cojinetes principales</b>	7	9	10

Fuente: Curso Teórico Práctico sobre Reparación y Mantenimiento de Motores "ALCO"

El régimen de trabajo es el siguiente:

**Tabla 1.2 Régimen de Trabajo de los Motores ALCO 251-F**

<b>Estación de Bombeo</b>	<b>No. de Cilindros</b>	<b>Potencia Nominal [bhp] @ 1030 rpm</b>
Lago Agrio	16	2500
Lumbaqui	16	2500
El Salado	12	1850
Baeza	18	2900
Papallacta	18	2900

Fuente: Curso Teórico Práctico sobre Reparación y Mantenimiento de Motores "ALCO"

## **1.2 CIGÜEÑALES DE MOTORES ALCO 251-F**

**Los cigüeñales para los motores en "V" de 12, 16 y 18 cilindros están hechos en acero especial, forjados en una sola**

**pieza; y los muñones de los cojinetes principales, así como los cuellos donde se ajustan las cabezas de biela, son rectificadas. El cigüeñal está suspendido del bloque del cilindro y gira sobre los casquillos de los cojinetes principales. Entre los muñones y los codos se encuentran soldados los contrapesos de equilibrio. En cada cuello del cigüeñal van montadas dos bielas. En estos cigüeñales, los cuellos opuestos simétricamente tienen el mismo radio.**

El sentido de giro del cigüeñal mirándolo desde el extremo de toma de fuerza es en sentido opuesto a las agujas del reloj, con una deflexión máxima de  $+0.004''$ .

El engranaje montado en el extremo de toma de fuerza, sobre el cigüeñal, engrana con los piñones de los ejes de levas del lado derecho e izquierdo. El otro extremo del cigüeñal acciona la bomba de agua para la refrigeración del motor, así como la lubricación.

**El cigüeñal es parte del sistema de lubricación de motor. Aceite procedente del colector de los tubos de lubricación, pasa bajo presión a través de las tapetas y los cojinetes; gracias a los agujeros taladrados en el eje, el aceite llega a los cuellos del cigüeñal y de ahí pasa a los cojinetes de las bielas.**

#### **1.2.1 DESMONTAJE**

11. Sacar todos los accesorios accionados por el cigüeñal.
12. Desconectar los tubos y desagües que sea necesario.
13. Sacar todas aquellas piezas que faciliten el desmontaje del bloque del cilindro de su base y el cigüeñal.
14. Desconectar el bloque de cilindros y sacarlo de su base.
15. Poner el bloque en posición invertida y colocarlo sobre unos soportes de madera.

16. Sacar tuercas y arandelas de los tornillos que sujetan las tapetas y desmontar las tapetas y los casquillos.
17. Sacar los anillos axiales, si los hay, montarlos a ambos lados del asiento del cojinete principal.
18. Con la ayuda de bragas y ganchos de embragada, levantar el cigüeñal embragándolo por sus cuellos correspondientes y depositarlo en un sitio limpio y resguardado, (Ver Tabla 1.3 para saber los cuellos de embrague y muñones de soporte).
19. Si es necesario, desmontar el engranaje partido.
20. Engrasar y cubrir los cuellos y muñones con un protector contra la oxidación, si el cigüeñal ha de estar fuera del motor por un largo período de tiempo.

**Tabla 1.3 Cuellos de Embrague y Muñones de Soporte**

No. de Cilindros	No. de Cojinetes Principales	Posición del Muñón Central	No. de Cuellos	Levantar el Cigüeñal Embragándolo por los Cuellos	Muñones de Soporte de Cigüeñal
12	7	4	6	2, 5	2, 6
16	9	5	8	2, 7	3, 7
18	10	6	9	3, 8	3, 6, 9

Fuente: Curso Teórico Práctico sobre Reparación y Mantenimiento de Motores "ALCO"

### **1.2.2 INSPECCIÓN Y MANTENIMIENTO GENERAL**

7. Limpiar los muñones del cigüeñal y cuellos con aceite diesel.
8. Limpiar los agujeros de lubricación con una disolución adecuada y aclararlos.
9. Verificar el desgaste de las superficies así como, si las partes roscadas están rotas. Si es posible usar un detector de grietas.
10. Ver que los muñones y los cuellos del cigüeñal no tengan rebabas o una superficie rugosa.

*NOTA: Las superficies rectificadas deben tener un acabado pulido de 25 RMS (25  $\mu$ in) o menos, para determinar este valor refiérase al subcapítulo 2.1.3. Si las superficies son más rugosas que 25 RMS, no se recomienda aceptarlas. Superficies ligeramente rugosas pueden pulirse usando pasta de esmeril.*

11. Verificar los cojinetes axiales y ver si están desgastados.
12. Verificar el cigüeñal para ver si está desgastado, ovalado, salta o está excéntrico.

## **1.3 Definición del problema**

### **1.3.1 PULIDO DE CIGÜEÑALES DE MOTORES ALCO 251-F**

El mantenimiento de estos motores se lo realiza después de 16.000 horas de funcionamiento, a excepción cuando ocurre algún tipo de avería, en cuyo caso se adelanta el over-haul.

Durante la operación de los motores, se impregnan en sus cuellos y muñones residuos de la combustión y del desgaste del motor formando una película delgada de lodos. Parte de la reparación de los motores consiste en realizar el pulido de los cigüeñales, que garantice obtener una superficie tipo espejo y permita el correcto asentamiento de los cigüeñales durante el funcionamiento. Cabe señalar que esta actividad no busca lograr un control dimensional de los muñones del cigüeñal.

Por medio del pulido se busca limpiar las partes rectificadas del cigüeñal para devolver la textura superficial requerida. Los técnicos de mantenimiento, han determinado como único requisito para el control de la textura superficial, obtener

una superficie tipo espejo en los cuellos y muñones realizando un método mediante el uso de lijas en forma de banda.

El procedimiento para el pulido de cigüeñales consiste en limpiar las superficies y agujeros de lubricación con diesel, posterior a este proceso se debe verificar el desgaste de las superficies de los muñones y cuellos, observando que no tengan rebabas o una superficie rugosa; estas superficies rectificadas deben tener un acabado pulido de 25 RMS (rugosidad media superficial).

### **1.3.2 DIAGNÓSTICO SITUACIONAL**

El over-haul de los motores ALCO en un inicio se realizaba en la ciudad de México, pero, debido a los altos costos que involucraba el transporte y su reparación, la compañía Texaco se vio en la necesidad de capacitar a sus empleados y construir un taller para mantenimiento y reparación que supere estas limitaciones y en donde se pueda realizar el over-haul de los motores. El taller se encuentra ubicado en la estación de bombeo No.1 de la ciudad de Lago Agrio en el cual se realiza la reparación completa de los motores de todas las estaciones de bombeo.

Debido a que los motores han sido adaptados para trabajar con crudo combustible de 32° y 28° API, están sometidos a mayor desgaste debido a que realizan un proceso de combustión que genera mayores impurezas, obteniendo residuos que afectan el rendimiento del mismo.

Esta situación hace que se requiera realizar las actividades inherentes a la reparación de los motores, en forma meticulosa y en su mayoría manual de cada una de sus partes. Una de estas actividades es el pulido de los muñones de los cigüeñales, la cual consiste en remover la fina película de residuos impregnados de color marrón, que como producto de los procesos de combustión y lubricación se forma en los muñones de biela y bancada de manera de obtener una superficie tipo espejo.

El pulido de cada cigüeñal es realizado en forma manual y simultanea por 2 técnicos del Taller Mecánico utilizando fajas de lija, las cuales son enrolladas 2 vueltas alrededor del muñón, para obtener la superficie tipo espejo a través de un movimiento de vaivén. El tiempo medio para realizar esta actividad varía entre 10 horas para el cigüeñal más pequeño (12 cilindros) y 16 horas para el más grande (18 cilindros) aproximadamente.

Al no disponer en el Taller Mecánico de una máquina que realice esta actividad, los técnicos encargados de la reparación de los motores tienen que dedicar mayor tiempo de trabajo del que se pudiera lograr con dicha máquina.

## **1.4 Justificación**

Actualmente en el contexto mundial los niveles de competitividad son muy elevados y esto hace que en nuestro país exista la necesidad de mejorar las actividades, productos o servicios de todas las instituciones.

Debido a que los motores del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, sirven para la transportación del crudo, los mismos deben cumplir con los requerimientos de puesta a punto. Por lo que se ha considerado la importancia de que la empresa obtenga una ventaja competitiva en cuanto a optimizar el tiempo de reparación de los motores ALCO y específicamente en la actividad del pulido de los cigüeñales; ventaja de la que no solo se beneficiará el SOTE como tal, sino también el país y nosotros como aspirantes a la obtención del título de ingenieros.

Gracias al diseño y construcción de una máquina pulidora de cigüeñales; que satisfaga las necesidades actuales del personal del taller mecánico, en donde el cigüeñal permanecerá fijo durante el pulido, se logrará minimizar el tiempo en un 60% del empleado en el desarrollo del trabajo, liberando 1 técnico en por lo menos 10 horas laborables el mismo que pueda desarrollar otra actividad, lo cual se traduce en beneficio de la empresa.

## **1.5 Objetivos**

### **1.5.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una pulidora de cigüeñales de los motores ALCO 251-F para el Taller Mecánico de la estación de bombeo Lago Agrio del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE.

### **1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Obtener datos (medidas, tiempos de cada over-haul, períodos de mantenimiento, parámetros de funcionamiento etc.) de los motores ALCO 251-F del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, y diagnosticar la situación.
- Diseñar una máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO 251-F, del SOTE y con ello lograr disminuir el tiempo de trabajo al 60%.
- Construir la máquina pulidora atendiendo la alternativa más viable y económica.
- Utilizar equipos, materiales y accesorios que dispone el SOTE y que no los utiliza.

- Realizar las pruebas respectivas en un cigüeñal en el Taller Mecánico de la estación de bombeo Lago Agrio del Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, para verificar y analizar los resultados que se aspira alcanzar.
- Establecer las conclusiones correspondientes.

## **CAPÍTULO 2**

# **FUNDAMENTOS DEL PULIDO DE SUPERFICIES**

## **2.1 ACABADO SUPERFICIAL**

### **2.1.1 SUPERFICIES**

Una superficie es lo que tocamos cuando sostenemos un objeto tal como una parte manufacturada. Las superficies reales de las partes manufacturadas están determinadas por los procesos que se usan para fabricarlas.

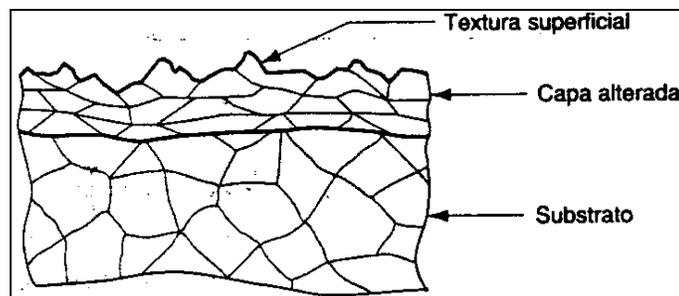
Las superficies son importantes en el aspecto comercial y tecnológico por numerosas razones, existen varias de ellas de acuerdo a las diferentes aplicaciones del producto:

7. Razones estéticas: incluyen las superficies que son tersas, libres de arañazos y defectos que pueden producir una impresión favorable al consumidor.
8. Las superficies afectan la seguridad.
9. La fricción y el desgaste dependen de las características de la superficie.
10. Las superficies afectan las propiedades físicas y mecánicas, por ejemplo, las grietas superficiales pueden ser puntos de concentración de esfuerzos.

11. Las superficies afectan el ensamble de las piezas por ejemplo, la resistencia de las juntas pegadas con adhesivos se incrementa cuando las superficies son ligeramente rugosas.
12. Las superficies tersas hacen mejores contactos eléctricos.

### 2.1.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS SUPERFICIES

Una vista microscópica de la superficie de una parte podría revelar que es menos que perfecta. Las formas de una superficie típica se ilustran en la sección transversal altamente ampliada de la superficie de un metal en la figura 2.1



**Figura 2.9 Sección Transversal de una Superficie Metálica**

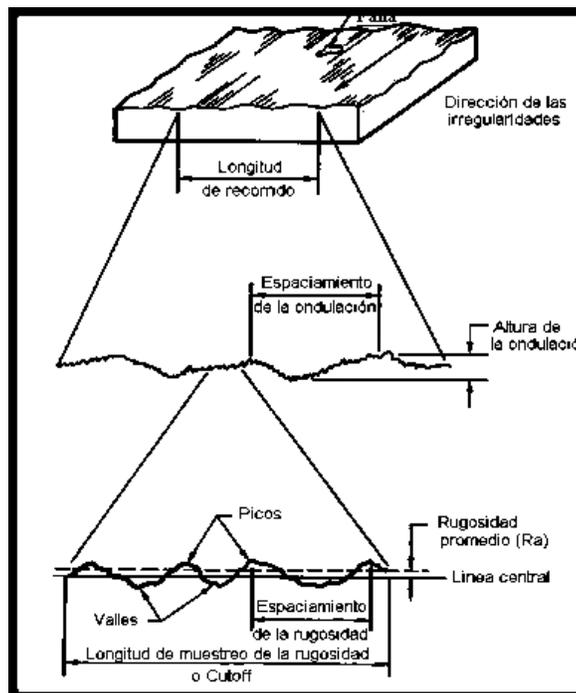
Fuente: Fundamentos de Manufactura Moderna, MIKELL P. GROVOVER

La parte denominada sustrato tiene una estructura granular externa que depende de los procedimientos previos del metal, por ejemplo, esta afectada por su composición química, los procesos de fundición del metal y cualquier operación de deformación, y tratamientos térmicos realizados en la fundición.

El exterior de la parte es una superficie cuya topografía es todo menos recta y lisa. La superficie tiene rugosidad, ondulación y fallas. También tiene patrones y direcciones que resultan del procesamiento mecánico que la produjo; todas estas formas geométricas caracterizan la textura de la superficie.

Inmediatamente por debajo de la superficie hay una capa de metal cuya estructura difiere de la del substrato llamada capa alterada y es una manifestación de las acciones que han sido realizadas sobre la superficie durante su creación y posteriormente. Los procesos de manufactura implican energía, por lo que la capa alterada puede resultar del endurecimiento por trabajo (energía mecánica), calentamiento (energía térmica), tratamiento térmico o incluso energía eléctrica.

El tema del acabado superficial incluye las irregularidades microgeométricas conocidas como ondulación y rugosidad. Ambas se generan durante el proceso de fabricación; la ondulación resulta de la flexión de la pieza durante el maquinado, la falta de homogeneidad del material, liberación de esfuerzos residuales, deformaciones por tratamientos térmicos, vibraciones, entre otros. La rugosidad (que es la huella digital de una pieza) son irregularidades provocadas por la herramienta de corte o elemento utilizado en su proceso de producción, corte, arranque y fatiga superficial.

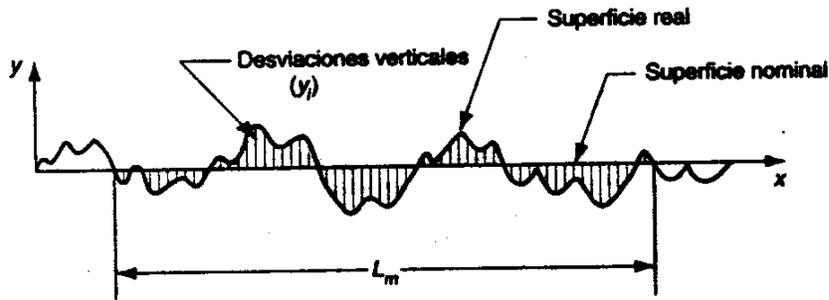


**Figura 2.10 Formas Geométricas de las Superficies**

Fuente: <http://www.cenam.mx/Dimensional/.htm>

### 2.1.3 RUGOSIDAD SUPERFICIAL Y ACABADO DE LA SUPERFICIE

La rugosidad superficial es una característica mensurable basada en las desviaciones de la rugosidad. El acabado de la superficie es un término más subjetivo, frecuentemente usado como sinónimo de la rugosidad de la superficie.



**Figura 2.11 Desviaciones con respecto a la superficie nominal**

Fuente: Fundamentos de Manufactura Moderna, MIKELL P. GROVOVER

La medida más usada de textura superficial es la rugosidad superficial. La rugosidad superficial puede definirse como el promedio de las desviaciones verticales con respecto a la superficie nominal, sobre una longitud especificada de superficie. Se usa una media aritmética basada en los valores absolutos de la desviación, y a este valor de la rugosidad se le denomina rugosidad promedio Ra.

$$Ra = \frac{\sum_{i=1}^n |y_i|}{n}$$

Ec. 2-1

donde:

Ra = valor de la media aritmética de rugosidad,  $\mu\text{m}$  ( $\mu\text{pulg.}$ ).

y = desviación vertical con respecto a la superficie nominal,  $\mu\text{m}$  ( $\mu\text{pulg.}$ ).

n = número de desviaciones en una distancia  $L_m$ .

Para este cálculo se debe evitar las desviaciones verticales asociadas con la ondulación y solamente incluir aquellas relacionadas con la rugosidad, para resolver este problema se usa un

parámetro llamado longitud de corte como un filtro que separa la ondulación en una superficie medida de las desviaciones de rugosidad. La longitud de corte usada con mayor frecuencia en la práctica es 0.8 mm. La longitud de medida  $L_m$  se establece normalmente como una aproximación a 5 veces la longitud de corte.

En forma práctica la rugosidad superficial representada por el valor de Ra se determina con un medidor de rugosidades o rugosímetro, o también por medio de patrones de rugosidad, para realizar comparaciones visuales por medio de fotografías o de un microscopio, o al tacto de operador.

## **2.2 OPERACIONES DE ACABADO**

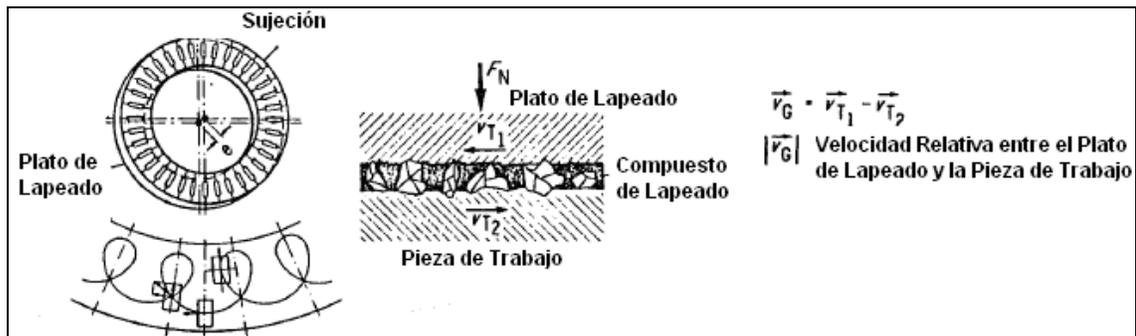
La rugosidad superficial es el parámetro más representativo para describir la textura superficial debido a su influencia directa en la fricción, fatiga y resistencias electrónica y térmica.

Entre los aspectos más relevantes se encuentran las variables de velocidad de avance, velocidad de giro y profundidad de corte. Pueden obtenerse buenos acabados operando las herramientas de corte con alimentaciones ligeras, pero esto es muy lento.

Existen aplicaciones abrasivas que en comparación con el rectificado con el cual puede llevarse al extremo de procurar acabados tan finos y con un alto grado de precisión, tienen velocidades más lentas y una acción más suave y que por lo general pueden ser más económicas para los mejores acabados. Tales operaciones son el lapeado, asentado, acabados superfinos.

### **2.2.1 LAPEADO**

Es un proceso de abrasión que deja rayas finas arregladas al azar. Su propósito es mejorar la calidad de la superficie reduciendo la rugosidad, ondulación y defectos para producir superficies exactas lo mismo que lisas.

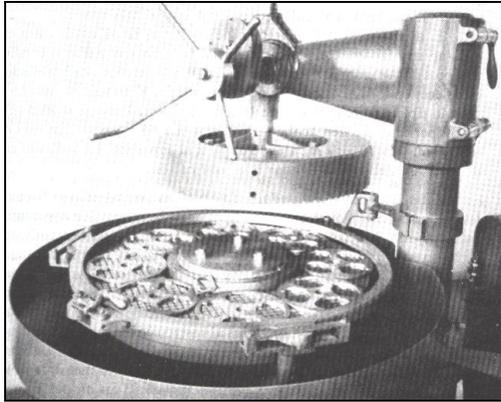


**Figura 2.12 Proceso de Lapeado y Movimiento Relativo de Trabajo**

Fuente: [http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material\\_clase/Acabados.pdf](http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material_clase/Acabados.pdf)

El alcance de utilidad es grande, en algunos casos puede ser simplemente un recurso para remover un defecto ocasional. Normalmente solo se elimina una pequeña cantidad de material por lapeado, hasta 1 mm (0.04 in), pero por lo general solo aproximadamente 100  $\mu\text{m}$  (0.004 in) para desbaste y tanto como 2  $\mu\text{m}$  para acabado.

Para el lapeado se usa abrasivo suelto fino mezclado con un vehículo, ruedas abrasivas ligadas o abrasivos revestidos. La mayoría del trabajo se hace esparciendo abrasivo suelto y el vehículo son las zapatas del lapeado, placas o mangas llamadas lapas, que se frota contra el trabajo. El lapeado se hace tanto a mano como por máquinas, el trabajo y la lapa no se guían rígidamente unos con respecto a la otra y los movimientos relativos se cambian continuamente.



**Figura 2.13 Lapeadora Vertical**

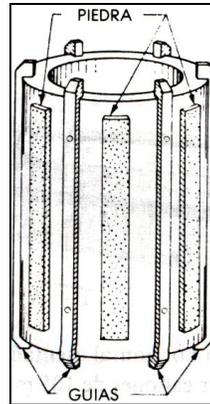
Fuente: Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros, LAWRENCE E. DOYLE

### **2.2.2 ASENTADO**

Es una operación de abrasión principalmente para acabar agujeros redondos pero también en menor extensión superficies externas planas y curvas por medio de piedras abrasivas ligadas. Las aplicaciones típicas son el acabado de cilindros de motor de automóvil, cojinetes, almas de cañón, calibradores de anillos, pasadores de pistón, flechas y caras de bridas.

El asentado se realiza a bajas velocidades con una acción suave, gran área de contacto y menos presión; usado para eliminar hasta 3 mm de material pero normalmente se confina a cantidades menores de 0.25 mm (0.01 in). Las superficies pueden acabarse a 25 nm ( $1\mu\text{in}$ )  $R_a$ , pero son más comunes de 0.2 a 0.25  $\mu\text{m}$  (8 a 10  $\mu\text{in}$ )  $R_a$ .

En la figura 2.6 se ilustra un sostén o cabezal de herramienta para soportar las piedras. Las piedras se expanden, cuando trabajan, por un cono o cuña dentro del sostén.



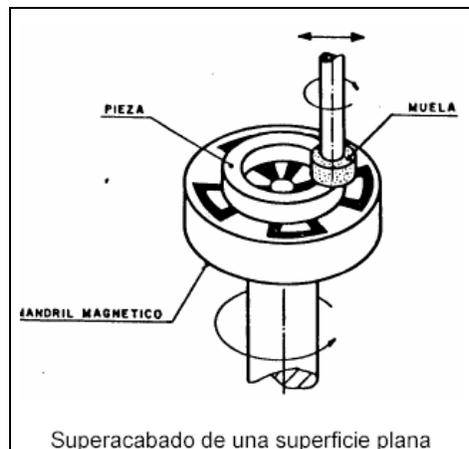
**Figura 2.14 Esquema de una Herramienta de Asentado**

Fuente: Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros, LAWRENCE E. DOYLE

### 2.2.3 SUPERACABADO O MICROPULIDO

Una operación de superacabado se hace moviendo con rapidez, en forma recíproca, una piedra de grano fino con una liga suave y presionándola contra una pieza redonda de trabajo que gira. Pueden terminarse superficies esféricas y planas por el borde de una rueda de copa que se gira mientras viaja en muchas direcciones sobre la superficie de la pieza de trabajo.

Básicamente no es una operación para crear dimensiones, aunque puede corregir la falta de redondez hasta en un 75% y dimensiones a menos de  $30\ \mu\text{m}$  (aproximadamente 0.001 in). La remoción esta limitada a  $10\ \mu\text{m}$  (0.0004 in) y con frecuencia menos. La exactitud geométrica y dimensional debe crearse primero, por lo general por rectificado.



## **Figura 2.15 Superacabado de una Superficie Plana**

Fuente: [http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material\\_clase/Acabados.pdf](http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material_clase/Acabados.pdf)

### **2.2.5 DESBARVADO Y OPERACIONES DE ACABADO SIN PRECISIÓN**

Cuando no se requiere exactitud, se pueden obviar algunos de los aspectos costosos del rectificado y de otras operaciones de acabado de precisión al aplicarse los abrasivos en formas más económicas para producir solo buenos acabados de superficie. Esto puede conseguirse por medio de operaciones tales como: abrillantado, cepillado con potencia, barrilado y acabado vibratorio, chorros de arena y granallla, y pulido.

#### **Abrillantado**

El abrillantado da un alto lustre a una superficie. Su objetivo no es eliminar mucho metal y generalmente sigue al pulido. El trabajo se oprime contra ruedas de tela fieltro o bandas en la cuales se esparce de tiempo en tiempo abrasivo fino en un ligador lubricante.

#### **Cepillado con Potencia**

Se aplican cepillos que giran a alta velocidad para mejorar la apariencia de las superficies y eliminar filos agudos, rebabas salientes y partículas. Esto tiende a borrar los defectos de superficie y las irregularidades y redondear aristas sin remociones excesivas del material. Las superficies pueden refinarse a aproximadamente  $0.1 \mu\text{m}$  ( $4 \mu\text{in}$ )  $R_a$ . La acción del cepillado ayuda a evitar ralladuras que actúan como elevadoras de esfuerzo.

#### **Barrilado y Acabado Vibratorio**

El barrilado o acabado en barril consiste en cargar piezas de trabajo en un barril lleno aproximadamente al 60% de granos abrasivos, aserrín, virutas de madera, piedras naturales o artificiales, arena, pequeños tozos de metal u otros agentes de frotación dependiendo de la acción deseada. Por lo general se agrega agua mezclada con algún ácido, un detergente, un preventivo de la oxidación o un lubricante. El barril se cierra o se inclina y gira a velocidad lenta durante el tiempo necesario de acuerdo con el tratamiento requerido.

El acabado vibratorio hace el mismo acabado que el acabado en barril, pero se hace en una tina abierta revestida de hule o plástico y se vibra aproximadamente de 1000 a 2000 Hz con una amplitud de 3 a 10 mm.

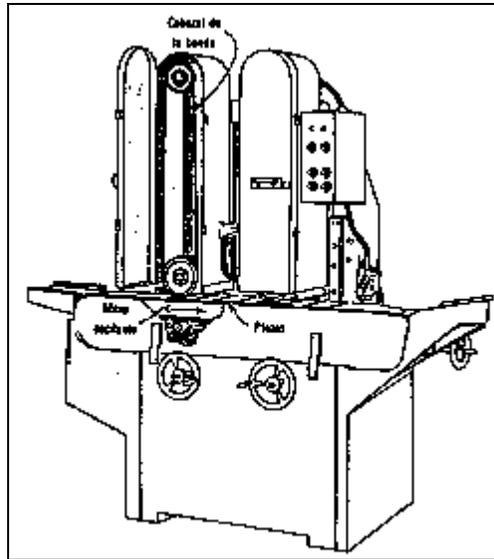
### **Chorro de Arena y Granalla**

Se hace lanzando partículas a velocidad alta contra el trabajo. Las partículas pueden ser granalla metálica o granos; abrasivos artificiales o naturales incluyendo arena; productos agrícolas; cuentas de vidrio y cerámica, dependiendo de lo que se va hacer y de la condición de trabajo. Una razón primaria para el chorro es la limpieza en superficies. Por medio del chorro se obtienen superficies limpias, uniformes y en muchos casos el acabado final.

Cuatro formas comunes de chorro utilizan aire comprimido, acción centrífuga, agua a alta presión y una mezcla de aire comprimido y agua.

## **2.3 PULIDO DE SUPERFICIES**

El término pulido puede interpretarse para indicar cualquier procedimiento sin precisión, que proporciona una superficie brillante pero por lo general se usa para referirse a un proceso de acabado de superficie que usa una rueda abrasiva flexible. Las ruedas pueden ser de fieltro o hule con una banda abrasiva o de discos múltiples revestidos con abrasivos, u hojas revestidas con abrasivo, de fieltro o telas a las cuales se agrega abrasivo suelto conforme se necesita, o de abrasivos en una matriz de hule.



**Figura 2.16 Máquina Pulidora**

Fuente:[http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material\\_clase/Acabados.pdf](http://mailweb.udlap.mx/~cacosta/home/Cursos/IM395/material_clase/Acabados.pdf)

El pulido es la eliminación de metal con un disco abrasivo giratorio que trabaja como una fresadora de corte o por medio de bandas de lija. La superficie abrasiva está compuesta por un gran número de granos de material abrasivo conglomerado, en que cada grano actúa como un útil de corte minúsculo. Es un proceso para emparejar superficies. Estas ruedas difieren de las ruedas de esmeril en que son flexibles, lo cual las capacita para aplicar presión relativamente uniforme a la superficie de trabajo y les permite conformar la forma de la superficie.

El pulido se hace para dar un acabado liso en superficies y con frecuencia no implica remoción apreciable del metal para eliminar rayaduras, marcas de herramientas, picaduras y otros defectos de superficies burdas. Por lo general no es importante la exactitud de dimensión y forma de la superficie acabada, pero algunas veces se pueden mantener tolerancias de  $25\ \mu\text{m}$  (0.001 in) o menos en el pulido a máquina. Comúnmente son necesarios varios pasos, primero para eliminar los defectos y después para dar el pulimento deseado en la superficie.

Usualmente el pulido se hace a mano libre excepto cuando la cantidad es grande. Con este proceso se consiguen superficies muy suaves y precisas. Dado que sólo se elimina una parte pequeña del material con cada pasada del disco o lija, las pulidoras requieren una regulación

muy precisa, por lo que pueden tratarse de esta forma materiales frágiles que no pueden procesarse con otros dispositivos convencionales.

### **Relación entre la velocidad de eliminación y la calidad de acabado.**

La velocidad de corte y la calidad del acabado de la superficie obtenido con revestimientos abrasivos, depende principalmente en el tamaño del abrasivo que se use. El tipo de abrasivo y la velocidad de corte también muestran cierta influencia. Cuando se desean acabados finos, como un pulimento metalúrgico, se usa una sucesión de abrasivos cada vez más finos y cada uno elimina las marcas de arañes del abrasivo precedente hasta que se alcanza la calidad deseada. Los abrasivos finos se usan sobre todo cuando el objetivo principal es mejorar el acabado. Cuando se usan granos gruesos, pueden eliminarse cantidades significativas de material.

## **2.3.1 MÉTODOS DE PULIDO.**

### **2.3.1.1 Pulido a Mano**

El trabajo puede aplicarse a una rueda a mano para pulir en una esmeriladora de pedestal o por medio de bandas de lija.

### **2.3.1.2 Pulido en Máquina**

Puede realizarse a más velocidad y consistencia de producción en máquinas semiautomáticas de pulido cuando hay suficiente trabajo para justificar la inversión. Las dos clases generales de dichas máquinas son:

3. Las que llevan el trabajo en línea recta, pasando por una o más ruedas.
4. Las que hacen girar las piezas al contacto con las ruedas.

El tiempo necesario por el operador para cargar una pieza debe ser apreciablemente menor que el requerido para pulir una pieza a mano para que sea económica una máquina.

### **2.3.1.3 Pulido Químico**

El tratamiento químico por medio de soluciones líquidas de ácido fosfórico o muriático, es un proceso llevado a cabo en acero suave de baja aleación, acero inoxidable, aluminio. Se usan soluciones especiales para atacar las superficies de estos metales en tal forma que los picos y esquinas se afectan preferentemente que las superficies cóncavas. El resultado es un alisado general de la superficie.

### **2.3.1.4 Pulido Electroquímico**

Es un proceso usualmente aplicado a aceros y aluminio y sus aleaciones que produce una superficie brillante con un terminado altamente reflectivo. Este método consiste en una disolución electroquímica de la superficie del metal que produce un aislamiento y pulido, se aplica por lo general a muestras pequeñas.

En el caso de metales blandos se requiere tomar ciertas precauciones para realizar el pulido debido a que se pueden formar capas amorfas. Para que ello no ocurra se utiliza el pulido electrolítico, para lo cual se coloca la probeta como ánodo en una solución adecuada de electrolito (suspendida por un hilo de platino sujeta por pinzas conectadas al polo positivo de una batería) de tal forma de aplicar una fem (fuerza electromotriz) creciente, la intensidad se va a elevar hasta alcanzar un máximo. Aunque el potencial va aumentando, cae hasta alcanzar un valor constante y luego se vuelve a elevar bruscamente. Las probetas se lavan y luego se atacan químicamente o bien se puede utilizar un ataque electrolítico que consiste en reducir la intensidad de corriente sin cambiar el electrolito inicial.

En el electropulido la pieza de trabajo es el ánodo dentro de la celda electrolítica. Cuando la corriente se aplica, el metal se remueve de la superficie del ánodo. Preferentemente se disuelven las esquinas y picos debido a la densidad de corriente elevada que se encuentra alrededor de ellos. El resultado es una superficie de la pieza de trabajo alisada.

Los electrolitos empleados generalmente son ácido sulfúrico, ácido fosfórico o ácido crómico. Los métodos alternativos de pulido incluyen “embarrilamiento” u otras formas de pulido mecánico, y blasteo con vapor.

### **2.3.2 PULIDO CON BANDA ABRASIVA**

En diversas clases de máquinas se pueden impulsar bandas de tela continuas con abrasivo para proporcionar un movimiento cortante en línea recta para rectificado, alisado y pulido de las superficies de trabajo. Las superficies planas son las superficies más comunes que se trabajan con las bandas de tela. Para esta superficie una mesa o platina detrás de la banda proporciona el soporte para producir una superficie plana cuando se mantiene el trabajo contra la banda. Pueden trabajarse algunas superficies curvas cuando la banda pasa sobre un tambor o polea, y las aristas algunas veces se desbarban contra una banda suelta que no tiene respaldo de soporte. La mayoría del pulimento en banda abrasiva se opera manualmente, aunque se pueden acabar grandes láminas de acero, bronce, aluminio, plástico y de otros materiales en máquinas completamente automáticas.

Las bandas abrasivas son usadas para remover material, limpieza ligera sobre superficies metálicas, quitar rebabas y pulir bordes de agujeros, y para acabar pedazos de acero. Los tipos de bandas que son usadas pueden ser cubiertas con óxido de aluminio para remoción de material y acabado de aleaciones de acero, acero de alto contenido de carbono y bronce duros; y carburo de silicio para usarlo sobre metales duros, frágiles y baja resistencia a la tensión.

Existen 3 tipos de máquinas con banda abrasiva. Un tipo emplea una rueda de contacto atrás de la banda en el punto de contacto con la pieza de trabajo, y facilita un alto rango de remoción de material. Otro tipo utiliza una solera paralelamente exacta sobre la cual la banda abrasiva pasa y facilita el acabado de precisión. El tercer tipo no tiene contacto alguno, es usado para dar el acabado final de partes dando superficies o contornos desiguales, en este tipo de máquina no existe soporte atrás de la banda en el punto de contacto con la pieza de trabajo.

Las bandas abrasivas son usadas con refrigerantes, aceites y grasas para ayudar a la acción de corte. La aplicación del refrigerante al área de contacto retarda la carga, resultando en un enfriamiento, acción libre de corte, un buen acabado y una larga vida de la banda.

### **2.3.3 PROCEDIMIENTO DE PULIDO CON BANDA ABRASIVA**

8. Ubicar el elemento en la posición adecuada.
9. Limpiar la superficie con una solución apropiada para remover el exceso de materiales extraños.
10. Seleccionar el tipo de abrasivo y la lubricación requerida o no, en función del acabado superficial deseado y de las características del material.
11. Determinar la velocidad de rotación, avance y profundidad de corte; dependiendo si la aplicación es corrección dimensional, corrección geométrica o para llegar a dar un acabado superficial.
12. Calcular el tiempo de pulido en función de la remoción y del tipo de material.
13. Pulir la superficie.
14. Verificar medidas.

### **2.3.4 PULIDO DE SUPERFICIES CILÍNDRICAS**

El proceso de pulido para obtener formas cilíndricas con dimensiones y superficies precisas, puede ser aplicado tanto a superficies cilíndricas internas con un amplio rango de diámetros tales como cilindros de motores, agujeros de cojinetes, agujeros de pasadores, etc.; y también para algunas superficies cilíndricas externas.

El proceso es usado para: 1) eliminar inexactitudes de operaciones previas generando una verdadera forma cilíndrica con respecto a la redondez y rectitud sin límites dimensionales mínimos; 2) generar dimensiones finales con altas tolerancias, como pueden ser requeridas para intercambiabilidad de partes; 3) dar una rápida y económica remoción de material; 4) generar superficies finales con un grado específico de suavidad y con alta calidad superficial.

Las velocidades recomendadas para fundición de hierro van en el rango de 110 a 200 pies/min. de rotación y de 50 a 110 pies/min. de movimiento lineal recíprocante. Para el acero, el rango de velocidades de rotación va desde los 50 a 110 pies/min. y velocidades lineales recíprocantes de 20 a 90 pies/min. La velocidad de rotación real y recíprocantes a ser usadas dependen de la sobremedida del trabajo, de la cantidad y características del material a ser removido y de la calidad del acabado deseado. En general, a mayor dureza del material a ser pulido, la velocidad debe ser baja.

Se puede obtener rugosidades superficiales por debajo de 1  $\mu$ in. RMS con la selección adecuada del abrasivo y el tiempo de trabajo; pero es más común trabajar en el rango de 3 a 5  $\mu$ in. RMS

### **Fórmulas para la Velocidad de Rotación**

Las fórmulas empíricas para determinar la velocidad de rotación para el pulido han sido desarrolladas por Micromatic Hone Corp. Estas fórmulas toman en consideración el tipo de material que va a ser pulido, su dureza y las características superficiales; el área abrasiva; y el tipo de rugosidad superficial. Debido a la amplia variación de las características de los materiales, abrasivos disponibles, y tipos de acabados especificados, estas fórmulas deben ser consideradas solo como una guía para determinar cual de las velocidades disponibles debe ser usada para una aplicación en particular.

La fórmula para determinar la velocidad de rotación,  $V_c$ , en pies/min. es:

$$V_c = \frac{K * D}{W * N}$$

Ec. 2-2

La fórmula para determinar la velocidad de rotación,  $V_c$ , en R.P.M. es:

$$R.P.M. = \frac{R}{W * N}$$

Ec. 2-3

donde:

K, R = factores que dependen de la dureza del material y su efecto sobre el abrasivo, tomados de la Tabla 2.1

D = diámetro en plg.

W = ancho del abrasivo en plg.

N = número de piedras.

Aunque la velocidad real del abrasivo es la resultante de la velocidad de rotación y su velocidad recíprocante, esta última cantidad rara vez es resuelta para ser usada. La velocidad recíprocante no es determinada empíricamente, y esta ajustada para proveer un acabado superficial deseado.

**Tabla 2.1 Factores para el Uso de las Fórmulas de Velocidad Rotativa**

Característica de la Superficie <sup>a</sup>	Material	Dureza Rockwell C					
		Suave (15 - 45)		Media (45 - 60)		Dura (60 - 70)	
		Factores					
		K	R	K	R	K	R
Metal Básico	Hierro Fundido	110	420	80	300	60	230
	Acero	80	300	60	230	50	190
Acabado Superficial	Hierro Fundido	150	570	110	420	80	300
	Acero	110	420	80	300	60	230
Acabado Severo	Hierro Fundido	200	760	150	570	110	420
	Acero	150	570	110	420	80	300

<sup>a</sup>La característica de la superficie está clasificada a su efecto sobre el abrasivo:

*Metal Básico* siendo un asentado que tiene poca acción sobre el material abrasivo.

*Acabado Superficial* en superficies más rugosas como superficies brochadas o escariadas.

*Acabado Severo* siendo una superficie que acaba severamente al material abrasivo.

## 2.4 Acabado Superficial en el Cigüeñal.

En los cigüeñales, fabricados mediante forja, sus muñones de bancada y codos de biela son rectificadas con un acabado superficial pulido de 25 RMS (25  $\mu\text{in}$ ). Si las superficies son más rugosas que 25 RMS, no se recomienda aceptarlas. Si no se desmonta el cigüeñal, pero se necesita pulir sus cuellos, usar herramienta de lapidar.

### 2.4.1 CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL.

Los cigüeñales están forjados en aleación de acero de gran resistencia. Debido a que estos motores han sido fabricados en el extranjero no se dispone de las especificaciones del material, por lo que al remitirnos al fabricante y sin tener respuesta alguna, y luego de investigar acerca de los posibles materiales para esta aplicación asumimos que la composición química del material que más se asemeja corresponde al acero aleado en base de Cromo y Níquel SAE 4117.

#### 2.4.1.1 Características del Acero SAE 4117

Acero de alta templabilidad capaz de tomar gran dureza y apto para piezas de grandes secciones. Presenta así mismo alta ductilidad y resistencia al choque. Es un acero de temple al aire por lo cual para mecanizarlo es preciso someterlo previamente a un ciclo de recocido. Para grandes secciones se emplea templado en aceite. No presenta fragilidad de revenido.

**Tabla 2.2 Composición Química Aproximada**

<b>C</b>	<b>Mn</b>	<b>Si</b>	<b>S</b>	<b>P</b>	<b>Cr</b>	<b>Ni</b>	<b>Mo</b>
0,38-0,43	0,65-0,85	0,20-0,35	0,025 máx.	0,025 máx.	0,70-0,90	1,65-2,0	0,20-0,30

**Tabla 2.3 Propiedades Físicas**

	<b>Resistencia a la Tracción</b>	<b>Dureza</b>
	<b>Kg/mm<sup>2</sup></b>	<b>Brinell</b>
Laminado en caliente	110-130	320-380
Estirado en frío	80-95	240-278
Laminado y recocido		230 máx.
Templado:		58 máx.
Templado y revenido	110-150	280-425

Fuente: <http://www.datastream.net/latinamerica/mm/tablas/aceros.asp#24#24>

## **2.4.2 IMPORTANCIA DE LA TOLERANCIA**

### **2.4.2.1 Definiciones de Tolerancia**

**Tolerancia.-** Variación máxima que puede tener la pieza.

**Tolerancias dimensionales.-** Es la anchura del intervalo de medidas permitido para una determinada dimensión. Es la diferencia algebraica entre la desviación superior y la desviación inferior.

**Tolerancias geométricas.-** Controlan la forma, posición u orientación de los elementos a los que se aplican, pero no sus dimensiones.

### **2.4.2.1 Tolerancia en el Cigüeñal**

Durante el proceso de combustión de los motores, se impregnan diferentes tipos de impurezas y residuos sobre los muñones del cigüeñal, y debido al trabajo de precisión que realiza es necesario devolverle el acabado superficial para garantizar el funcionamiento adecuado.

Es importante mantenerse dentro de los límites dimensionales para verificar el desgaste, ovalado, y excentricidad de los cigüeñales. En caso de sobrepasar los límites, el cigüeñal ha de ser rechazado y reemplazado.

Se debe tener en cuenta que las superficies rectificadas de cuellos y muñones no tengan rebabas o una superficie rugosa con un acabado pulido de 25 RMS (25  $\mu\text{in}$ ).

Con la limpieza de los cigüeñales por medio de la máquina pulidora con una banda abrasiva no se busca tener control dimensional en la remoción del material; sino devolver a las superficies su acabado superficial requerido. El mantenimiento de las tolerancias en el cigüeñal queda a responsabilidad del método de pulido, más no en la máquina pulidora.

## ÍNDICE

CAPÍTULO 2 .....	¡Error! Marcador no definido.
FUNDAMENTOS DEL PULIDO DE SUPERFICIES. ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.1 ACABADO SUPERFICIAL .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
2.1.1 SUPERFICIES .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
2.1.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS SUPERFICIES¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.1.3 RUGOSIDAD SUPERFICIAL Y ACABADO DE LA SUPERFICIE¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.2 OPERACIONES DE ACABADO¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.2.1 Lapeado .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
2.2.2 Asentado .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
2.2.3 Superacabado o micropulido...	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
2.2.5 DESBARVADO Y OPERACIONES DE ACABADO SIN PRESIÓN ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.3 Pulido DE SUPERFICIES .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
2.3.1 MÉTODOS DE PULIDO.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
2.3.2 PULIDO CON BANDA ABRASIVA¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.3.3 procedimiento de Pulido con banda abrasiva¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.3.4 Pulido de superficies cilíndricas¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.4 Acabado Superficial en el Cigüeñal.¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.	
2.4.1 Características del Material.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
2.4.2 Importancia de la Tolerancia...	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

### Índice de tablas

Tabla 2.1 Factores para el Uso de las Fórmulas de Velocidad Rotativa ...	¡Error! Marcador no definido.
--	-------------------------------

Tabla 2.2 Composición Química Aproximada .....¡Error! Marcador no definido.

Tabla 2.3 Propiedades Físicas .....¡Error! Marcador no definido.

### Índice de figuras

Figura 2.1 Sección Transversal de una Superficie Metálica¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.2 Formas Geométricas de las Superficies¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.3 Desviaciones con respecto a la superficie nominal¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.4 Proceso de Lapeado y Movimiento Relativo de Trabajo¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.5 Lapeadora Vertical .....¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.6 Esquema de una Herramienta de Asentado¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.7 Superacabado de una Superficie Plana¡Error! Marcador no definido.

Figura 2.8 Máquina Pulidora .....¡Error! Marcador no definido.

## CAPÍTULO 3

# DISEÑO DEL EQUIPO

## 3.1 CONSIDERACIONES ESPECÍFICAS DEL DISEÑO

### 3.1.1 CONDICIONES DE TRABAJO

**Pulido Uniforme.-** Es importante mantener la uniformidad completa en la superficie al momento de pulir a los cigüeñales para de esta manera evitar la ovalidad en los muñones principales y codos de biela, para lo que se requiere ejercer una presión que se distribuya uniformemente sobre toda la superficie a pulirse.

**Banda Abrasiva.-** Para llegar a la superficie deseada a través de la limpieza de cigüeñales mediante el proceso de pulido debe utilizarse una lija muy fina, como la que se ha venido utilizando para este procedimiento, la lija con tamaño de grano No. 400.

**Fluido de Corte.-** Se requiere lubricación constante para: eliminar las limallas desprendidas durante el pulido, facilitar el deslizamiento de la lija sobre la superficie, mitigar la generación de calor y no alterar el estado superficial, evitar la corrosión, mitigar la fricción y abrasión, mejorar el acabado superficial.

Para este proceso se ha venido utilizando como lubricante una base formada por una mezcla de diesel y gasolina.

**Movimiento de Corte.-** El movimiento debe ser en sentido perpendicular a la rayadura existente. El pulido, continúa hasta que la superficie quede limpia, y todas las ralladuras debidas al proceso de combustión no sean visibles, emulando la superficie a un espejo.

El movimiento de corte representa uno de los pasos de mayor cuidado al momento del pulido, ya que en muchas ocasiones en la superficie del metal se han formado dobles caras o planos, por lo que se debe dar un movimiento transversal y otro continuo de rotación a través de toda la superficie; evitando seguir una sola dirección y acentuar más las rayaduras.

### 3.1.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL MATERIAL DEL CIGÜEÑAL

**Tabla 3.1 Características del Material**

<b>DENOMINACIÓN</b>	<b>CLASE</b>	<b>TRATAMIENTOS TERMICOS</b>	<b>DUREZA BRINELL</b>
SAE 4117	Acero Bonificado para Maquinaria	Templado y Revenido	485

### 3.1.3 DIMENSIONES

**Tabla 3.2 Dimensiones de los Cigüeñales**

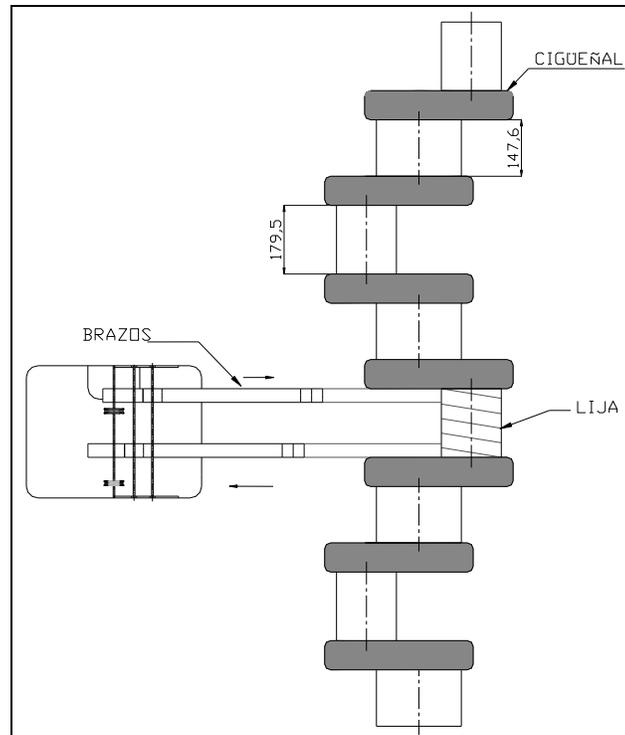
<b>Motor de 18 Cilindros</b>			
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>No.</b>	<b>Largo [mm.]</b>	<b>Diámetros [mm.]</b>
Muñones	10	147.60	215.90
Codos de biela	9	179.50	152.40
Brazos de bancada	18	76.20	
Extremo libre	1	199.50	
Extremo del generador	1	287.63	
	<b>Largo total [mm.]</b>	<b>4802.63</b>	

<b>Motor de 16 Cilindros</b>			
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>No.</b>	<b>Largo [mm.]</b>	<b>Diámetros [mm.]</b>
Muñones	9	147.60	215.90
Codos de biela	8	179.50	152.40
Brazos de bancada	4	76.20	
Brazos de bancada	12	66.80	
Extremo libre	1	199.50	
Extremo del generador	1	269.37	
	<b>Largo total [mm.]</b>	<b>4192.07</b>	

**Tabla 3.2 Dimensiones de los Cigüeñales (Continuación)**

<b>Motor de 12 Cilindros</b>			
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>No.</b>	<b>Largo [mm.]</b>	<b>Diámetros [mm.]</b>
Muñones	7	147.60	215.90
Codos de biela	6	179.50	152.40
Brazos de bancada	4	76.20	
Brazos de bancada	8	66.80	
Extremo libre	1	199.50	
Extremo del generador	1	269.37	
	<b>Largo total [mm.]</b>	<b>3270.67</b>	





**Figura 3.1 Esquema de Alternativa 1**

Con esta máquina se pretende conseguir una simulación de los brazos de los técnicos al momento del pulido a través de un movimiento de vaivén; para lo cual, se obtendrá el movimiento de un motor y a través de un mecanismo de reducción, y por medio del uso de levas se transforma en movimiento lineal.

Con esta máquina se pulirá uno por uno a todo el muñón del cigüeñal. En este caso el cigüeñal permanecerá estático.

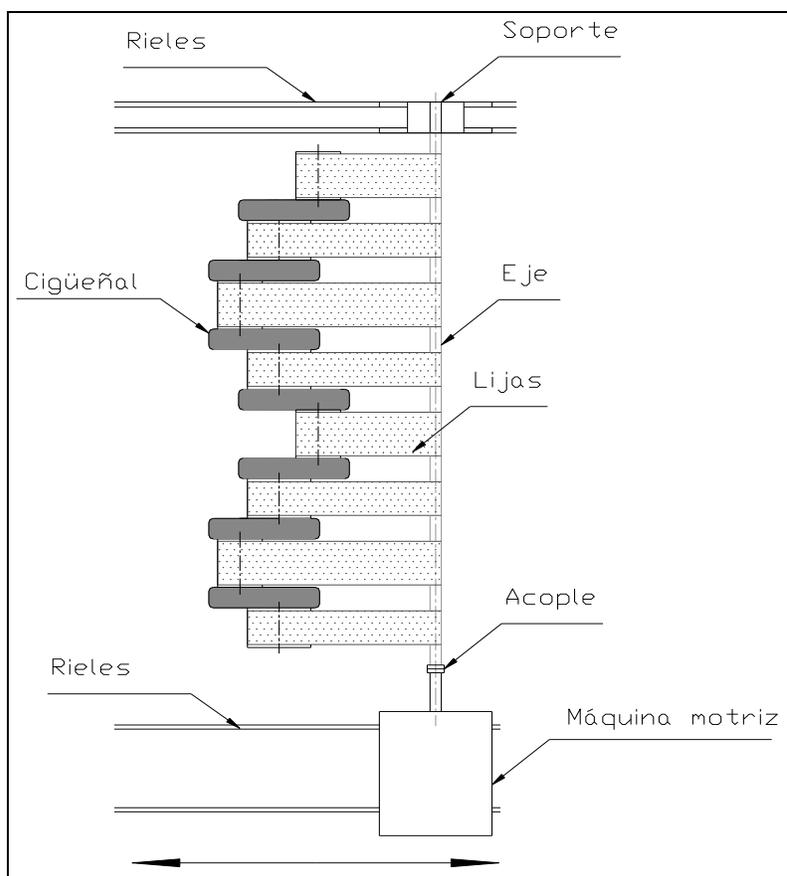
### **Ventajas**

- Máquina pequeña y ocupa poco espacio.
- Móvil, fácil transportación.
- La lija envuelve y pule a todo al muñón a la vez.
- Costo menor a \$3000.
- Facilidad de operación y mantenimiento.

## Desventajas

- El pulido no llega a las esquinas del muñón.
- Difícil envolvimiento del muñón.
- Tiempo de pulido alto.
- El pulido no es uniforme, la fuerza tensora se concentra solo en una parte del muñón.
- Mecanismo complejo cuya construcción es complicada.

### 3.2.1.2 Lijado Múltiple a través de un Eje



**Figura 3.2 Esquema de Alternativa 2**

Esta máquina realizará el pulido a lo largo de todo el cigüeñal; puliendo al mismo tiempo todos los muñones y cuellos.

Un motor y una reducción se acoplarán a un eje, el cuál estará apoyado en su otro extremo por un soporte; a lo largo del eje se tendrán las superficies sobre las cuales se asentarán las lijas que también irán sujetas en los muñones. El giro del eje hará que se pule la mitad del cigüeñal; para pulir la otra mitad se desplazará la máquina y sus implementos hacia el otro extremo a través de rieles.

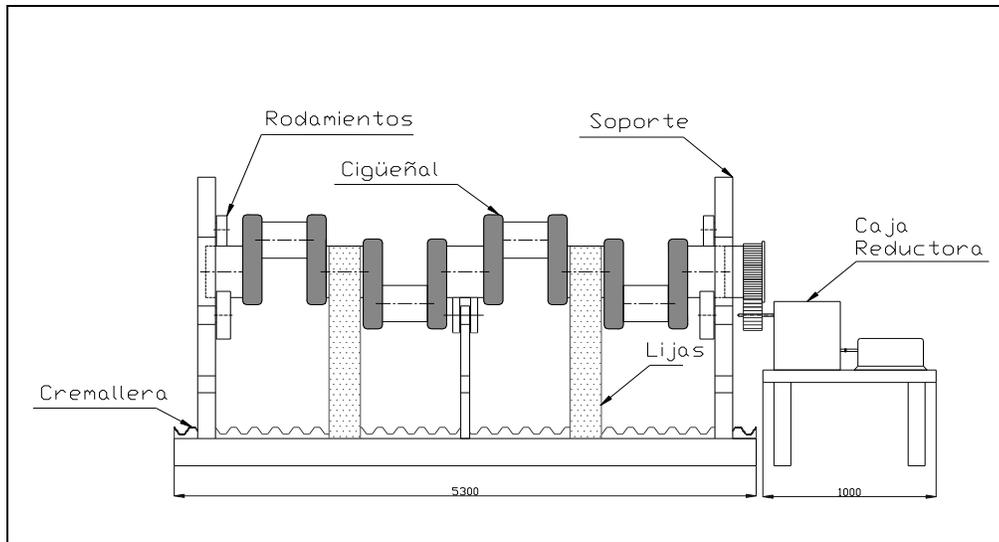
### **Ventajas**

- Ahorro de tiempo en el pulido.
- Facilidad de ubicación de las lijas.
- Mejor disposición de la lija sobre los muñones.
- Costo menor a \$3000.
- Facilidad de operación y mantenimiento.
- Facilidad de construcción.

### **Desventajas**

- Máquina grande y ocupa un mayor espacio.
- El pulido no es uniforme, se pule los muñones en dos etapas, la fuerza tensora se concentra solo en una parte del muñón.
- Requerimiento mayor de lijas.
- Elaboración de las lijas.

#### **3.2.1.3 Cigüeñal Girando**



**Figura 3.3 Esquema de Alternativa 3**

Esta máquina hará que el cigüeñal gire respecto a sus muñones centrales mientras estos se están puliendo con unas bandas de lijas fijadas a la máquina. Simultáneamente los codos de biela tienen un giro excéntrico con relación al eje central, por lo que se lijarán utilizando un mecanismo seguidor que mantenga la distancia y tensión de la lija constante durante toda la trayectoria.

Los soportes laterales y central se desplazan sobre una cremallera que permita variar la distancia entre soportes y acoplarse a los tres tamaños de cigüeñales. La rotación del cigüeñal se hará sobre rodamientos y se aprovecharía el engrane partido para transmitir el movimiento desde un conjunto moto-reductor.

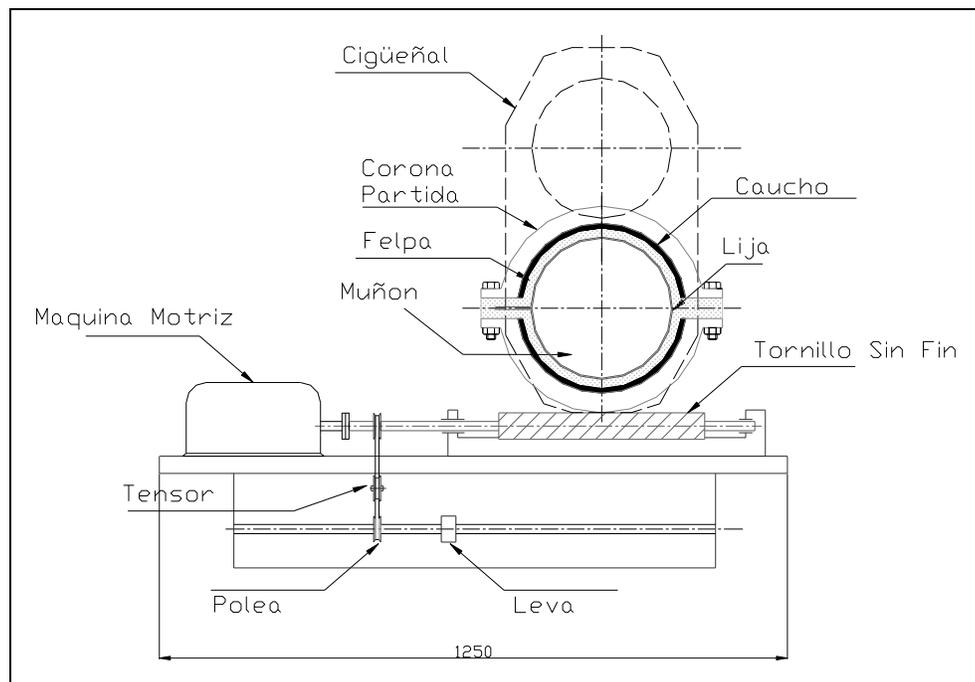
### **Ventajas**

- El cigüeñal se mueve y el pulido es uniforme.
- Ahorro de tiempo en el pulido.
- Facilidad de ubicación de las lijas.
- Mejor disposición de la lija sobre los muñones.
- Facilidad de mantenimiento.

### **Desventajas**

- Máquina grande y fija.
- Costo mayor a \$3000.
- El cigüeñal está sometido a mayores riesgos como rayaduras sobre los rodamientos, impacto.
- Construcción complicada.
- El cigüeñal gira por lo que la operación es más complicada.

### 3.2.1.4 Envoltura Partida con Movimiento combinado



**Figura 3.4 Esquema de Alternativa 4**

Esta máquina envuelve a los muñones centrales y a los codos de biela, y esta constituida por una corona partida que recibe el movimiento de un tornillo sin fin. Para evitar el pulido en una sola dirección se complementa el movimiento de rotación con un movimiento transversal a lo largo de todo el muñón.

Para precautelar cualquier clase de riesgos que afecten la superficie de los muñones del cigüeñal durante el pulido, la envoltura partida estará construida por materiales suaves tales como: duralón, e internamente la lija estará apoyada en otros materiales como caucho y felpa.

### **Ventajas**

- El pulido es uniforme.
- Máquina pequeña y transportable.
- Costo menor a \$3000.
- Facilidad en la ubicación de las lijas.
- Mejor disposición y desplazamiento de la lija sobre los muñones.
- Fácil operación y mantenimiento.

### **Desventajas**

- Los muñones se pulen de uno en uno y el tiempo de pulido es mayor.
- Construcción ligeramente complicada.

## **3.2.2 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA**

Para seleccionar la mejor de las cuatro alternativas planteadas se realiza una matriz de decisión atendiendo a los diferentes atributos de diseño con los cuales se debe cumplir. A estas consideraciones se les ha asignado un factor de ponderación en función de aquellas que tienen mayor prioridad.

**Tabla 3.3 Matriz de Decisión**

Consideraciones de Diseño	FP	ALTERNATIVAS			
		1	2	3	4

Uniformidad del Pulido	0,20			X	X
Tiempo de Pulido	0,20		X	X	
Riesgo del Cigüeñal	0,15	X	X		X
Disponibilidad de Espacio	0,15	X			X
Facilidad de Construcción	0,10		X		
Mantenimiento	0,10	X	X	X	X
Operación	0,05	X			X
Costo	0,05	X	X		X
$\Sigma=$	1,00	0,5	0,6	0,5	0,7

FP: Factor de Ponderación

En base a la matriz de decisión, la alternativa que cumple con la mayoría de los atributos es la número 4: Envoltura partida con movimiento combinado.

## 3.3 DISEÑO DE ELEMENTOS DEL EQUIPO

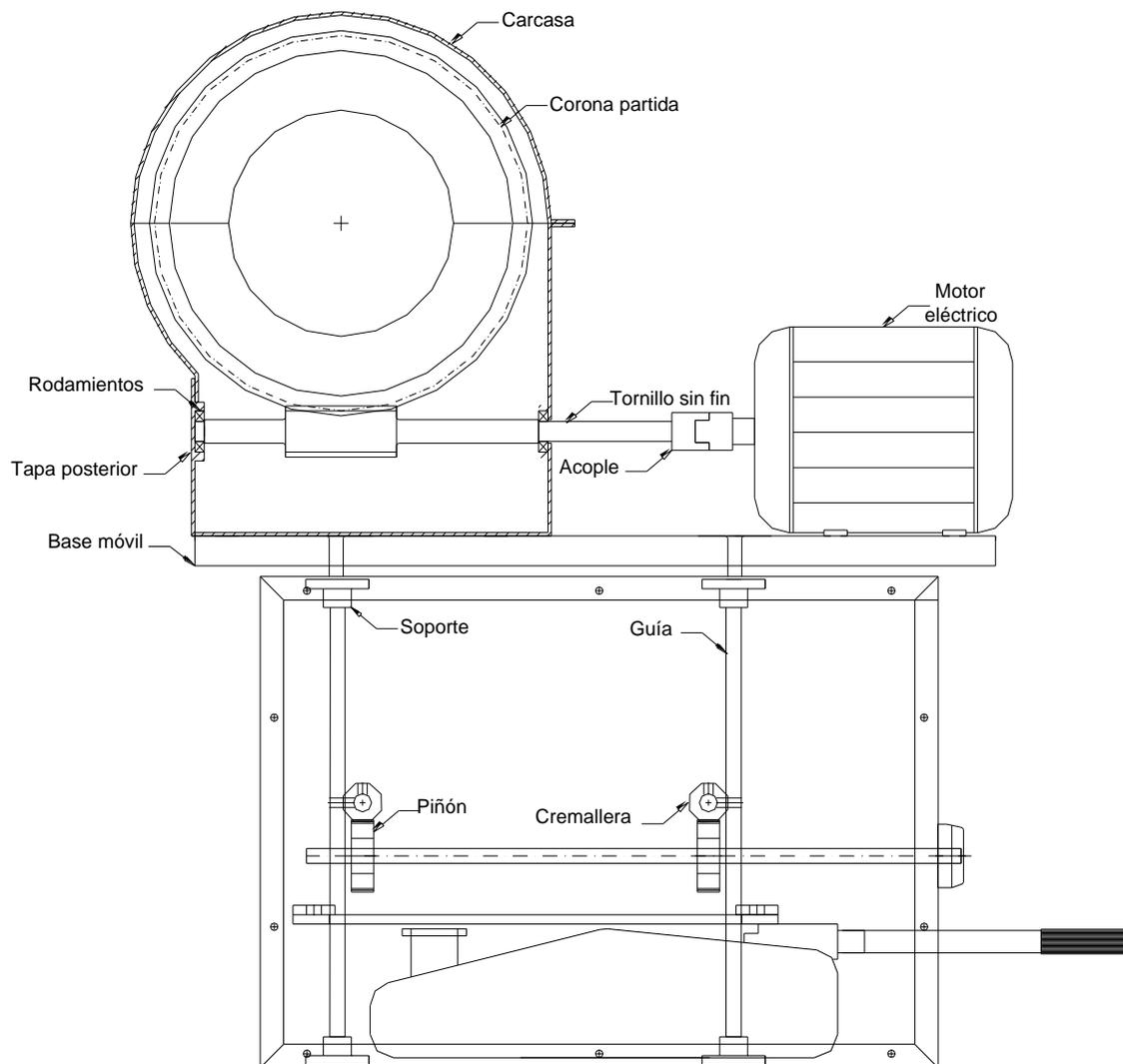


Figura 3.5 Esquema de la máquina pulidora

### 3.3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

### 3.3.1.1 Desplazamiento Longitudinal

En función del largo de los muñones de bancada y de biela se ha asumido un desplazamiento longitudinal de 70 mm. Con esto los anchos de la envoltura y del abrasivo son los siguientes:

$$d := 70[\text{mm}] \quad \text{Desplazamiento Longitudinal}$$

$$W_m := 147.6 - d - (3 \cdot 2) \quad \text{Ec. 3-1}$$

$$W_m = 71.6 \quad [\text{mm}] \quad \text{Ancho del abrasivo para el Muñón de Bancada}$$

$$W_c := 179.5 - d - (3 \cdot 2)$$

$$W_c = 103.5 \quad [\text{mm}] \quad \text{Ancho del abrasivo para el Codo de Biela}$$

La dimensión de 3 mm. que se resta corresponde al chaflán que existe en cada extremo de los muñones.

### 3.3.1.2 Determinación de la Velocidad de Corte y Revoluciones por Minuto

Utilizando las ecuaciones 2.2 y 2.3 se calculan las velocidades de corte y R.P.M. para los diámetros y el material especificados.

$$D_m := 8.5 \quad [\text{plg}] \quad \text{Diámetro de Muñones}$$

$$D_{cb} := 6 \quad [\text{plg}] \quad \text{Diámetro de Codos de Biela}$$

$$N := 1 \quad \text{Número de Piedras}$$

De la Tabla 2.1 se obtienen los Factores K, R para el acero SAE 4117 en función de la dureza del material y su efecto sobre el abrasivo:

Dureza del Material: Dureza media (45-60) Rc

Característica de la Superficie: Acabado Superficial

$$K := 80$$

$$R := 300$$

**- Cálculo de la Velocidad de Corte**

$$V_{cm} := \frac{K \cdot D_m}{\frac{W_m}{25.4} \cdot N \cdot 3.28} \quad \text{Velocidad de Corte para el Muñón}$$

$$V_{cm} = 73.545 \quad [\text{m/min}]$$

$$V_{cc} := \frac{K \cdot D_{cb}}{\frac{W_c}{25.4} \cdot N \cdot 3.28} \quad \text{Velocidad de Corte para el Codo de Biela}$$

$$V_{cc} = 35.914 \quad [\text{m/min}]$$

**- Cálculo de las Revoluciones por Minuto:**

$$N_m := \frac{R}{\frac{W_m}{25.4} \cdot N} \quad \text{RPM para el Muñón}$$

$$N_m = 106.425 \quad [\text{R.P.M.}]$$

$$N_c := \frac{R}{\frac{W_c}{25.4} \cdot N} \quad \text{RPM para el Codo de Biela}$$

$$N_c = 73.623 \quad [\text{R.P.M.}]$$

Estas fórmulas son consideradas solo como una guía en la determinación de la velocidad que debe ser usada, debido al amplio intervalo de sus variables, para una aplicación en particular.

Por lo tanto:

$$N := 110 \quad [\text{R.P.M.}]$$

$$V_c := \frac{\pi \cdot D_m \cdot 25.4 \cdot N}{1000}$$

Ec. 3-2

$$V_c = 74.61 \text{ [m/min]}$$

### 3.3.1.3 Fuerza de Corte

El material ofrece una fuerza resistente F en función de la sección del material arrancado que estará dado por el avance a de la muela, del espesor o profundidad de corte p y de la presión específica de corte Ks que depende de la clase de material a trabajar y de la sección de la viruta.

El valor de la fuerza principal de corte es:

$$F_c = K_s * S = [\text{Kgf}]$$

Ec. 3-3

Donde:

S = Sección de la viruta [mm<sup>2</sup>]

Ks = Coeficiente denominado fuerza específica de corte [Kgf/mm<sup>2</sup>].

a = Avance de la muela [mm/rev].

p = Profundidad de corte [mm].

Para el espesor o profundidad, según el tipo de material que se trabajará, se toman valores radiales, que también se encuentran tabulados, en tablas como la siguiente:

**Tabla 3.4 Profundidades de corte para diferentes materiales**

MATERIAL	DESGROSADO (mm)	ACABADO (mm)
<b>Acero templado</b>	<b>0,02 a 0,03</b>	<b>0,005 a 0,01</b>
<b>Acero normalizado</b>	<b>0,03 a 0,06</b>	<b>0,005 a 0,02</b>
<b>Fundición</b>	<b>0,08 a 0,16</b>	<b>0,02 a 0,05</b>
<b>Latón y</b>	<b>0,125 a 0,25</b>	<b>0,02 a 0,1</b>

# Aluminio

Fuente: Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros, LAWRENCE E. DOYLE

$p := 0.005$  [mm] Profundidad máxima de corte para acabado pulido  
 $a := 2$  [mm/rev] Avance máximo  
 $K_s := 2500$  [Kgf/mm<sup>2</sup>] Fuerza específica de corte para el rectificado de acero aleado

$$S := a \cdot p \quad \text{Ec. 3-4}$$

$$S = 0.01 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$F_c := K_s \cdot S$$

$$F_c = 25 \text{ [Kgf]}$$

### 3.3.1.4 Potencia del Motor

La potencia IP necesaria para el corte está en función de la fuerza tangencial o de corte  $F_c$  que realiza la muela y de su velocidad periférica de corte  $V_c$ .

$$IP := \frac{F_c \cdot V_c}{60 \cdot 75} \quad \text{Ec. 3-5}$$

$$IP = 0.414 \text{ [HP]}$$

Considerando la eficiencia del motor eléctrico se calcula la potencia real del motor:

$$\eta_{\text{motor}} := 0.70$$

$$IP := \frac{IP}{\eta_{\text{motor}}} \quad \text{Ec. 3-6}$$

$$IP = 0.592 \text{ [HP]}$$

### 3.3.2 DISEÑO DEL ENGRANE PARA EL PULIDO

Un engrane partido será el que proporcione el movimiento de rotación para el pulido, el mismo que será impulsado por un tornillo sin fin. Este engrane abarará a los muñones del cigüeñal para realizar el pulido; para esto sobre su superficie cilíndrica interna se apoyará la banda abrasiva.

- **Diámetro interior mínimo del engrane partido:**

Debido a la importancia funcional del cigüeñal, a sus características geométricas - rugosidad - y su alto costo; es necesario proteger su superficie al momento de realizar esta operación; por esta razón la lija estará apoyada sobre una base de materiales blandos como el caucho y felpa, con las siguientes dimensiones:

$ef := 10$ [mm]	Espesor de la felpa
$ec := 2$ [mm]	Espesor del caucho
$material\_base := 25$ [mm]	Material del engrane

Para calcular el diámetro interior mínimo de la corona, se debe considerar el espesor de la felpa, caucho y del material del cual esta hecho el engrane, considerando además que el engrane debe alojar el diámetro de los muñones del cigüeñal.

Diámetro mínimo muñones de bancada

$$Di\_min := (Dm \cdot 25.4) + (ef + ec + material\_base) \cdot 2 \quad \text{Ec. 3-7}$$

$$Di\_min = 289.9 \text{ [mm]}$$

Diámetro mínimo codos de biela

$$Di\_mincb := (Dcb \cdot 25.4) + (ef + ec + material\_base) \cdot 2$$

$$Di\_mincb = 226.4 \text{ [mm]}$$

Como datos de inicio se dispone de las revoluciones del eje motriz, RPM a las que se debe realizar el pulido y el diámetro mínimo del engrane partido.

### Relación de transmisión:

$N_t := 2750$  [RPM]                      Revoluciones en el eje del tornillo sin fin

$N_c := N$

$N_c = 110$  [RPM]                      Revoluciones en la corona

Con las revoluciones disponibles en el eje de entrada y la velocidad de rotación a la que debe girar el engrane partido se calcula la relación de transmisión requerida.

$$i := \frac{N_t}{N_c} \qquad \text{Ec. 3-8}$$

$$i = 25$$

Para tener una rueda con el diámetro interno mínimo calculado, es necesario tener el número de dientes y módulo altos para generar una rueda de tales dimensiones. Así, con la relación de transmisión de 25 se ha escogido 4 entradas del tornillo sin fin para calcular el número de dientes de la corona.

$Z_t := 4$                                       Número de entradas

$Z_c := i \cdot Z_t$                               Número de dientes de la corona.              Ec. 3-9

$Z_c := 100$  dientes

#### 3.3.2.1 Aproximación para el Cálculo del Módulo de la Corona

Como primera aproximación utilizaremos la ecuación simplificada de LEWIS a la corona, y de esta ecuación despejaremos el paso diametral:

$$P_n := \frac{s \cdot Y \cdot B}{F_c}$$

Ec. 3-10

En donde  $P_n$  es el paso diametral normal y cuyo valor es:

$$P_n := \frac{P}{\cos \Psi}$$

Ec. 3-11

Para la corona se utilizará un material termoplástico, de tal manera que en caso de que falle este mecanismo la superficie de los muñones no se vea afectada; además se aprovechan los beneficios como el peso ligero, lubricación interna, operación sin ruido y economía en su fabricación, gracias a la baja carga que se debe transmitir.

$s := 0.420$ [Kgf/mm <sup>2</sup> ]	Esfuerzo admisible para dientes de duralón
$Y := 0.392$	Factor geométrico para la ecuación de Lewis
$B := 25$ [mm]	Ancho de la corona

El ángulo  $\Psi$  es el ángulo de la hélice de la corona igual a  $20^\circ$  y despejando P se tiene lo siguiente:

$$P := \frac{s \cdot Y \cdot B \cdot \cos\left(\frac{20 \cdot \pi}{180}\right)}{F_c} \quad \text{Ec. 3-12}$$

$$P = 1.547$$

$$m := \frac{1}{P} \quad \text{Ec. 3-13}$$

$$m = 0.646 \text{ [mm]}$$

Calculando el diámetro de paso de la corona se obtiene el valor:

$$d_p := \frac{Z_c \cdot m}{\cos \psi_c} \quad \text{Ec. 3-14}$$

$$\frac{m \cdot Z_c}{\cos\left(\frac{20 \cdot \pi}{180}\right)} = 68.785$$

El valor calculado es muy inferior del requerido, entonces, despejando de la ecuación anterior el módulo para un diámetro de paso aproximado al diámetro interno se tiene:

$$m := \frac{D_{i\_min} \cdot \cos\left(\frac{20 \cdot \pi}{180}\right)}{Z_c}$$

$$m = 2.724$$

Por lo tanto se escoge como módulo:

$$m := 3$$

### 3.3.2.2 Cálculo de la Geometría de la Corona

$$\psi_c := 19.5 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{Ángulo de hélice de la corona}$$

$$\psi_c = 0.34 \text{ [rad]}$$

$$\phi_n := 20 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{Ángulo de presión}$$

- Diámetro de paso de la corona.

$$d_p := \frac{Z_c \cdot m}{\cos \psi_c}$$

$$d_p = 318.255 \text{ [mm]}$$

- Paso circular de la corona

$$p_{cc} := \frac{\pi \cdot m}{\cos \psi_c} \quad \text{Ec. 3-15}$$

$$p_{cc} = 9.998 \text{ [mm]}$$

- Adendum de la corona

$$a_{dc} := 0.3183 \cdot \pi \cdot m \quad \text{Ec. 3-16}$$

$$a_{dc} = 3 \text{ [mm]}$$

- Dedendum de la corona

$$ddc := 0.3683 \cdot \pi \cdot m \quad \text{Ec. 3-17}$$

$$ddc = 3.471 \text{ [mm]}$$

- Diámetro externo de la corona

$$dec := dp + 2 \cdot adc \quad \text{Ec. 3-18}$$

$$dec = 324.254 \text{ [mm]}$$

- Diámetro interno de la corona

$$dic := dp - 2 \cdot ddc \quad \text{Ec. 3-19}$$

$$dic = 311.312 \text{ [mm]}$$

### 3.3.2.3 Cálculo de la Geometría del Tornillo Sin Fin

- Paso axial del tornillo

Para flechas perpendiculares el paso circular de la corona debe ser igual al paso axial del sin fin.

$$pat := pcc$$

$$pat = 9.998 \text{ [mm]}$$

$$\lambda t := \psi c$$

Ángulo de avance del tornillo sin fin

- Avance del tornillo sin fin

$$l := Zt \cdot pat \quad \text{Ec. 3-20}$$

$$l = 39.993 \text{ [mm]}$$

- Diámetro de paso del tornillo sin fin

$$dt := \frac{l}{\pi \cdot \tan \lambda t} \quad \text{Ec. 3-21}$$

$$dt = 35.949 \text{ [mm]}$$

- Adendum del tornillo

$$adt := 0.3183 \cdot \pi \cdot m$$

$$adt = 3 \text{ [mm]}$$

- Diámetro externo del tornillo sin fin

$$det := dt + 2 \cdot adt$$

$$det = 41.949 \text{ [mm]}$$

- Dedendum del tornillo

$$ddt := 0.3683 \cdot \pi \cdot m$$

$$ddt = 3.471 \text{ [mm]}$$

- Diámetro interno del tornillo sin fin

$$dit := dt - 2 \cdot ddt$$

$$dit = 29.007 \text{ [mm]}$$

- Longitud axial del tornillo sin fin

$$L_{\max} := 2 \sqrt{\left(\frac{dec}{2}\right)^2 - \left(\frac{dp}{2} - adt\right)^2} \quad \text{Longitud axial máxima}^4 \quad \text{Ec. 3-22}$$

$$L_{\max} = 87.395 \text{ [mm]}$$

$$L := \frac{pcc}{\cos \psi_c} \cdot \left(4.5 + \frac{Z_c}{50}\right) \quad \text{Longitud axial recomendada}^5 \quad \text{Ec. 3-23}$$

---

<sup>4</sup> Diseño en Ingeniería Mecánica; Joseph E. Shigley.

<sup>5</sup> Diseño de Máquinas; Deutschman Aaron

$$L = 68.943 \text{ [mm]}$$

$$L := \frac{L + L_{\max}}{2} \quad \text{Valor promedio} \quad \text{Ec. 3-24}$$

$$L = 78.169 \text{ [mm]}$$

$$L := 80 \text{ [mm]}$$

- Ancho de la cara de la corona

$$B := \frac{2}{3} \cdot dt \quad \text{Ec. 3-25}$$

$$B = 23.966 \text{ [mm]}$$

$$B := 24 \text{ [mm]}$$

- Coeficiente de fricción f

$$V_s := \frac{\pi \cdot N_t \cdot dt}{1000 \cdot \cos \lambda_t} \quad \text{Velocidad de desplazamiento} \quad \text{Ec. 3-26}$$

$$V_s = 329.475 \text{ [m/min]}$$

Dado que la velocidad de desplazamiento es mayor a 3 (m/min), se utiliza la siguiente fórmula proporcionada por la AGMA para el coeficiente de fricción:

$$f := 0.103 \cdot e^{\left[-0.110 \cdot (V_s \cdot 3.28)^{0.450}\right]} + 0.012 \quad \text{Ec. 3-27}$$

$$f = 0.02$$

- Cálculo de la distancia entre centros

$$C := \frac{dp + dt}{2} \quad \text{Ec. 3-28}$$

$$C = 177.102 \text{ [mm]}$$

- Cálculo de la eficiencia

$$ef := \frac{\cos|\phi_n| - f \cdot \tan|\lambda_t|}{\cos|\phi_n| + f \cdot \tan|\lambda_t|}^{-1} \quad \text{Ec. 3-29}$$

$$ef = 0.936$$

$$IPe := \frac{IP}{ef} \quad \text{Ec. 3-30}$$

$$IPe = 0.633 \text{ [HP]} \quad \text{Potencia a la entrada (entregada por el motor)}$$

### 3.3.2.4 Cálculo de Cargas en la Corona

Para calcular la carga dinámica, se debe obtener las velocidades de paso tanto de la corona como del sin fin.

- Velocidad del engrane en el diámetro de paso

$$V_{pc} := \pi \cdot \frac{dp}{1000} \cdot N_c \quad \text{Ec. 3-31}$$

$$V_{pc} = 109.981 \text{ [m/min]}$$

- Velocidad del sin fin en el diámetro de paso

$$V_{pt} := \pi \cdot \frac{dt}{1000} \cdot N_t$$

$$V_{pt} = 310.576 \text{ [m/min]}$$

- Torque transmitido

$$T := \frac{IPe \cdot 63000 \cdot 11.5212}{N_c} \quad \text{Ec. 3-32}$$

$$T = 4.174 \times 10^3 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Fuerza Tangencial transmitida a la corona

$$F_t := \frac{2 \cdot T}{dp} \quad \text{Ec. 3-33}$$

$$F_t = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza dinámica

$$F_d := \left( \frac{200 + 3.28 \cdot V_{pc}}{200 + 0.82 \cdot V_{pc}} \right) \cdot F_t \quad \text{Ec. 3-34}$$

$$F_d = 50.688 \text{ [Kgf]}$$

### 3.3.2.5 Verificación de la Resistencia

$$F_b := \frac{s \cdot B \cdot Y \cdot m}{100 \cdot K_f} \quad \text{Ec. 3-35}$$

Donde:

s = Esfuerzo admisible de cálculo [Kgf/cm<sup>2</sup>]

B = Ancho del diente [mm]

Y = Factor geométrico de Lewis

m = Módulo métrico

Kf = Factor de concentración de esfuerzos

$$s := 420 \text{ [Kgf/cm}^2\text{]} \quad \text{Esfuerzo admisible para dientes de duralón}$$

$$Y := 0.392 \quad \text{Ángulo de presión } 20^\circ$$

$$K_f := 1$$

$$F_b := \frac{s \cdot B \cdot Y \cdot m}{100 \cdot K_f}$$

$$F_b = 118.541 \text{ [Kgf]}$$

$$FS := \frac{F_b}{F_d} \quad \text{Factor de seguridad} \quad \text{Ec. 3-36}$$

$$FS = 2.339$$

$$\boxed{118.541 > 50.688}$$

Fb > Fd por lo tanto el cálculo es adecuado por resistencia.

### 3.3.2.6 Verificación del Desgaste

Para calcular la carga admisible al desgaste se utiliza la ecuación aproximada por Buckingham, el material del tornillo sin fin es bronce al aluminio.

$K_g$  es el coeficiente de desgaste del material, es un factor que depende del material, del ángulo de presión y la geometría del engrane. Al no disponer de valores típicos de  $K_g$  para combinación de diferentes materiales, el cálculo aproximado es el siguiente:

$$\mu_c := 0.4$$

$$\mu_t := 0.33$$

$$E_c := 3570 \text{ [Kgf/cm}^2\text{]}$$

$$E_t := 1070702 \text{ [Kgf/cm}^2\text{]}$$

$$K_g := \frac{s^2 \cdot \sin|\phi_n|}{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{\left( \frac{1 - \mu_t^2}{E_t} + \frac{1 - \mu_c^2}{E_c} \right)}{\left( \frac{N_t + N_c}{N_t} \right)} \quad \text{Ec. 3-37}$$

$$K_g = 21.517 \text{ [Kgf/cm}^2\text{]}$$

$$d_p = 318.255 \text{ [mm]}$$

$$B = 24 \text{ [mm]}$$

$$F_w := \frac{d_p \cdot B}{100} \cdot K_g \quad \text{Ec. 3-38}$$

$$F_w = 1.643 \times 10^3 \text{ [Kgf]}$$

$$\boxed{1643 > 50.688}$$

$F_w > F_d$  por tanto el cálculo es adecuado por desgaste.

### 3.3.2.7 Cálculo de fuerzas en el mecanismo sin fin-corona

$$\phi := \text{atan}\left(\frac{\tan \phi_n}{\cos \psi_c}\right) \quad \text{Ec. 3-39}$$

$$\phi = 0.368 \text{ (rad)}$$

- Fuerza tangencial a la corona y axial al tornillo

$$F_t = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza normal (resultante) aplicada al engrane

$$F_n := \frac{F_t}{\cos \phi_n \cdot \cos \lambda_t} \quad \text{Ec. 3-40}$$

$$F_n = 29.613 \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza axial a la corona y tangencial al tornillo.

$$F_a := F_n \cdot \cos \phi_n \cdot \sin \lambda_t \quad \text{Ec. 3-41}$$

$$F_a = 9.289 \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza radial o separadora

$$F_r := F_n \cdot \sin \phi_n \quad \text{Ec. 3-42}$$

$$F_r = 10.128 \text{ [Kgf]}$$

### 3.3.2.8 Capacidad térmica del conjunto

- Energía disipada a través de la cubierta

$$H := C_{cr} \cdot A_c \cdot \Delta t \quad \text{Ec. 3-43}$$

Donde:

H = Energía disipada a través de la cubierta [HP].

C<sub>cr</sub> = Coeficiente combinado de transferencia de calor [Hp/[mm<sup>2</sup>C]].

A<sub>c</sub> = Área de la cubierta expuesta al aire ambiente [mm<sup>2</sup>].

Δt = Diferencia de temperatura entre el aceite y el aire ambiente [C].

$$Ac := 114.0076 \cdot C^{1.7} \quad \text{Ec. 3-44}$$

$$Ac = 7.567 \times 10^5 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$Ccr := 0.44 \cdot 8.4545 \cdot 10^{-8} \quad \text{Ec. 3-45}$$

$$Ccr = 3.72 \times 10^{-8} \text{ [HP/mm}^2\text{C]}$$

$$\Delta t := 40 \text{ [C]}$$

$$H := Ccr \cdot Ac \cdot \Delta t$$

$$H = 1.126 \text{ [HP]}$$

- Energía que debe ser disipada

$$Hd := hpe \cdot (1 - ef) \quad \text{Ec. 3-46}$$

Donde:

$Hd$  = Energía desarrollada [HP].

$hpe$  = Potencia de entrada [HP].

$$hpe := \frac{|Fn \cdot \cos \phi_n| \cdot \sin \lambda_t + f \cdot Fn \cdot \cos \lambda_t}{4570.552} \cdot V_{pt} \quad \text{Ec. 3-47}$$

$$hpe = 0.669 \text{ [HP]}$$

$$Hd := hpe \cdot (1 - ef) \quad \text{Ec. 3-48}$$

$$Hd = 0.043 \text{ [HP]}$$

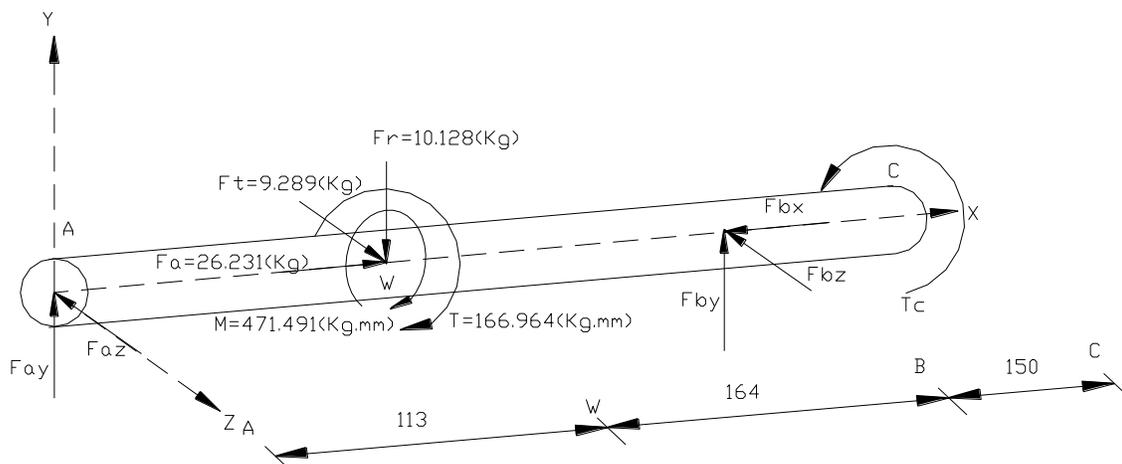
$$\boxed{1.126 > 0.043}$$

$H > Hd$  por lo que el sobrecalentamiento no constituye un problema. Además el material de la corona tiene la propiedad de ser autolubricante.

### 3.3.3 DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SIN FIN

Este eje esta acoplado al motor en su extremo C, y es el encargado de transmitir el movimiento de rotación a la corona para realizar el pulido. En los puntos A y B se encuentra soportado sobre los rodamientos de la estructura.

#### 3.3.3.1 Cálculo de fuerzas y reacciones



**Figura 3.6 DCL del eje del tornillo sin fin**

$F_{aw} := F_t$  Fuerza axial en el tornillo

$$F_{aw} = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

$F_{tw} := F_a$  Fuerza tangencial en el tornillo

$$F_{tw} = 9.289 \text{ [Kgf]}$$

$F_r = 10.128 \text{ [Kgf]}$  Fuerza radial

$$T := F_{tw} \cdot \frac{dt}{2} \quad \text{Torque Transmitido} \quad \text{Ec. 3-49}$$

$$T = 166.964 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M := Faw \cdot \frac{dt}{2} \quad \text{Momento producido por la fuerza axial} \quad \text{Ec. 3-50}$$

$$M = 471.491 \text{ [Kgf.mm]}$$

- **Plano X-Y**

$$\Sigma Fy=0$$

$$Fay - Fr + Fby = 0 \quad \text{Ec. 3-51}$$

$$\Sigma Fx=0$$

$$Fa - Fbx = 0 \quad \text{Ec. 3-52}$$

$$\Sigma M_A=0$$

$$-Fr \cdot 113 - M + Fby \cdot 277 = 0 \quad \text{Ec. 3-53}$$

Despejando las incógnitas de la ecuación correspondiente obtenemos sus valores:

$$Fby := \frac{Fr \cdot 113 + M}{277}$$

$$Fby = 5.834 \text{ [Kgf]}$$

$$Fay := Fr - Fby$$

$$Fay = 4.294 \text{ [Kgf]}$$

$$Fbx := Faw$$

$$Fbx = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

### **Fuerza Cortante**

$$V_{awxy} := Fay$$

$$V_{awxy} = 4.294 \text{ [Kgf]}$$

$$V_{wbxy} := V_{awxy} - Fr$$

$$V_{wbxy} = -5.834 \text{ [Kgf]}$$

$$V_{bcxy} := V_{wbxy} + Fby$$

$$V_{bcxy} = 0 \text{ [Kgf]}$$

### **Momento Flector**

$$M_{axy} := 0 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{wxy} := M_{axy} + M + V_{awxy} \cdot 113$$

$$M_{wxy} = 956.759 \text{ [Kgf.mm]}$$

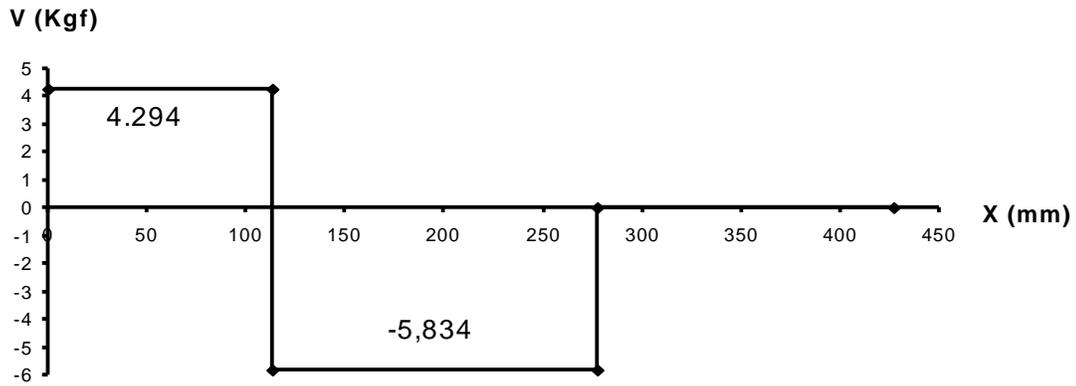
$$M_{bxy} := M_{wxy} + V_{wbxy} \cdot 164$$

$$M_{bxy} = 1.137 \times 10^{-13} \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{cxy} := M_{bxy} + V_{bcxy} \cdot 150$$

$$M_{cxy} = 1.137 \times 10^{-13} \text{ [Kgf.mm]}$$

### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE X-Y



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR X-Y

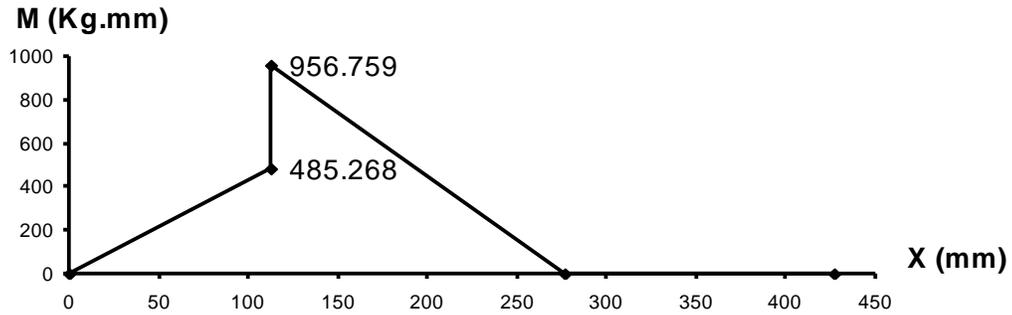


Figura 3.7 Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano XY

- **Plano X-Z**

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_{az} + F_t - F_{bz} = 0$$

Ec. 3-54

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_t \cdot 113 + F_{bz} \cdot 277 = 0$$

Ec. 3-55

$$F_{bz} := \frac{F_t \cdot 113}{277}$$

$$F_{bz} = 3.789 \text{ [Kgf]}$$

$$F_{az} := F_t - F_{bz}$$

$$F_{az} = 5.5 \text{ [Kgf]}$$

### **Fuerza Cortante**

$$V_{awxz} := -F_{az}$$

$$V_{awxz} = -5.5 \text{ [Kgf]}$$

$$V_{wbxz} := V_{awxz} + F_{tw}$$

$$V_{wbxz} = 3.789 \text{ [Kgf]}$$

$$V_{bcxz} := V_{wbxz} - F_{bz}$$

$$V_{bcxz} = 0 \text{ [Kgf]}$$

### **Momento Flector**

$$M_{axz} := 0 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{wxz} := M_{axz} + V_{awxz} \cdot 113$$

$$M_{wxz} = -621.453 \text{ [Kgf.mm]}$$

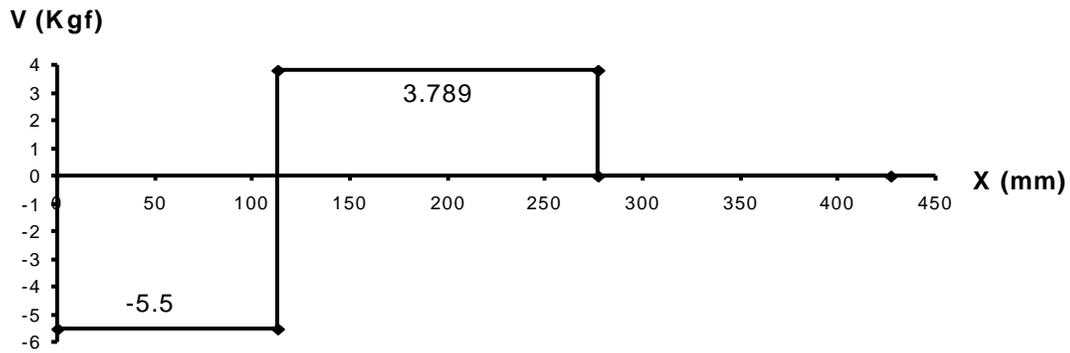
$$M_{bxz} := M_{wxz} + V_{wbxz} \cdot 164$$

$$M_{bxz} = 1.137 \times 10^{-13} \text{ [Kgf.mm]}$$

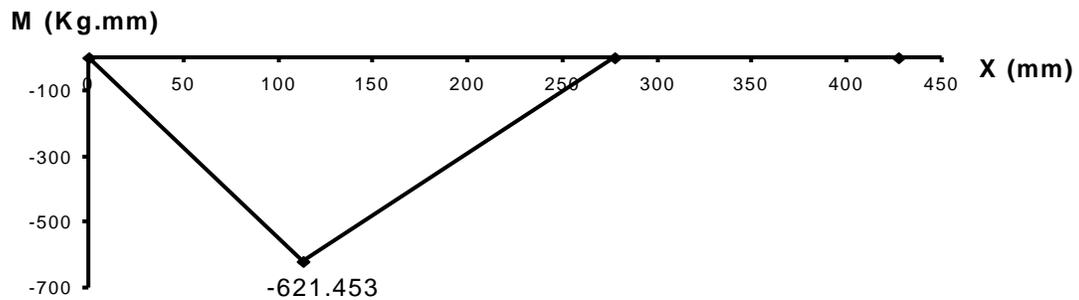
$$M_{cxz} := M_{bxz} + V_{bcxz} \cdot 130$$

$$M_{cxz} = 1.803 \times 10^{-13} \text{ [Kgf.mm]}$$

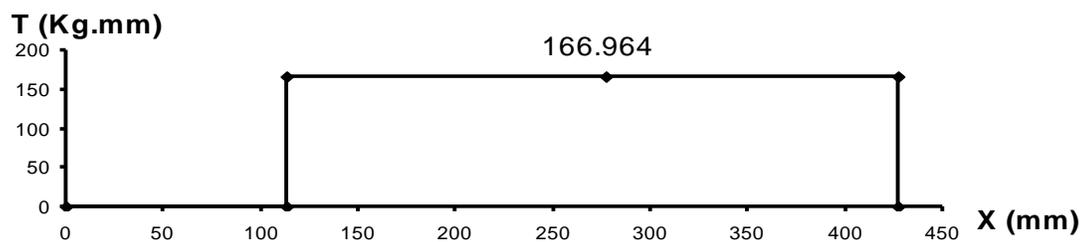
### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE X-Z



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR X-Z



### DIAGRAMA DE TORQUE



**Figura 3.8 Diagramas de fuerza cortante, momento flector en el plano XZ y torque**

Del análisis de los diagramas de momento flector y torque en los planos X-Y y X-Z, determinamos que el punto crítico en donde se presentan los mayores momentos es en el punto W donde se realiza el contacto entre el tornillo sin fin y la corona.

### 3.3.3.2 Análisis en el punto crítico w

Este eje trabaja a fatiga con flexión invertida y torque constante; los momentos resultantes máximos y mínimos son:

$$Mw\_max := \sqrt{Mwxy^2 + Mwxz^2} \quad \text{Ec. 3-56}$$

$$Mw\_max = 1.141 \times 10^3 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

$$Mw\_min := -Mw\_max \quad \text{Momento invertido} \quad \text{Ec. 3-57}$$

$$Mw\_min = -1.141 \times 10^3 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

$$Twmax := T$$

$$Twmax = 166.846 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

$$Twmin := Twmax \quad \text{Torque constante}$$

$$Twmax = 166.964 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

#### Selección del material

Para el tornillo sin fin se requiere de un material que funcione adecuadamente con el de la corona y presente resistencia al desgaste y a la torsión. Bronce al aluminio AB-2 se dispone en los talleres del SOTE, material que cumple con las siguientes propiedades mecánicas:

**Tabla 3.5 Propiedades mecánicas del Bronce al aluminio AB-2**

Resistencia última $S_u$	59.8 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia a la fluencia $S_y$	24.6 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia a la fluencia por cortante $S_{sy}$	12.3 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia a la fatiga $S_e$	17.3 [Kgf/mm <sup>2</sup> ] para $10^8$ ciclos
Porcentaje de elongación $\epsilon$	18 % en 50 [mm]

Fuente: Catálogo Ivan Bohman. Diseño de elementos de máquinas, Robert Mott.

### Análisis de la fatiga

- Momento Medio

$$M_{wm} := \frac{Mw\_max + Mw\_min}{2} \quad \text{Ec. 3-58}$$

$$M_{wm} = 0 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

- Momento Alternante

$$M_{wa} := \frac{Mw\_max - Mw\_min}{2} \quad \text{Ec. 3-59}$$

$$M_{wa} = 1.141 \times 10^3 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

- Torque Medio

$$T_{wm} := \frac{Tw_{max} + Tw_{min}}{2} \quad \text{Ec. 3-60}$$

$$T_{wm} = 166.964 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

- Torque Alternante

$$T_{wa} := \frac{Tw_{max} - Tw_{min}}{2} \quad \text{Ec. 3-61}$$

$$T_{wa} = 0 \quad [\text{Kgf.mm}]$$

### Caso Estático

Aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo TECM ya que trabajaremos hasta el límite de fluencia y es una teoría aplicable para materiales dúctiles.

$$FS := 2$$

$$Dw\_min := \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot Sy} \cdot \sqrt{Mw\_max^2 + Tw_{max}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{TECM}) \quad \text{Ec. 3-62}$$

$$Dw_{\min} = 9.847 \text{ [mm]}$$

También aplicamos el criterio que en fatiga el diámetro mínimo será un 50 a 100% mayor que el calculado como caso estático, si trabajamos con el 50% tenemos:

$$Dw_{\min} := Dw_{\min} \cdot 1.5 \quad \text{Ec. 3-63}$$

$$Dw_{\min} = 14.771 \text{ [mm]}$$

### Caso Dinámico

- Límite de resistencia a la fatiga:

$$Se' := 0.4 \cdot Su \quad \text{Ec. 3-64}$$

$$Se' = 23.92 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

### Resistencia a la fatiga para flexión:

- Factores modificantes de la resistencia a la fatiga:

Factor de tamaño:

$$Kt := 1.24 \cdot Dw_{\min}^{-0.107} \quad \text{Para } 2.79 < d < 51 \text{ mm} \quad \text{Ec. 3-65}$$

$$Kt = 0.93$$

Factor de superficie:

$$a := 4.45 \quad \text{Maquinado o laminado en frío} \quad \text{Ec. 3-66}$$

$$b := -0.265$$

$$Ks := a \cdot (Su \cdot 9.81)^b \quad \text{Ec. 3-67}$$

$$Ks = 0.822$$

Factor de carga:

$$Kc := 1 \quad \text{Carga a flexión}$$

Factor de confiabilidad:

$$K_f := 0.814$$

Confiabilidad del 99%

Cálculo de resistencia a la fatiga

$$Se_1 := Se' \cdot K_t \cdot K_s \cdot K_c \cdot K_f$$

Ec. 3-68

$$Se_1 = 14.874 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

**Factores de concentración de esfuerzo**

$$k_f := 2.5$$

Para flexión

$$K_{imp} := 1$$

### 3.3.3.3 Cálculo del diámetro mínimo bajo el criterio de Soderberg

$$Dw_{min} := \left[ \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \left[ (K_{imp}) \cdot \left( \frac{S_y}{Se} \cdot k_f \cdot Mwa \right) + Twm \right] \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 3-69}$$

$$Dw_{min} = 15.178 \text{ [mm]}$$

Debido a que el diámetro interno del tornillo sin fin es 29 [mm], este es adecuado para soportar las cargas transmitidas por la corona.

### 3.3.3.4 Análisis para las otras secciones

Para las otras secciones los momentos máximos están dados por:

$$M_{xy} := M_{wxy} + V_{wbxy} \cdot 40$$

$$M_{xy} = 723.403 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{xz} := M_{wxz} + V_{wbxz} \cdot 40$$

$$M_{xz} = -469.879 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{max} := \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{\max} = 862.612 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_{\min} := -M_{\max}$$

Momento invertido

$$M_{\min} = -862.612 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$T_{\max} := T$$

$$T_{\max} = 166.964 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$T_{\min} := T_{\max}$$

Torque constante

$$T_{\min} = 166.964 \text{ [Kgf.mm]}$$

### **Análisis de la Fatiga**

- Momento Medio

$$M_m := \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}$$

$$M_m = 0 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Momento Alternante

$$M_a := \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2}$$

$$M_a = 862.612 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Torque Medio

$$T_m := \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}$$

$$T_m = 166.964 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Torque Alternante

$$T_a := \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2}$$

$$T_a = 0 \text{ [Kgf.mm]}$$

### Caso Estático

$$FS := 2$$

$$D_{\min} := \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{M_{\max}^2 + T_{\max}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{TECM})$$

$$D_{\min} = 8.994 \text{ [mm]}$$

$$D_{\min} := D_{\min} \cdot 1.5$$

$$D_{\min} = 13.491 \text{ [mm]}$$

### Caso Dinámico

#### Resistencia a la fatiga para flexión:

- Factores modificantes de la resistencia a la fatiga:

Factor de tamaño:

$$K_t := 1.24 \cdot D_{\min}^{-0.107} \quad \text{Para } 2.79 < d < 51 \text{ mm}$$

$$K_t = 0.939$$

Cálculo de resistencia a la fatiga

$$S_{e1} := S_e' \cdot K_t \cdot K_s \cdot K_c \cdot K_f$$

$$S_{e1} = 15.019 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

#### Factores de concentración de esfuerzo

$$k_f := 2 \quad \text{Chaflán redondeado}$$

$$K_{imp} := 1$$

#### Cálculo del diámetro mínimo bajo el criterio de Soderberg

$$D_{\min} := \left[ \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \left[ (K_{imp}) \cdot \left( \frac{S_y}{S_e} \cdot k_f \cdot Ma \right) + T_m \right] \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{\min} = 12.946 \text{ [mm]}$$

Debido a que el diámetro mínimo requerido es 12.9 [mm], se selecciona un diámetro de 22.5 [mm], con un cambio de sección en los extremos a 17 [mm] debido a la disponibilidad de los rodamientos.

### 3.3.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE DEL TORNILLO SIN FIN

#### 3.3.4.1 Determinación de cargas

Las reacciones máximas que actúan sobre los rodamientos del eje del tornillo sin fin son:

$$Fr := \sqrt{F_{ay}^2 + F_{az}^2} \cdot 9.81 \quad \text{Fuerza radial resultante} \quad \text{Ec. 3-70}$$

$$Fr = 68.451 \text{ [N]}$$

$$Fa := F_{bx} \cdot 9.81 \quad \text{Fuerza axial resultante} \quad \text{Ec. 3-71}$$

$$Fa = 257.328 \text{ [N]}$$

#### 3.3.4.2 Selección de rodamientos

Para calcular las capacidades de carga y de vida de los rodamientos, se utilizará el programa interactivo para la selección de rodamientos de la casa comercial SKF.

#### Nomenclatura:

P = Carga dinámica equivalente [N]

- Po = Carga estática equivalente [N]
- C = Capacidad dinámica [N]
- Co = Capacidad estática [N]
- Fr = Carga radial [N]
- Fa = Carga axial [N]
- X = Factor dinámico de carga radial [N]
- Xo = Factor estático de carga radial [N]
- Y = Factor dinámico de carga axial [N]
- Yo = Factor estático de carga axial [N]
- e = Factor limitante para la razón de carga.
- L<sub>10</sub> = Capacidad de vida, en millones de revoluciones.

Equivalent bearing loads and basic rating life		Picture
<b>Bearing</b>	6203-2Z	<input checked="" type="radio"/> Single bearing
C, N	9560	<input type="radio"/> Two bearings in tandem
C <sub>0</sub> , N	4750	<input type="radio"/> Two bearings back-to-back or face-to-face
f <sub>0</sub>	13	<input checked="" type="radio"/> Normal clearance
F <sub>r</sub> , N	68.6	<input type="radio"/> C3 clearance
F <sub>a</sub> , N	257.3	<input type="radio"/> C4 clearance
		<input type="button" value="Calculate"/>
e	0.26	
X	0.56	X <sub>0</sub>
Y	1.68	Y <sub>0</sub>
P, N	471	P <sub>0</sub> , N
L <sub>10</sub> , Mrev	8352	

**Figura 3.9 Cargas equivalentes y capacidad de vida del rodamiento**

- Capacidad de carga axial

$$C_o := 4750 \text{ [N]}$$

$$C_a := 0.25 \cdot C_o$$

Ec. 3-72

$$Ca = 1.188 \times 10^3 \text{ [N]}$$

$$Fa < Ca$$

$$257.3 < 1188$$

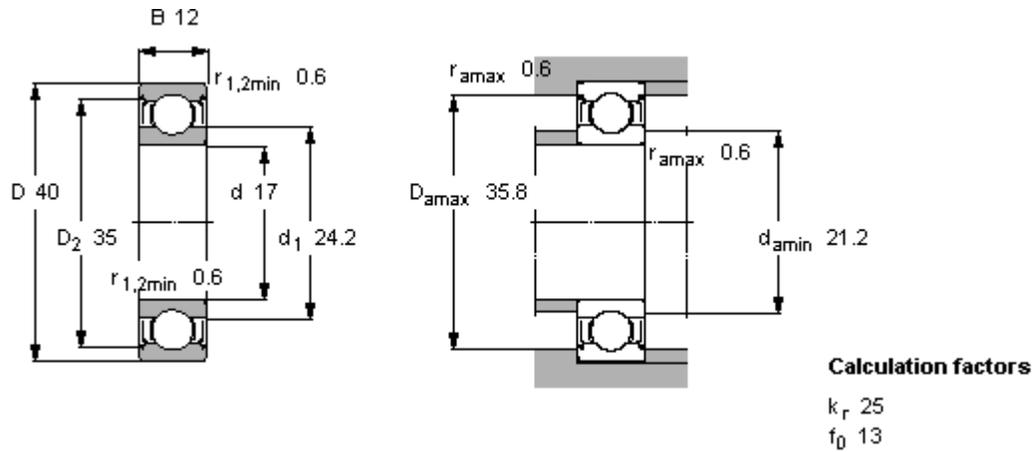
De acuerdo a los resultados obtenidos se verifica que la capacidad de carga dinámica es mucho mayor a la carga equivalente aplicada, además la duración de vida nominal es superior al número total de ciclos de trabajo de la máquina  $1 \cdot 10^9$  ciclos estimado para 10 años, por lo que el cálculo es adecuado.

**Para permitir el montaje y desmontaje del eje del tornillo sin fin en la carcasa seleccionamos otro rodamiento, de mayor diámetro externo, para la parte posterior por donde se realizará el montaje del mismo. El régimen de trabajo es el mismo para los dos rodamientos por lo que el de serie más grande resulta también adecuado.**

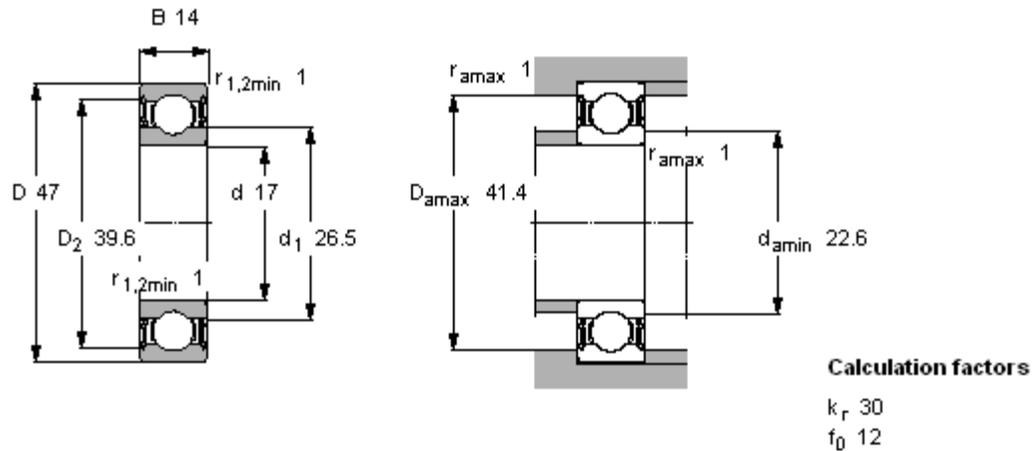
**Rodamientos: 6203-2Z**

### 6303-2Z

Tolerancia: j5 (+5, -3  $\mu\text{m}$ )



### 6203-2Z



### 6303-2Z

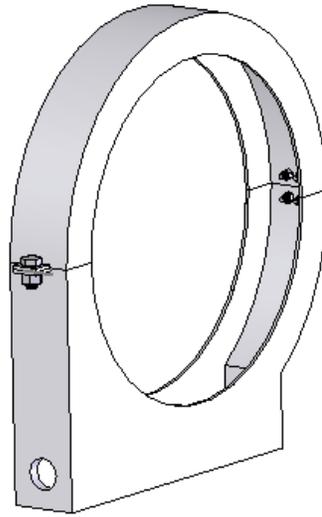
Figura 3.10 Geometría de rodamientos seleccionados

### 3.3.5 DISEÑO DE LA CARCASA MÓVIL

Esta estructura soporta y permite hermetizar el mecanismo de movimiento, y generar un volumen para la lubricación.

Se encuentra fija sobre la base móvil que realiza el desplazamiento de avance horizontal; a su vez contendrá en su interior al eje del tornillo sin fin y a las coronas para el pulido,

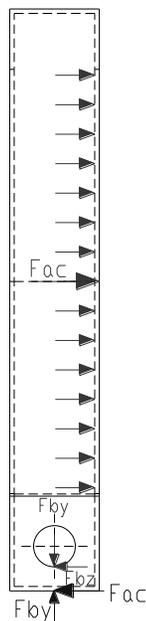
asentándose alrededor de las coronas en dos ranuras talladas en las mismas, que sirvan de elemento de sujeción y permita arrastrarlas lateralmente.



**Figura 3.11 Carcasa móvil**

### 3.3.5.1 Análisis de la resistencia de la pared frontal

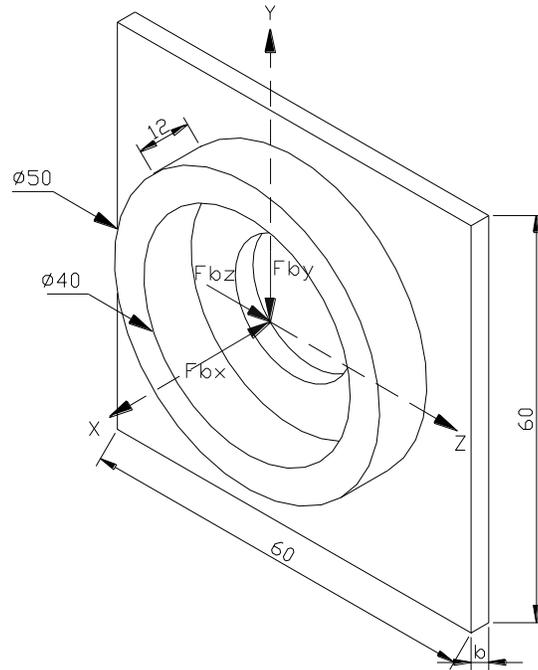
Para calcular el espesor de la carcasa se analizará en primera instancia la pared frontal la cual estará soportando al tornillo sin fin y presenta las siguientes reacciones:



**Figura 3.12 DCL Vista frontal de la carcasa**

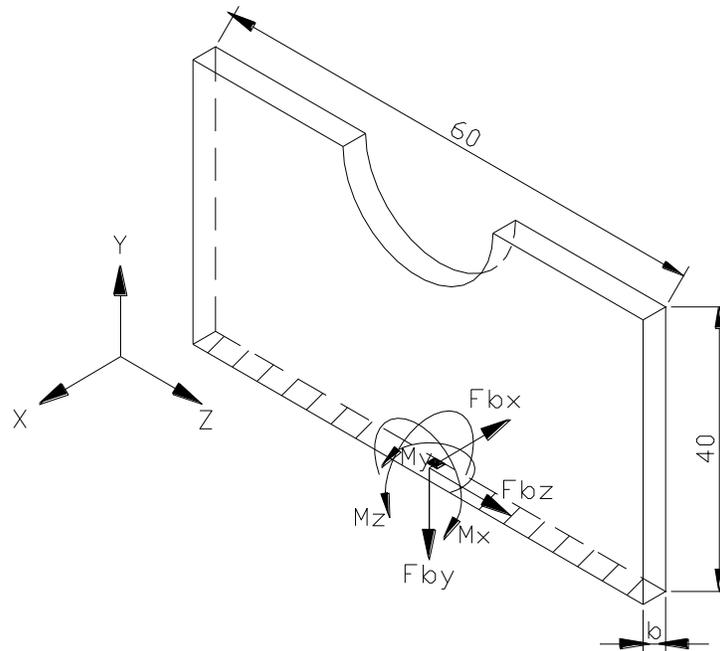
De acuerdo a las cargas externas que actúan en este elemento se analizará la parte crítica en donde existe la mayor concentración de esfuerzos. Para simplificar el cálculo se tomará una

sección de la pared frontal, en la cual se verificará el espesor, sabiendo que si se consigue que esta sección soporte las cargas aplicadas, al aumentar la superficie, el soporte será mayor.



**Figura 3.13 DCL Pared frontal de la carcasa**

Ubicando las fuerzas y momentos internos en la sección crítica, con respecto a los ejes principales, se calculan los esfuerzos individuales que producen cada una de las fuerzas y momentos internos.



**Figura 3.14 DCL Sección de la pared frontal de la carcasa**

$$a := 60[\text{mm}]$$

Ancho de la base

$$h := 40 [\text{mm}]$$

- Momentos internos en la sección

$$M_x := F_{bz} \cdot h$$

Ec. 3-73

$$M_x = 151.574 [\text{Kgf}\cdot\text{mm}]$$

$$M_y := F_{bz} \cdot 9$$

Ec. 3-74

$$M_y = 34.104 [\text{Kgf}\cdot\text{mm}]$$

$$M_z := -F_{by} \cdot 9 + F_{bx} \cdot h$$

$$M_z = 996.741 [\text{Kgf}\cdot\text{mm}]$$

Ec. 3-75

### Cálculo de esfuerzos en la sección crítica

- Esfuerzo normales

$$\sigma_{y\_Fby} := \frac{-Fby}{a \cdot b} \quad \text{Compresión axial} \quad \text{Ec. 3-76}$$

$$\sigma_{y\_Mx} := \frac{Mx \cdot 0}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3} \quad \text{Flexión eje x} \quad \text{Ec. 3-77}$$

$$\sigma_{y\_Mz} := \frac{Mz \cdot \frac{b}{2}}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3} \quad \text{Flexión eje z} \quad \text{Ec. 3-78}$$

$$\sigma_y := \sigma_{y\_Fby} + \sigma_{y\_Mx} + \sigma_{y\_Mz} \quad \text{Ec. 3-79}$$

$$\sigma_y := \frac{-Fby}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mz}{a \cdot b^2} \quad \text{Esfuerzo resultante-Fibras a tracción}$$

- Esfuerzos cortantes

$$\tau_{yx\_Fbx} := \frac{Fbx \cdot 0}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3 \cdot a} \quad \text{Cortante eje x} \quad \text{Ec. 3-80}$$

$$\tau_{yz\_Fbz} := \frac{Fbz \cdot \left( \frac{b \cdot a^2}{8} \right)}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 \cdot b} \quad \text{Cortante eje z} \quad \text{Ec. 3-81}$$

$$\tau_{yz\_My} := \frac{-My \cdot \frac{b}{2}}{\frac{1}{12} \cdot (a \cdot b^3 + b \cdot a^3)} \quad \text{Cortante por torsión eje z} \quad \text{Ec. 3-82}$$

$$\tau_{yz} := \tau_{yx\_Fbx} + \tau_{yz\_Fbz} + \tau_{yz\_My} \quad \text{Esfuerzo cortante resultante} \quad \text{Ec. 3-83}$$

$$\tau_{yz} := \frac{3 \cdot Fbz}{2 \cdot a \cdot b} - \frac{6 \cdot My}{a \cdot b^2 + a^3}$$

- Esfuerzos principales

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. 3-84}$$

$$\sigma_2 := \frac{\sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. 3-85}$$

$$\tau_{\max} := \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \text{Ec. 3-86}$$

$$\tau_{\max} := \sqrt{\left(\frac{\frac{-Fby}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mz}{a \cdot b^2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{3 \cdot Fbz}{2 \cdot a \cdot b} - \frac{6 \cdot My}{a \cdot b^2 + a^3}\right)^2}$$

### Cálculo del espesor

**Tabla 3.6 Propiedades mecánicas de la Fundición de Aluminio**

Resistencia última a la tracción $S_{ut}$	8.55 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
---	-----------------------------

Fuente: Ensayo de tracción probeta de aluminio fundido. Ver Anexo 3

Ahora se calculará un esfuerzo equivalente que se pueda equiparar con un modelo en el cual comparar la capacidad del material. Debido a que se trata de un material frágil se utilizará la Teoría del Esfuerzo Normal Máximo (TENM), y se analizarán las fibras a tracción ya que el material es menos resistente cuando trabaja en este estado.

Teoría del esfuerzo normal máximo

$$\sigma_{eq} := |\sigma_1| \quad \text{Ec. 3-87}$$

$$\sigma_{eq} := \frac{S_{ut}}{FS} \quad \text{Ec. 3-88}$$

$$FS := 2.5$$

$$\frac{S_{ut}}{FS} := |\sigma_1|$$

Reemplazando los valores de los esfuerzos en la ecuación anterior, y resolviendo para el espesor b se tiene:

Given

$$\frac{S_{ut}}{FS} = \left| \frac{\frac{-Fby}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mz}{a \cdot b^2}}{2} + \sqrt{\left( \frac{\frac{-Fby}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mz}{a \cdot b^2}}{2} \right)^2 + \left( \frac{3 \cdot Fbz}{2 \cdot a \cdot b} - \frac{6 \cdot My}{a \cdot b^2 + a^3} \right)^2} \right|$$

b := Find(b)

b = 5.384 [mm]

Para el espesor calculado se selecciona b = 6 [mm].

### 3.3.5.2 Análisis de la resistencia de la pared lateral

En esta parte de la estructura actúan la fuerza normal F1 debido a la presión de sujeción entre la carcasa y la corona P1, la fuerza de rozamiento Fr, y la componente axial de la fuerza normal entre la corona y el muñón durante el pulido Fac.

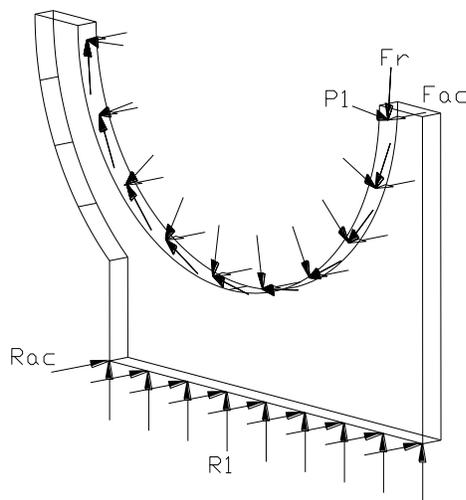


Figura 3.15 DCL Pared lateral de la carcasa

- Fuerza Normal

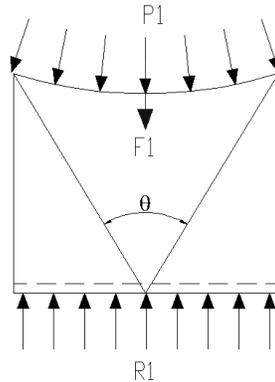


Figura 3.16 DCL Elemento diferencial de pared lateral

**"La resultante de la carga uniformemente distribuida aplicada a la longitud de arco es igual al producto de la intensidad de carga por la longitud de la cuerda que une los extremos, pasa por el centro y su valor esta dada por  $2 \cdot q \cdot R \cdot \text{sen}(\theta/2)$ ."**<sup>6</sup>

$P1 := 0.1 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$

$r := 142 \text{ [mm]}$

---

<sup>6</sup> Manual de Resistencia de Materiales, G.S. Pisarenko

$$F1 := 2P1 \cdot r \cdot b \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) \quad \text{Ec. 3-89}$$

$$F1 := 29.4 \cdot b \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza de rozamiento

$$Fr := \mu \cdot N \quad \text{Ec. 3-90}$$

$$\mu := 0.3$$

Coeficiente de fricción

$$N := F1$$

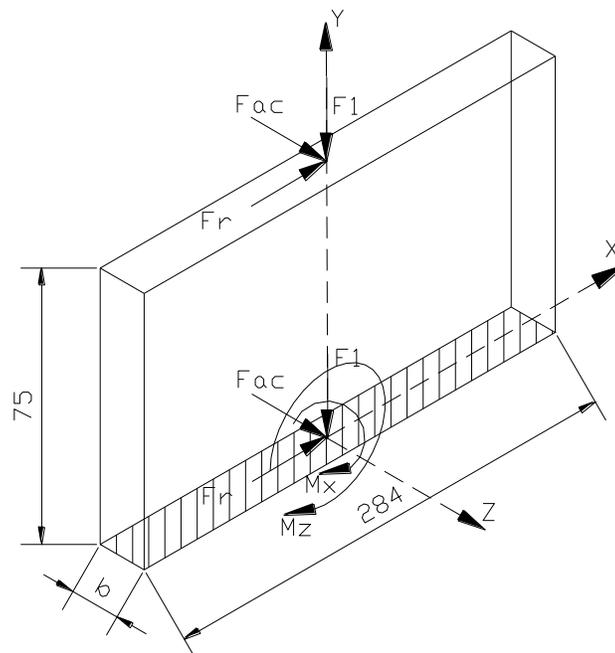
$$N := 29.4 \cdot b \text{ [Kgf]}$$

$$Fr := 8.82 \cdot b \text{ [Kgf]}$$

- Fuerza de empuje lateral

$$Fac := 0.5 \cdot Fc \quad \text{Ec. 3-91}$$

$$Fac = 12.5 \text{ [Kgf]}$$



**Figura 3.17 DCL Sección crítica de la pared lateral de la carcasa**

$$a := 284 \text{ [mm]}$$

- Momentos internos en la sección

$$M_x := F_{ac} \cdot 75 \quad \text{Ec. 3-92}$$

$$M_x = 937.5 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_z := F_r \cdot 75 \quad \text{Ec. 3-93}$$

$$M_z := 8.82 \cdot b \cdot 75 \text{ [Kgf.mm]}$$

### Cálculo de esfuerzos en la sección crítica

- Esfuerzo normales

$$\sigma_{y\_F1} := \frac{-F1}{a \cdot b} \quad \text{Compresión} \quad \text{Ec. 3-94}$$

$$\sigma_{y\_Mx} := \frac{M_x \cdot \frac{b}{2}}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3} \quad \text{Flexión eje x} \quad \text{Ec. 3-95}$$

$$\sigma_{y\_Mz} := \frac{M_z \cdot 0}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3} \quad \text{Flexión eje z} \quad \text{Ec. 3-96}$$

$$\sigma_y := \sigma_{y\_F1} + \sigma_{y\_Mx} + \sigma_{y\_Mz} \quad \text{Ec. 3-97}$$

$$\sigma_y := \frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{M_x}{a \cdot b^2} \quad \text{Esfuerzo resultante-Fibras a tracción}$$

- Esfuerzos cortantes

$$\tau_{yz} := \frac{F_{ac} \cdot 0}{\frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3 \cdot a} \quad \text{Cortante eje z} \quad \text{Ec. 3-98}$$

$$\tau_{yx} := \frac{\text{Fr.} \left( \frac{b \cdot a^2}{8} \right)}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 \cdot b}$$

Cortante eje x

Ec. 3-99

- Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := |\sigma_1|$$

$$\sigma_{eq} := \frac{S_y}{FS}$$

$$\sigma_1 := \frac{\frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2}}{2} + \sqrt{\left( \frac{\frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2}}{2} \right)^2 + \left[ \frac{\text{Fr.} \left( \frac{b \cdot a^2}{8} \right)}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 \cdot b} \right]^2}$$

### Cálculo del espesor

$$\frac{S_{ut}}{FS} := |\sigma_1|$$

Reemplazando los valores de los esfuerzos en la ecuación anterior, y resolviendo para el espesor b se tiene:

Given

$$\frac{S_{ut}}{FS} = \frac{\frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2}}{2} + \sqrt{\left( \frac{\frac{-29.4 \cdot b}{a \cdot b} + 6 \cdot \frac{Mx}{a \cdot b^2}}{2} \right)^2 + \left[ \frac{\text{Fr.} \left( \frac{b \cdot a^2}{8} \right)}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3 \cdot b} \right]^2}$$

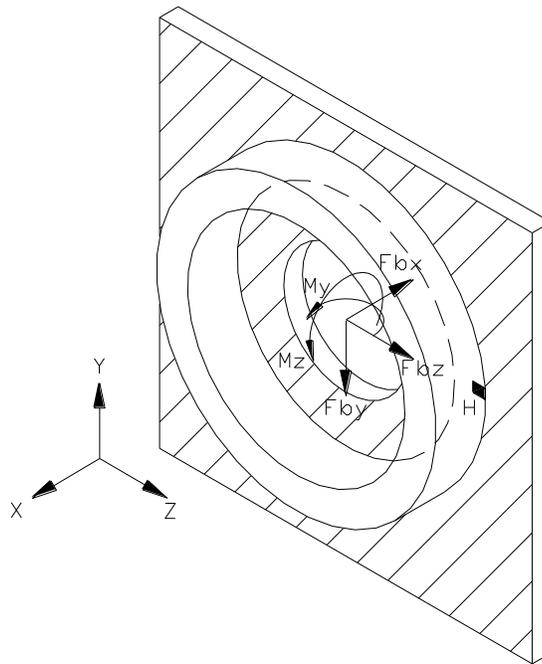
b := Find(b)

b = 2.372 [mm]

El espesor de toda la estructura debe ser el mayor de los calculados, por lo que finalmente se selecciona  $b = 6$  [mm].

### 3.3.5.3 Diseño de alojos para los rodamientos

Estos alojos sirven de soporte a los rodamientos sobre los que se apoya el tornillo sin fin. Trasladando las reacciones, de la figura 3.13, que actúan en este punto hacia la sección crítica se tiene:



**Figura 3.18DCL- 3D Aloj**

- Momentos internos en la sección

$$M_y := F_{bz} \cdot 6$$

Ec. 3-100

$$M_y = 22.736 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$M_z := F_{by} \cdot 6$$

Ec. 3-101

$$M_z = 35.003 \text{ [Kgf.mm]}$$

- Propiedades geométricas

$$D_e := 48 \text{ [mm]}$$

$$D_i := 40 \text{ [mm]}$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2) \quad \text{Área} \quad \text{Ec. 3-102}$$

$$A = 552.92 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$I := \frac{\pi}{64} \cdot (D_e^4 - D_i^4) \quad \text{Momento de inercia} \quad \text{Ec. 3-103}$$

$$I = 1.349 \times 10^5 \text{ [mm}^4\text{]}$$

- **Análisis de la resistencia**

### Cálculo de esfuerzos en la sección crítica H

- Esfuerzo normales

$$\sigma_{x\_Fbx} := \frac{-Fbx}{A} \quad \text{Compresión} \quad \text{Ec. 3-104}$$

$$\sigma_{x\_Fbx} = -0.047 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{x\_My} := \frac{-My \cdot \frac{D_e}{2}}{I} \quad \text{Flexión eje y} \quad \text{Ec. 3-105}$$

$$\sigma_{x\_My} = -4.045 \times 10^{-3} \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{x\_Mz} := \frac{Mz \cdot 0}{I} \quad \text{Flexión eje z} \quad \text{Ec. 3-106}$$

$$\sigma_{x\_Mz} = 0 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_x := \sigma_{x\_Fbx} + \sigma_{x\_My} + \sigma_{x\_Mz} \quad \text{Esfuerzo resultante} \quad \text{Ec. 3-107}$$

$$\sigma_x = -0.051 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

- Esfuerzos cortantes

$$\tau_{xy} := 2 \cdot \frac{F_{by}}{A} \quad \text{Cortante eje y} \quad \text{Ec. 3-108}$$

$$\tau_{xy} = 0.021 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\tau_{xz} := \frac{F_{bz} \cdot 0}{I \cdot b} \quad \text{Cortante eje z} \quad \text{Ec. 3-109}$$

$$\tau_{xz} = 0 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

• Esfuerzos principales

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3-110}$$

$$\sigma_1 = 7.544 \times 10^{-3} \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\sigma_2 := \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3-111}$$

$$\sigma_2 = -0.059 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\tau_{\max} := \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$\tau_{\max} = 0.033 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

**Cálculo del factor de seguridad**

$$FS := \frac{S_{ut}}{|\sigma_2|} \quad \text{Ec. 3-112}$$

$$FS = 144.843 \quad \text{Teoría del esfuerzo normal máximo}$$

Los requerimientos geométricos y constructivos para la fabricación de este elemento hacen que el factor de seguridad sea alto, además las cargas aplicadas son bajas, por lo que resiste adecuadamente.

La carcasa será fabricada a partir de un bloque de fundición de aluminio y maquinada hasta las dimensiones mínimas calculadas, proceso que se desarrollará en una sola pieza, dando como resultado un soporte robusto.

### 3.3.6 DISEÑO DE LA BASE MÓVIL

#### 3.3.6.1 Análisis de la resistencia a la flexión

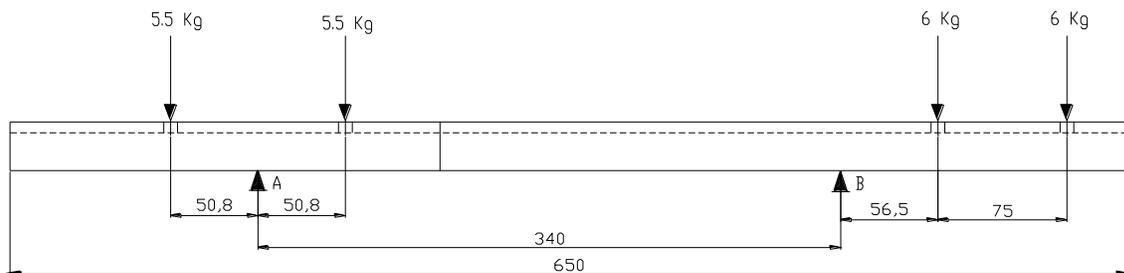


Figura 3.19 DCL Base móvil

- Momento de inercia requerido

Utilizando el nomograma del anexo 4 se puede obtener el momento de inercia requerido de la base para resistir una carga dada. El momento de inercia resultante de la base será la suma del momento de inercia requerido por cada carga por separado.

Tabla 3.7 Momento de inercia requerido

Carga	Línea 1 P, lbs.	Línea 2 L, plg.	Línea 4 K, %	Línea 6 $\Delta/L$ , plg/plg.	Línea 7 I, plg <sup>4</sup>
1	12.1	13.38	14.9	0.0002	FR
2	12.1	13.38	14.9	0.0002	FR
3	13.2	13.38	16.6	0.0002	FR
4	13.2	13.38	38.7	0.0002	FR

Debido a que las cargas individuales sobre la base son bajas, no existe precisión, y el nomograma esta fuera de rango (FR). Utilizando las fórmulas propuestas tenemos:

$$E := 21087.73 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

Módulo de elasticidad

$$P1 := 5.5 \text{ [Kgf]}$$

$$P2 := 6 \text{ [Kgf]}$$

$$L := 340 \text{ [mm]}$$

Longitud entre apoyos

$$K1 := 0.149\%$$

$$K2 := 0.149\%$$

$$K3 := 0.166\%$$

$$K4 := 0.387\%$$

$$I1 := \frac{P1 \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot 0.0002} \cdot (3 \cdot K1 - 4 \cdot K1^3)$$

Ec. 3-113

$$I1 = 1.362 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I2 := \frac{P1 \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot 0.0002} \cdot (3 \cdot K2 - 4 \cdot K2^3)$$

$$I2 = 1.362 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I3 := \frac{P2 \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot 0.0002} \cdot (3 \cdot K3 - 4 \cdot K3^3)$$

$$I3 = 1.644 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$I4 := \frac{P2 \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot 0.0002} \cdot (3 \cdot K4 - 4 \cdot K4^3)$$

$$I4 = 3.183 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

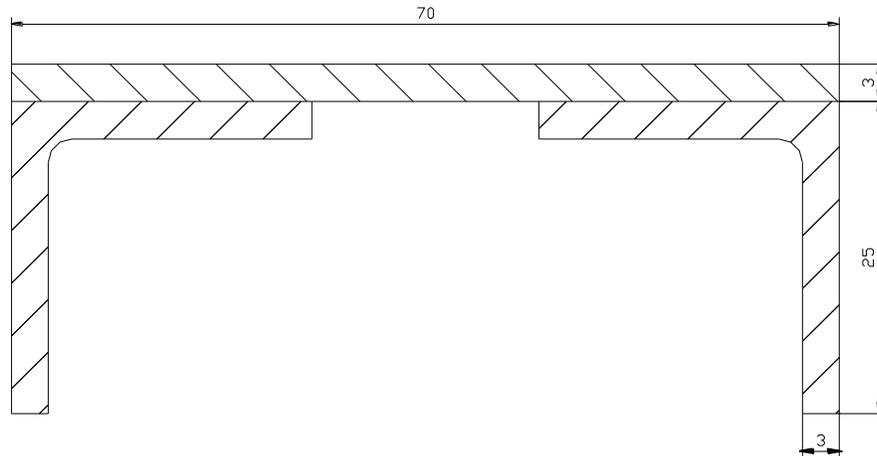
$$I := I1 + I2 + I3 + I4$$

Ec. 3-114

$$I = 7.552 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Momento de inercia total requerido

En base de este valor se ha decidido utilizar la siguiente configuración para la base a partir de un ángulo doblado 25 x 3 [mm].



**Figura 3.20 Sección transversal de la base**

Esta sección tiene un momento de inercia de 32.087 [mm.<sup>4</sup>] el cual es lo suficientemente mayor que el requerido.

### 3.3.6.2 Análisis de la resistencia a la torsión

La resistencia a la torsión de la sección transversal es la suma de la resistencia torsional de cada uno de sus elementos:

$$R1 := 2 \cdot \frac{(25 + 25) \cdot 3^3}{3} \quad \text{Ec. 3-115}$$

$$R1 = 900 \text{ [mm}^4\text{]} \quad \text{Resistencia de los miembros longitudinales}$$

$$R2 := \frac{180 \cdot 3^3}{3} \quad \text{Ec. 3-116}$$

$$R2 = 1.62 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]} \quad \text{Resistencia de la placa}$$

$$Rl := R1 + R2 \quad \text{Ec. 3-117}$$

$$Rl = 2.52 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

- Torsión angular unitaria

$$\theta := \frac{T \cdot L}{E \cdot Rl} \quad \text{Ec. 3-118}$$

$$T := \frac{63025 \cdot IP \cdot 11.5212}{\text{RPM}} \quad \text{Ec. 3-119}$$

$$T = 264.045 \text{ [kgf.mm]}$$

$$\theta = 1.689 \times 10^{-3} \text{ [°/mm]}$$

- Levantamiento vertical

$$w := 70 \text{ [mm]} \quad \text{Ancho de la base}$$

$$\Delta := \theta \cdot w$$

$$\Delta = 0.118 \text{ [mm]}$$

Calculando el levantamiento vertical considerando 4 refuerzos transversales a la base tenemos:

$$\Delta := \frac{T \cdot w}{E} \cdot \left[ \frac{1}{\left( \frac{nl \cdot Rl}{w} \right) + \frac{nt \cdot Rt}{L}} \right] \quad \text{Ec. 3-120}$$

T = torque

L = longitud de la base

w = ancho de la base

Rl = resistencia torsional miembros longitudinales

Rt = resistencia torsional miembros transversales

nl = número de miembros longitudinales

nt = número de miembros transversales

$$nl := 1$$

$$nt := 4$$

$$Rt := R2$$

$$\Delta = 0.016 \text{ [mm]}$$

El levantamiento es considerado permisible para esta aplicación.

### **3.3.7 CÁLCULO DE LOS SOPORTES DE LA ESTRUCTURA MÓVIL**

#### **3.3.7.1 Cálculo de fuerzas y reacciones en la estructura móvil**

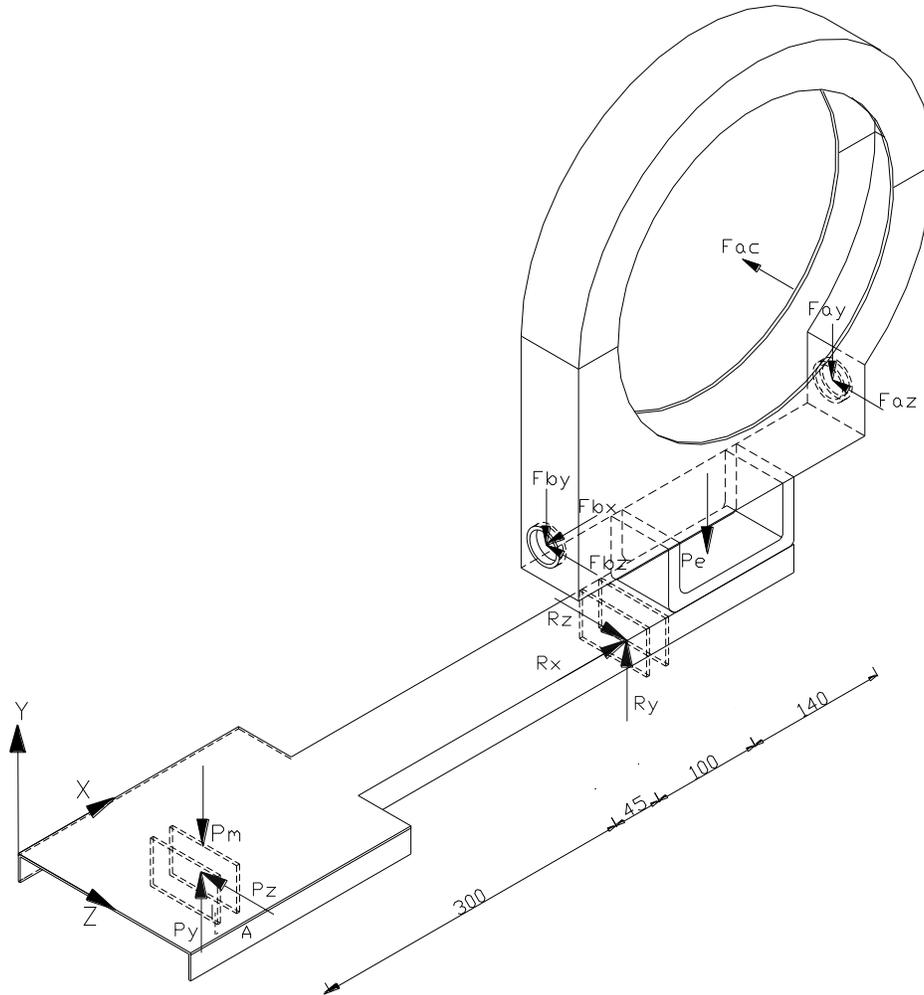
Cargas muertas

$$P_e := 12[\text{Kgf}]$$

Estructura

$$P_m := 11[\text{Kgf}]$$

Motor



**Figura 3.21 DCL 3D Estructura móvil**

- Análisis de cargas

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_x := F_{bx}$$

Ec. 3-121

$$R_x = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{ay} - F_{by} - P_m - P_e + P_y + R_y = 0$$

Ec. 3-122

$$\Sigma F_z = m \cdot a_z$$

$$Rz - Pz - Faz - Fbz - Fac = 0$$

Ec. 3-123

$$\Sigma M_A = 0 \text{ eje } y$$

$$Fbz \cdot 300 - Rz \cdot 345 + Fac \cdot 475 + Faz \cdot 585 = 0$$

Ec. 3-124

$$\Sigma M_A = 0 \text{ eje } z$$

$$-Fby \cdot 300 + Fbx \cdot 85 + Ry \cdot 345 - P_e \cdot 445 - Fay \cdot 585 = 0$$

Ec. 3-125

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se tiene:

Given

$$-Fay - Fby - P_m - P_e + Py + Ry = 0$$

$$Rz - Pz - Faz - Fbz - Fac = 0$$

$$Fbz \cdot 300 - Rz \cdot 345 + Fac \cdot 475 + Faz \cdot 585 = 0$$

$$-Fby \cdot 300 + Fbx \cdot 85 + Ry \cdot 345 - P_e \cdot 445 - Fay \cdot 585 = 0$$

$$\text{Sol} := \text{Find}(Py, Pz, Ry, Rz)$$

$$Py := 11.758[\text{Kgf}]$$

$$Pz := 8.042[\text{Kgf}]$$

$$Ry := 21.37[\text{Kgf}]$$

$$Rz := 29.831[\text{Kgf}]$$

### 3.3.7.2 Análisis de la resistencia

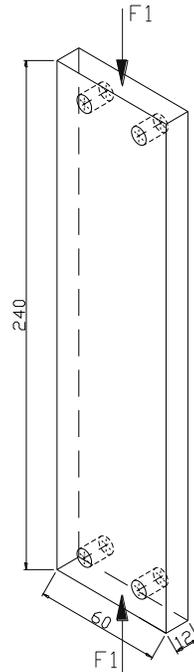
Estos elementos serán calculados como columnas debido a que sobre ellos actúan cargas de compresión axial.

- Material: Acero ASTM A36

**Tabla 3.8 Propiedades mecánicas del acero ASTM A36**

Resistencia a la fluencia $S_y$	25.5 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia última a la tracción $S_{ut}$	40.8 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Módulo de elasticidad $E$	21000 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]

Fuente: Catálogo de acero, IPAC.



**Figura 3.22 DCL Brazos de Soporte**

- Sección rectangular: 60 x 12 [mm]

$$F1 := 2 \cdot R_y \quad \text{Ec. 3-126}$$

$$F1 = 42.74 \text{ [Kgf]}$$

$$\text{Long} := 240 \text{ [mm]}$$

$$A := 60 \cdot 12 \quad \text{Área} \quad \text{Ec. 3-127}$$

$$A = 720 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$I := \frac{1}{12} \cdot 60 \cdot 12^3 \quad \text{Momento de inercia} \quad \text{Ec. 3-128}$$

$$I = 8.64 \times 10^3 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$B := 60 \text{ [mm]} \quad \text{Ancho de la sección}$$

$$r := \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Radio de giro Ec. 3-129

$$r = 3.464 \text{ [mm]}$$

$$K := 2$$

Extremos libre-empotrado

- Parámetro de esbeltez

$$\lambda_c := \frac{K \cdot \text{Long}}{\pi \cdot r} \cdot \sqrt{\frac{S_y}{E}} \quad \text{Ec. 3-130}$$

$$\lambda_c = 1.536$$

$$\boxed{\lambda_c > 1.5}$$

Zona elástica

$$F_{cr} := \frac{0.877}{\lambda_c^2} \cdot S_y \quad \text{Ec. 3-131}$$

$$F_{cr} = 9.467 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

- Resistencia Requerida

$$D := F_1$$

Carga muerta

$$D = 42.74 \text{ [Kgf]}$$

$$L := 10 \text{ [Kgf]}$$

Carga viva

$$P_u := 1.2 \cdot D + 1.6 \cdot L$$

Ec. 3-132

$$P_u = 67.288 \text{ [Kgf]}$$

- Resistencia Nominal

$$P_n := A \cdot F_{cr}$$

Ec. 3-133

$$P_n = 6.816 \times 10^3 \text{ [Kgf]}$$

$$\phi_c := 0.85$$

$$\phi_c \cdot P_n = 5.794 \times 10^3 \quad \text{Ec. 3-134}$$

$$P_u < \phi_c \cdot P_n$$

$$67.288 < 5794$$

- Deflexión máxima

$$\Delta x := \frac{R_x \cdot \text{Long}^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

Ec. 3-135

$$\Delta x = 0.666 \text{ [mm]}$$

### 3.3.7.3 Cálculo de los pernos de sujeción

Distribución de cargas por perno

$$F_t := R_x$$

$$F_t = 26.231 \text{ [Kgf]}$$

$$F_{v1} := R_y$$

$$F_{v1} = 21.37 \text{ [Kgf]}$$

$$F_{v2} := R_z$$

$$F_{v2} = 29.831 \text{ [Kgf]}$$

$$\alpha := 90$$

$$F_v := \sqrt{F_{v1}^2 + F_{v2}^2 + 2 \cdot F_{v1} \cdot F_{v2} \cdot \cos(\alpha)}$$

Ec. 3-136

$$F_v = 27.844 \text{ [Kgf]}$$

- Cálculo del Factor de seguridad

Perno seleccionado: 5/16" UNC

$$S_y := 52.02 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$$A_t := 0.0524 \times 25.4^2 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_c := 0.04535 \times 25.4^2 [\text{mm}^2]$$

$$\sigma_t := \frac{F_t}{A_t} \quad \text{Ec. 3-137}$$

$$\sigma_t = 0.776 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\tau_v := \frac{F_v}{A_c} \quad \text{Ec. 3-138}$$

$$\tau_v = 0.952 \quad [\text{Kgf/mm}^2]$$

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_v^2} \quad \text{Ec. 3-139}$$

$$\sigma_{eq} := \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec. 3-140}$$

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$FS = 144.843$$

Las cargas aplicadas son bajas y por lo tanto los esfuerzos son bajos, entonces el factor de seguridad resulta alto; además, constructivamente no es adecuado un perno muy pequeño, así el diámetro seleccionado de pernos es adecuado.

## 3.4 SISTEMA MOTRIZ

### 3.4.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE AVANCE

El mecanismo de avance es el encargado de permitir que la corona para el pulido se desplace longitudinalmente a lo largo de los muñones con un movimiento de ida y vuelta.

Para esto se utilizará un mecanismo de piñón y cremallera, el mismo que será activado manualmente por medio de una palanca, y transmite movimiento a la estructura móvil que

contiene en su interior al mecanismo de pulido. La cremallera debe estar tallada de tal forma que se desplace longitudinalmente 70 [mm].

En el taller se dispone de piñones, los cuales que serán adaptados para su uso:

### 3.4.1.1 Geometría Piñón-Cremallera

$$m := 1.25$$

$$Z_p := 46 \text{ dientes}$$

$$B := 19 [\text{mm}]$$

$$\phi := 20 \cdot \frac{\pi}{180}$$

Material del piñón: Acero AISI 3115

- Paso circular

$$p_c := \pi \cdot m \quad \text{Ec. 3-141}$$

$$p_c = 3.927 \text{ [mm]}$$

- Diámetro de paso

$$d_p := m \cdot Z_p \quad \text{Ec. 3-142}$$

$$d_p = 57.5 \text{ [mm]}$$

- Adendum

$$a_d := m \quad \text{Ec. 3-143}$$

$$a_d = 1.25 \text{ [mm]}$$

- Dedendum

$$d_d := 1.25 \cdot m \quad \text{Ec. 3-144}$$

$$d_d = 1.563 \text{ [mm]}$$

- Diámetro externo

$$d_e := d_p + 2 \cdot a_d$$

$$d_e = 60 \text{ [mm]}$$

- Diámetro interno

$$d_i := d_p - 2 \cdot d_d$$

$$d_i = 54.375 \text{ [mm]}$$

- Profundidad del diente

$$\text{prof} := \frac{d_e - d_i}{2}$$

Ec. 3-145

$$\text{prof} = 2.813 \text{ [mm]}$$

Número de dientes de la cremallera

$$d := 70 \text{ [mm]}$$

Desplazamiento longitudinal

$$Z_{cr} := \frac{d}{p_c}$$

Ec. 3-146

$$Z_{cr} = 17.825$$

Se tomarán 24 dientes para que en los extremos no se desengrane la cremallera al momento de realizar el desplazamiento longitudinal.

$$Z_{cr} := 24 \text{ dientes}$$

- Longitud de la cremallera

$$L := Z_{cr} \cdot p_c$$

Ec. 3-147

$$L = 94.248 \text{ [mm]}$$

$$L := 96 \text{ [mm]}$$

El material seleccionado para la construcción de la cremallera es Bronce al Aluminio AB-2, ya que presenta alta resistencia y se debe minimizar el desgaste al desplazarse longitudinalmente.

### 3.4.1.2 Análisis de la resistencia

- Esfuerzo de diseño máximo admisible

$$S_{ad} := \frac{Sat \cdot K_I}{K_t \cdot K_r} \quad \text{Ec. 3-148}$$

$$Sat := 16.6 [\text{Kgf/mm}^2]$$

Esfuerzo admisible del material.

$$K_I := 1$$

Factor de vida (vida infinita).

$$K_t := 1$$

Factor de temperatura (< 250 °F).

$$K_r := 1$$

Factor de seguridad (menos de 1 falla en 100).

$$S_{ad} = 16.6 [\text{Kgf/mm}^2]$$

- Carga transmitida máxima admisible

$$F_{t\_ad} := \frac{S_{ad} \cdot K_v \cdot B \cdot J}{K_o \cdot m \cdot K_s \cdot K_m} \quad \text{Ec. 3-149}$$

$$K_v := 0.9$$

Factor dinámico.

$$B = 19 [\text{mm}]$$

Ancho del engrane.

$$J := 0.5$$

Factor de geometría.

$$K_o := 1.25$$

Factor de corrección por sobrecarga (fuente de energía uniforme con choque moderado).

$$K_s := 1$$

Factor de corrección por tamaño (propiedades uniformes).

$$K_m := 1.6$$

Factor de distribución de carga (montaje poco rígido, poca precisión).

$$F_{t\_ad} = 56.772 [\text{Kgf}]$$

- Carga transmitida

$$F_t := R_z$$

$$F_t = 29.831 [\text{Kgf}]$$

$$F_t < F_{t\_ad}$$

$$29.831 < 56.772$$

En engranaje es adecuado para esta carga.

### 3.4.1.3 Análisis del desgaste

$\sigma_c$  = Esfuerzo de contacto calculado.

$C_p$  = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material.

$F_t$  = Carga tangencial transmitida.

$C_o$  = Factor de sobrecarga.

$C_v$  = Factor dinámico.

$C_s$  = Factor de tamaño.

$C_m$  = Factor de distribución de carga.

$I$  = Factor geométrico.

$C_f$  = Factor de condición de la superficie.

$$\mu_p := 0.29$$

$$\mu_{cr} := 0.33$$

$$E_p := 21108.13[\text{Kgf/mm}^2]$$

$$E_{cr} := 11247.47[\text{Kgf/mm}^2]$$

$$C_p := \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_{cr}^2}{E_{cr}} \right)}}$$

Ec. 3-150

$$C_p = 50.951$$

$C_o := 1.25$  Fuente de energía uniforme con choque moderado.

$$C_v := 0.9$$

$$C_s := 1$$

$$C_m := 1.3 \quad \frac{B}{d} < 1$$

$I := 0.08$  Relación de engranes 1.

$C_f := 1.25$  Posibilidad de esfuerzos residuales.

$$\sigma_c := C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d_p \cdot B \cdot I}} \quad \text{Ec. 3-151}$$

$$\sigma_c = 44.719 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

Sac = Número del esfuerzo por contacto admisible.

Cl = Factor de vida.

Ch = Factor de la relación de dureza.

Ct = Factor de temperatura.

Cr = Factor de seguridad.

$$S_{ac} := 63.27 \text{ [Kgf/mm}^2\text{]}$$

$$Cl := 1 \quad 10^7 \text{ ciclos}$$

$$r_{HB} := \frac{250}{150} \quad \text{Relación de durezas.} \quad \text{Ec. 3-152}$$

$$Ch := 1 \quad \text{Relación de reducción 1.}$$

$$Ct := 1 \quad \text{Temperatura < a 250 }^\circ\text{F.}$$

$$Cr := 1 \quad \text{Menos de una falla en 100.}$$

$$S_{ac} \cdot \left( \frac{Cl \cdot Ch}{Ct \cdot Cr} \right) = 63.27 \quad \text{Ec. 3-153}$$

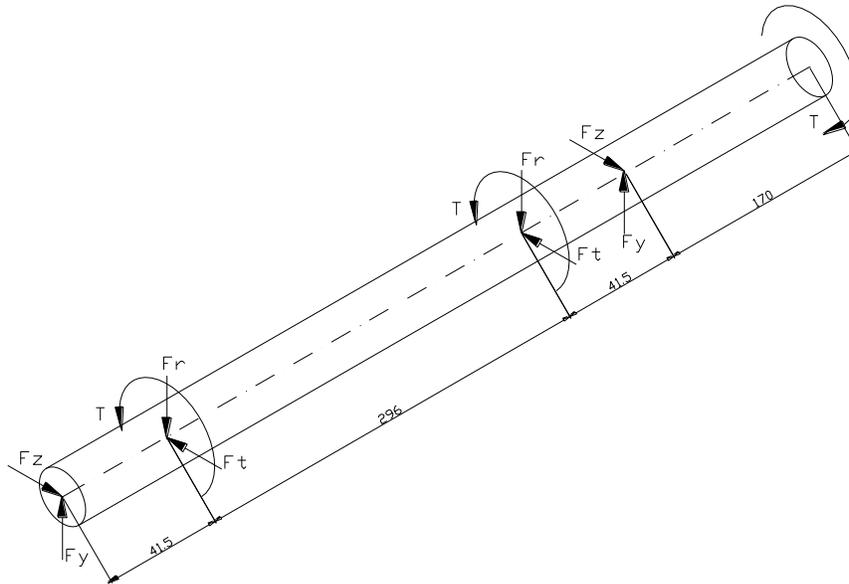
$$\sigma_c < S_{ac} \cdot \left( \frac{Cl \cdot Ch}{Ct \cdot Cr} \right)$$

$$44.719 < 63.27$$

El engrane resiste superficialmente.

### 3.4.2 DISEÑO DEL EJE DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL

Este eje soporta los dos piñones para la transmisión del movimiento longitudinal. Se encuentra soportado por dos chumaceras del tipo SY y externamente está acoplada una palanca a partir de la cual se transforma el movimiento circular en lineal. Se analizará como criterio estático ya que las cargas no son cíclicas y la rotación es lenta en un arco de 120°.



**Figura 3.23 DCL Eje de desplazamiento horizontal**

- Análisis de fuerzas y reacciones

$$Fr := Ft \cdot \tan(\phi) \quad \text{Ec. 3-154}$$

$$Fr = 10.858 \text{ [Kgf]}$$

$$T := Ft \cdot \frac{dp}{2} \quad \text{Ec. 3-155}$$

$$T = 857.641 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$Fy := Fr \quad \text{Ec. 3-156}$$

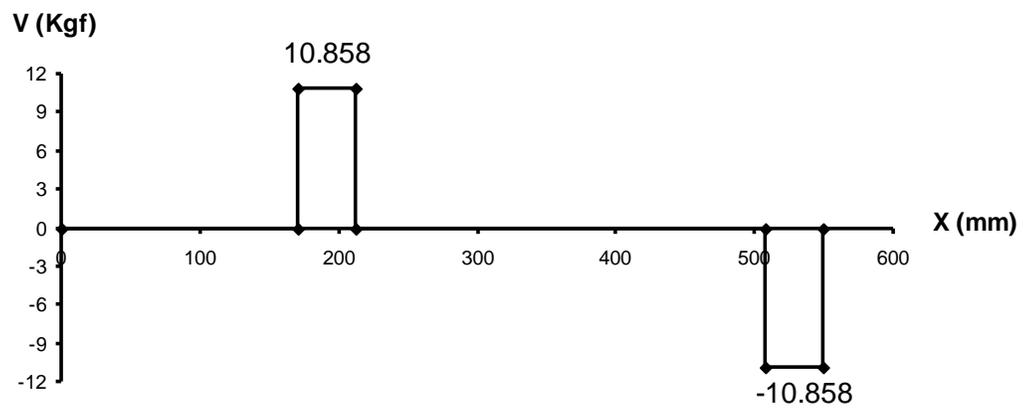
$$Fy = 10.858 \text{ [Kgf]}$$

$$\Sigma Fz = 0$$

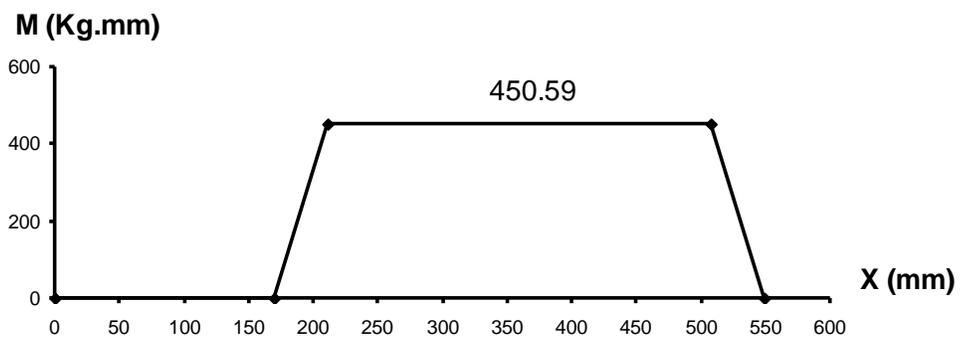
$$Fz := Ft \quad \text{Ec. 3-157}$$

$$Fz = 29.831 \text{ [Kgf]}$$

### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR



### DIAGRAMA DE TORQUE

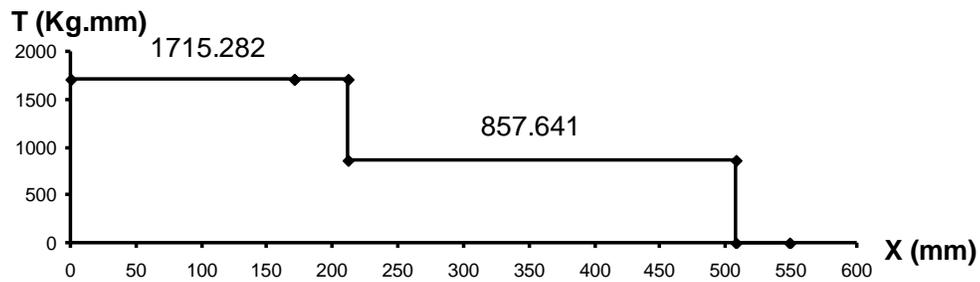


Figura 3.24 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque

$$M_{\max} := F_y \cdot 41.5$$

Ec. 3-158

$$M_{\max} = 450.59 \text{ [Kgf.mm]}$$

$$T_{\max} := 2 \cdot T$$

Ec. 3-159

$$T_{\max} = 1.715 \times 10^3 \text{ [Kgf.mm]}$$

#### 3.4.2.1 Cálculo del diámetro

Material: Acero AISI 1018

Tabla 3.9 Propiedades mecánicas del Acero AISI 1018

Resistencia a la tracción $S_u$	57.7 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Resistencia a la fluencia $S_y$	49.25 [Kgf/mm <sup>2</sup> ]
Dureza HB	163
Porcentaje de elongación $\epsilon$	20 % en 50 [mm]

Fuente: Catálogo de aceros, IVAN BOHMAN C.A.

$$FS := 2$$

$$D_{\min} := \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{M_{\max}^2 + T_{\max}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{TECM}) \quad \text{Ec. 3-160}$$

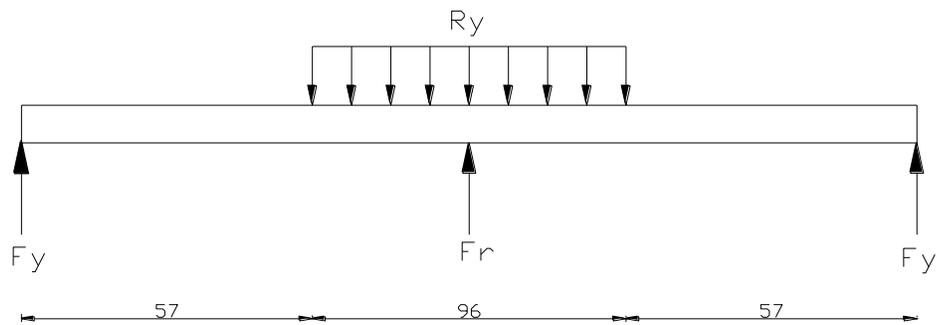
$$D_{\min} = 9.019 \text{ [mm]}$$

Este eje será construido a partir de un eje de diámetro 12.7 [mm] (1/2").

### 3.4.3 DISEÑO DEL EJE DE SOPORTE DE LA CREMALLERA

Este eje permanece estático, soporta a la cremallera y sirve de guía sobre el cual esta se desliza.

- Análisis de fuerzas y reacciones



**Figura 3.25 DCL Eje de soporte de cremallera plano y-z**

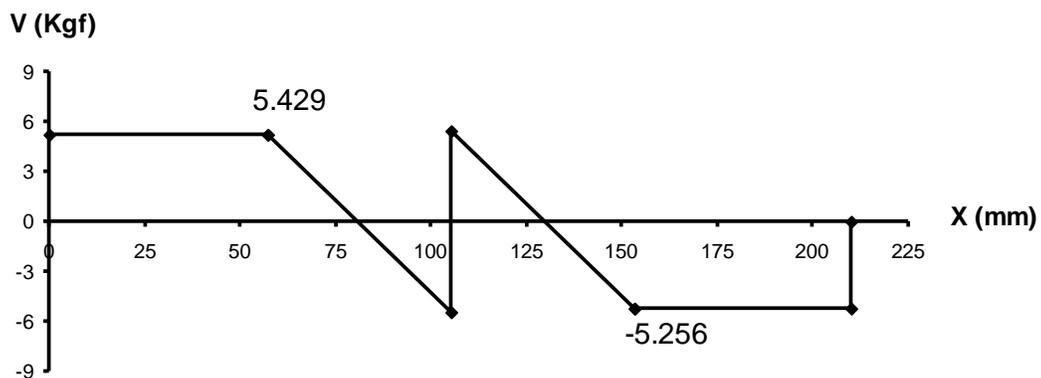
$$F_r = 10.858 \text{ [Kgf]}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_y := \frac{R_y - F_r}{2} \quad \text{Ec. 3-161}$$

$$F_y = 5.256 \text{ [Kgf]}$$

#### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR

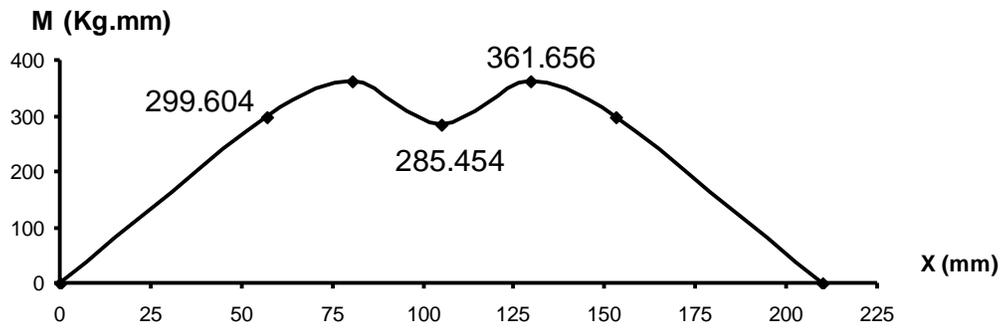


Figura 3.26 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano y-z

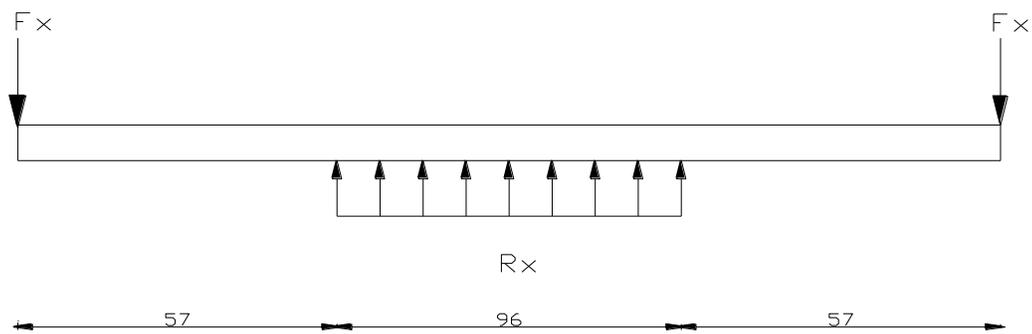


Figura 3.27 DCL Eje de soporte de cremallera plano x-z

$$R_x := 26.231[\text{Kgf}]$$

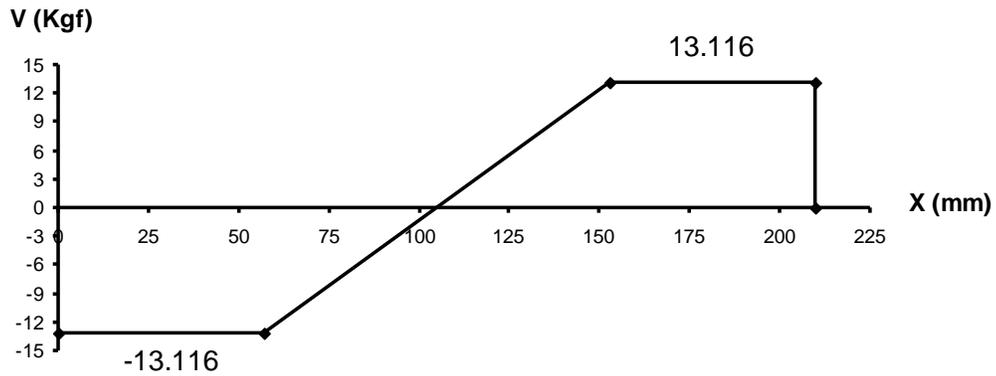
$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_x := \frac{R_x}{2}$$

Ec. 3-162

$$F_x = 13.116 [\text{Kgf}]$$

### DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE



### DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR

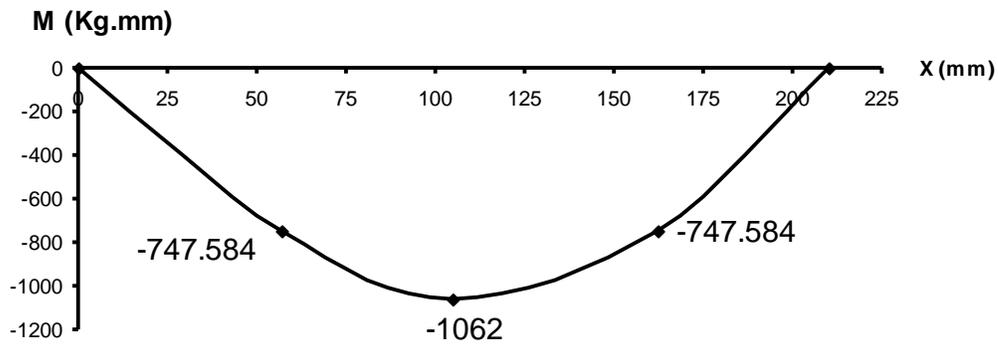


Figura 3.28 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano x-z

$$M_{\max} := \sqrt{1062^2 + 285.454^2}$$

Ec. 3-163

$$M_{\max} = 1.1 \times 10^3 \text{ [Kgf.mm]}$$

#### 3.4.3.1 Cálculo del diámetro

Material: Acero SAE 1018

$$FS := 2$$

$$D_{\min} := \left( \frac{32 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} \cdot M_{\max} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{TECM}) \quad \text{Ec. 3-164}$$

$$D_{\min} = 7.691 \text{ [mm]}$$

En el taller se dispone de válvulas de acero AISI 4140 y diámetro 15.5 mm, las cuales son adecuadas para esta aplicación.

### 3.4.4 SISTEMA DE ELEVACIÓN

El sistema de elevación permite el acoplamiento del mecanismo de pulido en el muñón del cigüeñal, para ello este sistema es el encargado de elevar al mecanismo de avance longitudinal acoplado con el mecanismo de pulido hasta la posición deseada.

Para obtener el movimiento de subida y bajada se utilizará una gata tipo lagarto con sistema hidráulico y capacidad de 2 Toneladas. La carga que debe ser elevada por la gata es inferior a 50 Kg. por lo que resulta adecuado y económico este sistema.

El desplazamiento vertical se realizará a lo largo de 4 guías de 14 [mm.] de diámetro, 360 [mm.] de longitud y material AISI 1018.

## 3.5 SISTEMA DE CONTROL

Las características principales de operación de la máquina son:

- Velocidad de rotación para el pulido. 110 [R.P.M.]
- Avance: Manual
- Desplazamiento horizontal máximo. 70 [mm]
- Desplazamiento vertical máximo (máquina apagada). 200 [mm]

### 3.5.1 VELOCIDAD DE ROTACIÓN

La velocidad de rotación se obtendrá de un motor eléctrico de 1 [HP] a 2750 R.P.M., y utilizando el mecanismo sin fin-corona se reducirá la velocidad a las 110 R.P.M. necesarias para el pulido.

#### 3.5.1.1 Circuito de fuerza

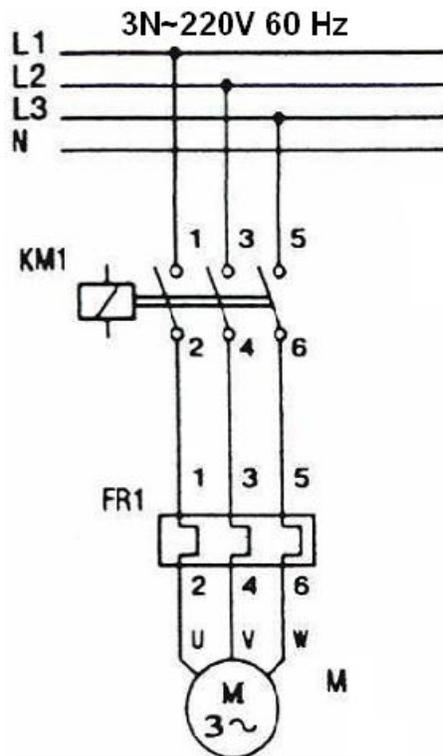
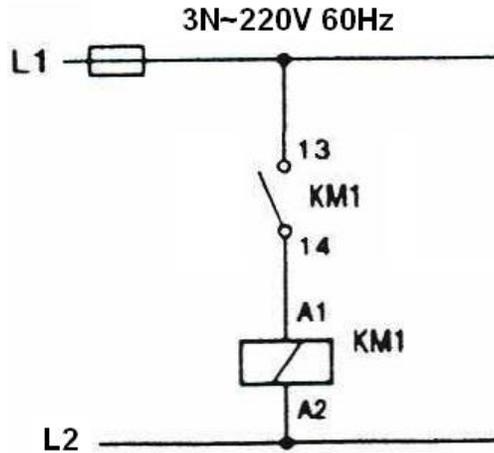


Figura 3.29 Circuito de fuerza

#### 3.5.1.2 Circuito de control



**Figura 3.30 Circuito de control**

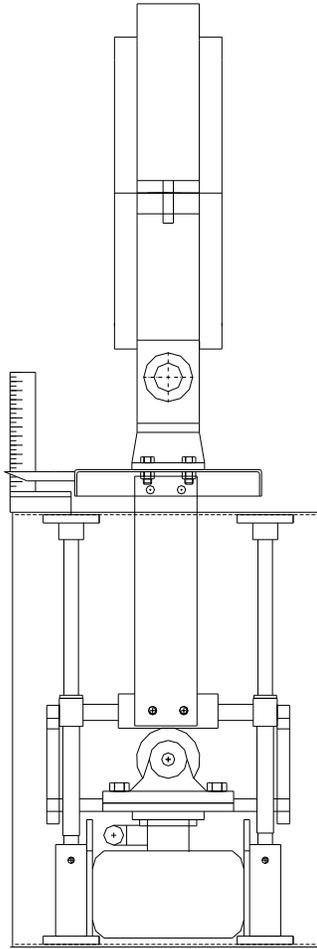
### **3.5.2 DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL**

El desplazamiento horizontal o avance, será manual por medio de una palanca y está determinado por la velocidad de rotación que el operador transmite al piñón.

### **3.5.3 DESPLAZAMIENTO VERTICAL**

Para el control del desplazamiento vertical se utilizará una regla graduada asegurada en la caja de soporte de todos los elementos y un visor fijo a la base móvil. Este sistema permite alinear el eje axial de los muñones con el eje axial de la corona para el pulido al momento de subirla con el mecanismo de elevación.

La diferencia de lecturas en la regla cuando el conjunto carcasa-corona se encuentra en la parte superior máxima y mínima que permite el ajuste determina la distancia vertical a la que se debe centrar la corona con los muñones.



**Figura 3.31 Mecanismo de control del desplazamiento vertical**

#### **3.5.4 PROFUNDIDAD DE CORTE**

La profundidad de corte depende del tamaño de grano del abrasivo utilizado, por lo que se utilizará lija No. 400 para acabado pulido. La banda de lija irá apoyada en la corona sobre una base de caucho y felpa.

En caso de requerir mayor desbaste o presión en el proceso se utilizará lija de abrasivo más grueso o se añadirá una capa más de caucho.

## ÍNDICE

CAPÍTULO 3 .....	¡Error! Marcador no definido.
DISEÑO DEL EQUIPO .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.1 CONSIDERACIONES ESPECÍFICAS DEL DISEÑO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.1.1 condiciones de trabajo .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.1.2 CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL DEL CIGÜEÑAL .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.1.3 DIMENSIONES .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.2 POSIBILIDADES TECNOLÓGICAS Y ALTERNATIVAS .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.2.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS ...	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.2.2 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.3 DISEÑO DE ELEMENTOS DEL EQUIPO .	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO ..	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.3.2 DISEÑO DEL ENGRANE PARA EL PULIDO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.3.3 DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SIN FIN	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.3.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL TORNILLO SIN FIN	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.3.5 DISEÑO DE LA CARCASA MÓVIL	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.3.6 DISEÑO DE LA BASE MÓVIL	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.3.7 CÁLCULO DE LOS SOPORTES DE LA ESTRUCTURA MÓVIL	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.4 SISTEMA MOTRIZ.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
3.4.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE AVANCE .....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

- 3.4.2 DISEÑO DEL EJE DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL ... ¡ERROR!  
**MARCADOR NO DEFINIDO.**
- 3.4.3 DISEÑO DEL EJE DE SOPORTE DE LA CREMALLERA ..... ¡ERROR!  
**MARCADOR NO DEFINIDO.**
- 3.4.4 SISTEMA DE ELEVACIÓN ..... ¡ERROR! **MARCADOR NO DEFINIDO.**
- 3.5 SISTEMA DE CONTROL ..... ¡ERROR! **MARCADOR NO DEFINIDO.**
- 3.5.1 Velocidad de rotación..... ¡ERROR! **MARCADOR NO DEFINIDO.**
- 3.5.2 Desplazamiento horizontal ..... ¡ERROR! **MARCADOR NO DEFINIDO.**
- 3.5.3 Desplazamiento Vertical ..... ¡ERROR! **MARCADOR NO DEFINIDO.**
- 3.5.4 Profundidad DE CORTE ..... ¡ERROR! **MARCADOR NO DEFINIDO.**

### Índice de tablas

- Tabla 3.1 Características del Material ..... ¡Error! **Marcador no definido.**
- Tabla 3.2 Dimensiones de los Cigüeñales ..... ¡Error! **Marcador no definido.**
- Tabla 3.3 Matriz de Decisión ..... ¡Error! **Marcador no definido.**
- Tabla 3.4 Profundidades de corte para diferentes materiales ¡Error! **Marcador no definido.**
- Tabla 3.5 Propiedades mecánicas del Bronce al aluminio AB-2 ¡Error! **Marcador no definido.**
- Tabla 3.6 Propiedades mecánicas de la Fundición de Aluminio ¡Error! **Marcador no definido.**
- Tabla 3.7 Momento de inercia requerido ..... ¡Error! **Marcador no definido.**
- Tabla 3.8 Propiedades mecánicas del acero ASTM A36 .... ¡Error! **Marcador no definido.**
- Tabla 3.9 Propiedades mecánicas del Acero AISI 1018 ..... ¡Error! **Marcador no definido.**

### Índice de figuras

- Figura 3.1 Esquema de Alternativa 1 ..... 34

Figura 3.2 Esquema de Alternativa 2 .....	35
Figura 3.3 Esquema de Alternativa 3 .....	36
Figura 3.4 Esquema de Alternativa 4 .....	38
Figura 3.5 Esquema de la máquina pulidora .....	40
Figura 3.6 DCL del eje del tornillo sin fin .....	57
Figura 3.7 Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano XY....	60
Figura 3.8 Diagramas de fuerza cortante, momento flector en el plano XZ y torque .....	62
Figura 3.9 Cargas equivalentes y capacidad de vida del rodamiento .....	70
Figura 3.10 Geometría de rodamientos seleccionados .....	72
Figura 3.11 Carcasa móvil.....	73
Figura 3.12 DCL Vista frontal de la carcasa .....	73
Figura 3.13 DCL Pared frontal de la carcasa .....	74
Figura 3.14 DCL Sección de la pared frontal de la carcasa .....	74
Figura 3.15 DCL Pared lateral de la carcasa.....	78
Figura 3.16 DCL Elemento diferencial de pared lateral .....	78
Figura 3.17 DCL Sección crítica de la pared lateral de la carcasa .....	80
Figura 3.18 DCL- 3D Alojamiento .....	83
Figura 3.19 DCL Base móvil.....	85
Figura 3.20 Sección transversal de la base.....	87
Figura 3.21 DCL 3D Estructura móvil.....	90
Figura 3.22 DCL Brazos de Soporte .....	92
Figura 3.23 DCL Eje de desplazamiento horizontal .....	101
Figura 3.24 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque.....	103
Figura 3.25 DCL Eje de soporte de cremallera plano y-z.....	104
Figura 3.26 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano y-z .....	105
Figura 3.27 DCL Eje de soporte de cremallera plano x-z.....	105
Figura 3.28 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano x-z .....	106
Figura 3.29 Circuito de fuerza .....	108
Figura 3.30 Circuito de control .....	109
Figura 31 .....	110

# CAPÍTULO 5

## ANÁLISIS ECONÓMICO

Mediante un análisis se evaluará el beneficio económico que la empresa adquirirá mediante la implementación del sistema de pulido, esto ayudará a justificar la inversión asignada al diseño y construcción de la pulidora de cigüeñales.

### 5.1 RECURSOS PRINCIPALES

Se evaluarán los costos invertidos en el desarrollo del proyecto en lo concerniente a su fabricación, considerando que para la producción se ha utilizado mano de obra y materia prima.

#### 5.1.1 RECURSOS HUMANOS

##### 5.1.1.1 Mano de Obra Directa

Tabla 5.1 Mano de Obra Directa

Descripción	Horas	Costo/hora	Costo Total
-------------	-------	------------	-------------

Técnico industrial	60	5.50	330.00
Soldador	9	5.50	49.50
Electricista	5	5.00	25.00
		<b>TOTAL</b>	404.50

### 5.1.1.2 Mano de Obra Indirecta

**Tabla 5.2 Mano de Obra Indirecta**

Descripción	Horas	Costo/hora	Costo Total
Honorarios director	25	25.00	625.00
Honorarios codirector	15	25.00	375.00
Egresados	320	4.00	1280.00
		<b>TOTAL</b>	2280.00

## 5.1.2 MATERIALES

### 5.1.2.1 Materia Prima Directa

**Tabla 5.3 Adquisición de Materiales y Equipos**

Cant.	Descripción	Costo Unitario	Costo Total
1	Tubo Duralón C-100	700.00	700.00
1	Eje Bronce al aluminio	18.40	208.07
1	Eje Bronce SAE 65	14.00	73.07
1	Platina ASTM A-36, e = 8 mm	1.50	5.73
1	Plancha ASTM A-36, e = 12 mm	1.30	4.35
1	Plancha ASTM A-36, e = 11/32"	1.40	4.32
1	Plancha ASTM A-36, e = 1/8"	1.30	4.54
1	Plancha ASTM A-36, e = 3/32"	1.00	38.60
1	Platina ASTM A-36	7.00	7.00
1	Ángulo doblado 25 x 2	2.61	2.61
1	Eje AISI 3115	3.40	4.00
1	Eje SAE 1018	12.60	12.60
1	Eje SAE 1018	9.00	9.00

1	Eje SAE 4140	9.60	9.60
1	Motor eléctrico 1 [HP], 2750 R.P.M.	49.67	49.67
1	Matrimonio ML 090 5/8	50.00	50.00
1	Gata hidráulica 2 Ton.	20.70	20.70
1	Rodamiento 6203-2Z	2.00	2.00
1	Rodamiento 6303-2Z	5.00	5.00
3	Rodamiento 6001-2Z	2.77	8.31
2	Chumaceras NTN P201	3.80	7.60
1	Retenedor NTN 40 17 10	3.00	3.00
87	Pernos y prisioneros	0.3	26.10
3	Metro de Filo	1.00	3.00
4	Topes con perno	1.20	4.80

**Tabla 5.3 Adquisición de Materiales y Equipos (Continuación)**

1	Pintura	20.00	20.00
10	Metros de Cable Carol 12/4 90C (UL) SOOW CSA FT-2	3.50	35.00
2	Prensa cables	2.50	5.00
2	Terminales	0.10	0.20
3	Mordazas	0.15	0.45
1	Switch de control de 3 posiciones	10.00	10.00
1	Arrancador	96.00	96.00
1	Overload	40.00	40.00
<b>TOTAL</b>			1470.32

**Nota:** El costo unitario de las planchas de acero ASTM A-36, ejes de bronce, y eje de acero AISI 3115 es por Kilo.

### 5.1.2.2 Materia Prima Indirecta

**Tabla 5.4 Materia Prima Indirecta**

Descripción	Costo Total
Lubricantes y grasa	25.00
Insumos varios	60.00
<b>TOTAL</b>	85.00

### 5.1.3 FINANCIEROS

Para el desarrollo de este proyecto se cuenta con el auspicio de una empresa privada, por lo que los recursos financieros han sido desembolsados como se especifica a continuación:

**Tabla 5.5 Financiamiento**

RUBROS		Costo (USD)	Recursos Propios	%	Recursos Externos	%
					(SOTE)	
1.	Mano de obra directa	404.50	0.00	0.00	404.50	100.00
2.	Materia prima	1470.32	130.00	8.84	1340.32	91.16
3.	Insumos varios	85.00	40.00	47.06	45.00	52.94
<b>TOTAL</b>		1959.82				

## 5.2 BENEFICIOS DEL NUEVO EQUIPO

Los beneficios del nuevo equipo para el Sistema de Oleoducto Transecuatoriano, SOTE, son: que la empresa a más de obtener una ventaja competitiva en cuanto a la optimización del tiempo en la reparación de los motores alcanza un desarrollo tecnológico diferente a lo que se ha venido realizando por muchos años.

En la elaboración de este proyecto es necesario cuantificar el beneficio que se logró, es decir, se liberó de realizar este trabajo a un técnico, lo que no ha significado desempleo, sino la utilización de este recurso humano en otras actividades aumentando el rendimiento global de la empresa y de la producción beneficiando a todo el personal de mantenimiento, debido a que pueden realizar otra actividad.

## 5.3 RELACIÓN COSTO-BENEFICIO

Para determinar si el trabajo realizado resultó beneficioso, se calculará el Flujo Neto de Caja (FNC), el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR). Todos estos indicadores económicos revelarán la rentabilidad que trajo consigo este proyecto.

### 5.3.1 COSTO REAL DE FABRICACIÓN

En la inversión del proyecto están contemplados los costos de materiales para la elaboración del equipo, los honorarios a profesores y personal técnico que nos apoyó en el proceso de construcción, así como el costo de subsistencia de nosotros en lo que respecta a comida y vivienda.

**Tabla 5.6 Costo Real de Fabricación**

<b>Descripción</b>	<b>Costo Total</b>
Mano de obra directa	404.50
Mano de obra indirecta	2280.00
Materia prima	1555.32
Manutención	750.00
Gastos indirectos de fabricación	90.00
<b>TOTAL</b>	<b>5079.82</b>

### 5.3.2 COSTO EFECTIVO DE FABRICACIÓN

Dos de los objetivos que nos planteamos antes de comenzar este proyecto fueron el de construir una máquina atendiendo a la alternativa más viable y económica; y utilizar equipo y accesorios que el SOTE dispone y no los utiliza. Por lo que los recursos financieros que la

empresa aportó fueron minimizados al máximo, debido a que se utilizaron muchos materiales que los tenían almacenados en bodega, y reutilizando otros disminuyendo así los costos de materia prima.

El costo de mano de obra indirecta que involucra los honorarios profesionales y la remuneración a estudiantes no son desembolsados, por lo que el costo efectivo de fabricación es menor.

El costo efectivo de fabricación para el SOTE es:

**Tabla 5.7 Costo Efectivo de Fabricación**

<b>Descripción</b>	<b>Costo Total</b>
Mano de obra directa	404.50
Materia prima	1341.33
Manutención	750.00
Gastos indirectos de fabricación	90.00
<b>TOTAL</b>	<b>2585.83</b>

### 5.3.3 FLUJO NETO DE CAJA (FNC)

El ingreso constituye el costo que la empresa se ahorra con la construcción de la máquina.

**Tabla 5.8 Comparación de Costos (Pulido Manual – Máquina)**

<b>PULIDO</b>	<b>Manual</b>	<b>Máquina</b>
Número de operarios	2	1
Horas / Hombre / Muñón	0.83	0.17
Número de muñones (cigüeñal 18 cilindros)	19	19
Tiempo Total en Horas	7.92	3.17
Costo Hora / Hombre	5.50	5.50
Número de cigüeñales al año	24	24
<b>COSTO TOTAL USD</b>	<b>2090.00</b>	<b>418.00</b>
<b>Ahorro USD</b>	<b>1672.00</b>	

Los egresos constituyen todas las salidas de efectivo que el SOTE tendrá que desembolsar por concepto de: mantenimiento, gastos administrativos y por depreciación.

**Tabla 5.9 Costo por Mantenimiento**

<b>Mantenimiento</b>	<b>Costo Mtto. (5 años)</b>
Piezas mecánicas	100.00
Proceso de pintado	60.00
Materiales: Lijas, lubricación	40.00
<b>TOTAL</b>	<b>200.00</b>

Los gastos administrativos a considerarse serían un porcentaje del salario del operador que esté trabajando con la máquina:

**Gasto Administrativo:** 35 USD/mes

La depreciación es la pérdida de valor de un activo fijo debido al uso, desgaste, tiempo o a su tecnología obsoleta; y se calculará por el método uniforme o de línea recta

$$D = \frac{V_o - V_r}{n}$$

Ec. 5-1

donde,

Vo: Valor inicial del activo.

Vr: Valor residual al final de la vida útil (Valor estimado por mal manejo de maquinaria siempre menor al 5%).

n: Años útiles.

$$D = \frac{2585.83 - 129.29}{5}$$

$$D = 491.3 \text{ USD}$$

**Tabla 5.10 Flujo Neto de Caja**

<b>Tiempo</b>	<b>Inicio</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Ahorro		1672	1672	1672	1672	1672
<b>Total Ingresos</b>		1672	1672	1672	1672	1672

Inversión Inicial	2585.83					
Costos de Mantenimiento		40	40	40	40	40
Costos Depreciación		491	491	491	491	491
Costos Administración		420	420	420	420	420
<b>Total Egresos</b>	<b>2585.83</b>	<b>951</b>	<b>951</b>	<b>951</b>	<b>951</b>	<b>951</b>
<b>Flujo neto de caja</b>	<b>-2585.83</b>	<b>721</b>	<b>721</b>	<b>721</b>	<b>721</b>	<b>721</b>

### 5.3.4 VALOR ACTUAL NETO (VAN)

Corresponde a la suma actualizada de todos los flujos netos de caja a lo largo de la vida útil del proyecto y está dado por:

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{FNC_i}{(1+r)^i}$$

Ec. 5-2

donde.

FNC<sub>i</sub>: Flujo neto de caja en cada período.

r: Tasa de descuento del proyecto, igual a 10% anual.

i: Período que se está considerando.

n: Tiempo al cual se realiza el flujo de caja.

**Tabla 5.11 Valor Actual Neto (VAN)**

Tasa de descuento		10%
Años	Flujo Neto de Caja	Flujo Neto de Caja Ajustado
0	-2585.83	-2585.8
1	720.69	655.2
2	720.69	595.6
3	720.69	541.5
4	720.69	492.2
5	720.69	447.5
	<b>VAN</b>	<b>146.2</b>

VAN > 0, El proyecto es rentable.

### 5.3.5 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Corresponde a la tasa de actualización para el cual el VAN es nulo. Esta relación está dada por:

$$TIR = tm + (TM - tm) * \frac{VAN_{tm}}{VAN_{tm} + VAN_{TM}}$$

Ec. 5-3

donde,

tm: Tasa de descuento menor.

TM: Tasa de descuento mayor.

$VAN_{tm}$ : Valor actual neto a tm.

$VAN_{TM}$ : Valor actual neto a TM.

$$TIR = 0.12 + (0.13 - .12) * \frac{12.1}{12.1 + 51}$$

$$TIR = 12.19\%$$

$TIR > r$ , se obtienen beneficios.

Es decir, la TIR es la máxima tasa de descuento aplicable para que le proyecto sea rentable.

## ÍNDICE

CAPÍTULO 5 .....	142
ANÁLISIS ECONÓMICO	142
5.1 RECURSOS PRINCIPALES	142
5.1.1 RECURSOS HUMANOS .....	142
5.1.1.1 Mano de Obra Directa .....	142
5.1.1.2 Mano de Obra Indirecta.....	143
5.1.2 MATERIALES .....	143

5.1.2.1	Materia Prima Directa.....	143
5.1.2.2	Materia Prima Indirecta .....	144
5.1.3	FINANCIEROS.....	144
5.2	BENEFICIOS DEL NUEVO EQUIPO	145
5.3	RELACIÓN COSTO-BENEFICIO	145
5.3.1	COSTO REAL DE FABRICACIÓN.....	145
5.3.2	COSTO EFECTIVO DE FABRICACIÓN .....	146
5.3.3	FLUJO NETO DE CAJA (FNC).....	147
5.3.4	VALOR ACTUAL NETO (VAN) .....	148
5.3.5	TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).....	149

### Índice de tablas

Tabla 5.1	Mano de Obra Directa .....	142
Tabla 5.2	Mano de Obra Indirecta.....	143
Tabla 5.3	Adquisición de Materiales y Equipos .....	143
Tabla 5.4	Materia Prima Indirecta .....	144
Tabla 5.5	Financiamiento .....	144
Tabla 5.6	Costo Real de Fabricación .....	146
Tabla 5.7	Costo Efectivo de Fabricación .....	146
Tabla 5.8	Comparación de Costos (Pulido Manual – Máquina) .....	147
Tabla 5.9	Costo por Mantenimiento .....	147
Tabla 5.10	Flujo Neto de Caja.....	148
Tabla 5.11	Valor Actual Neto (VAN).....	149

# CAPÍTULO 6

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

# 6.1 CONCLUSIONES

10. Se diseñó y construyó la máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO 251–F del SOTE, de acuerdo a las condiciones específicas que se exige en el proceso de pulido, las consideraciones de funcionamiento, las alternativas y posibilidades tecnológicas más adecuadas y, los atributos de diseño con los cuales debe cumplir esta máquina.
11. Estamos en capacidad de ejecutar la investigación de carácter técnico, se indagó sobre el proceso del pulido de cigüeñales como una de las actividades importantes en el proceso para la reparación de los motores ALCO 251-F en el Taller de Mantenimiento Lago Agrio, y se recopiló la bibliografía necesaria para el diseño.
12. El diseño de la máquina pulidora de cigüeñales para los motores ALCO 251–F del SOTE es un proyecto desarrollado por egresados de Ingeniería Mecánica; aplicando los conocimientos adquiridos en clase, investigación teórica y práctica, y bajo los criterios necesarios para trabajar en el área de reparación y mantenimiento.
13. La construcción de la máquina pulidora de cigüeñales fue realizada en su totalidad en el Taller de Mantenimiento del SOTE utilizando equipos, materiales y accesorios que el SOTE dispone.
14. El utilizar materiales que son desechados en el Taller de Mantenimiento durante el proceso de reparación de los motores, resultaron adecuados para la construcción de la referida máquina, en base al diseño desarrollado, lo que permitió el abaratar costos en un 10%. Igualmente se utilizó materia prima que el SOTE disponía sin dar uso.
15. El diseño y construcción de esta máquina obedece a exigencias específicas debido a las dimensiones de los cigüeñales y a la disponibilidad de este tipo de motores en la industria nacional, constituyéndose en una herramienta eficaz e innovadora, aunque de baja demanda.

16. La implementación de la máquina pulidora de cigüeñales reducirá el tiempo empleado en el proceso de pulido al 40% del que lleva actualmente traducido en un ahorro económico y laboral para la empresa.
17. La recuperación de la inversión de acuerdo al análisis económico (costo–beneficio) demuestra que es un proyecto rentable, constituyéndose en un apoyo más para la investigación y construcción de máquinas herramientas de fabricación nacional.
18. El desarrollo de los proyectos a través de las universidades y politécnicas permite viabilizar soluciones adecuadas y de bajo costo para las empresas, como lo revela este proyecto.

## **6.2 RECOMENDACIONES**

7. Generar lazos más estrechos entre los centros de educación superior y las empresas públicas o privadas, para ejecutar convenios de cooperación mutua, y tomar mayor ingerencia en su cumplimiento.
8. Las empresas públicas y privadas deberían auspiciar e impulsar la investigación y el desarrollo de proyectos teórico-prácticos para resolver sus necesidades y así cooperar con el desarrollo profesional de los estudiantes.
9. Impulsar para que estudiantes y egresados desarrollen este tipo de trabajos, la repercusión de la fabricación de este tipo de máquinas conlleva a incrementar el nivel tecnológico del país y desde el punto de vista económico reducirían las importaciones, y regula los precios de oferta y demanda a nivel nacional.
10. Innovar en la construcción de máquinas herramientas que no existen en el mercado nacional o extranjero, e impulsar la construcción de aquellas que solo se encuentran en

el exterior y así aumentar el nivel tecnológico del país y regular los precios de la oferta y la demanda a nivel nacional.

11. Los egresados deberán proveerse de la cantidad adecuada de catálogos y prontuarios de materiales, herramientas y elementos normalizados al momento de realizar el diseño de una máquina de este tipo.
12. Reemplazar la mezcla de diesel-gasolina utilizada actualmente como lubricante por otra clase de aceite lubricante biodegradable, y así cumplir y regirse con la norma ISO 14001 versión 2004 de Gestión Ambiental, así como para la prevención de riesgos laborales OHSAS 18001.

## ÍNDICE

<b>CAPÍTULO 6</b> .....	<b>150</b>
6.1 CONCLUSIONES .....	150
6.2 RECOMENDACIONES .....	151

## REFERENCIAS

### 1. BIBLIOGRÁFICAS

- ECUADOR, SISTEMA DE OLEODUCTO TRANSECUATORIANO. Curso teórico práctico sobre reparación y mantenimiento de motores Alco. Primera ed. Lago Agrio, s.e, s.f. 199 p.
- LAWRENCE, E. DOYLE. Materiales y procesos de manufactura para ingenieros. Traducido del inglés por Julio Fournier González. 3ra ed. México, Prentice-Hall Hispanoamérica, 1998. pp 827-840.
- MIKELL, P. GROOVER. Fundamentos de manufactura moderna, materiales, *procesos y sistemas*. Traducido del inglés por Carlos M. de la Peña Gómez y Miguel Ángel Martínez Sarmiento. Primera ed. México, Prentice-Hall Hispanoamérica, 1997. pp 88-96.
- MOORE, HARRY D. y KIBBEY, DONALD R. Materiales y procesos de fabricación, industria metalmecánica y de plásticos. Traducido del inglés por Julio Fournier González. Primera ed. México, Limusa, 1987. pp 811-823.
- SHIGLEY, JOSEPH E. y MISCHKE CHARLES R. Diseño en ingeniería mecánica. Traducido del inglés por Javier León Cárdenas. Sexta ed. México, Mcgraw-Hill, 2002. 1258 p.

- DEUTSCHMAN, A., MICHELS, W., y WILSON, C., Diseño de máquinas. Traducido del inglés por José A. Garza C. Primera ed., México, Ed. CECSA, 1985.
- MOTT, ROBERT L., P.E., Diseño de elementos de máquinas. Traducido del inglés por Arturo Córdova. Segunda ed. México. Prentice Hall. 1995.
- PISARENKO, G.S., YÁKOVLEV A.P., MATVÉEV V.V. Manual de resistencia de materiales. Traducido del ruso por Mircheski B.A. Primera ed. Moscú. Ed Mir, 1979.
- TIMOSHENKO, S. Resistencia de materiales. Traducido del inglés por Tomás Delgado Pérez de Alba. Primera ed. Madrid. ESPASA-CALPE S.A. 1967. Segunda parte.
- BLODGETT, Omer W. Design of Weldments. Octava ed. Cleveland, Ohio. The James F. Lincoln Arc Welding Foundation. 1976.
- LARBURU N. Máquinas Prontuario, Técnicas máquinas herramientas. Onceava ed. España, Ed. Paraninfo, 1999.
- NARANJO, Carlos. Folleto de Procesos de Manufactura I.
- SKF. Catálogo General de Rodamientos 4000 Sp. Torino, Ed. Stamperia Artística Nazionale, 1989.

## 2. DIRECCIONES DE INTERNET

- [http://www.isa-cr.uclm.es/xxvjornadas/ConfMan\\_1.7/SUBMISSIONS/75\\_arlencicor.pdf](http://www.isa-cr.uclm.es/xxvjornadas/ConfMan_1.7/SUBMISSIONS/75_arlencicor.pdf). Factores que afectan el acabado superficial en los procesos de mecanizado: técnicas de análisis y modelos, español, 2005-05-02.
- <http://www.cenam.mx/calibracion/servicios.asp?division=740>. Laboratorio de acabado superficial, español, 2005-05-02.
- [http://www.gratisweb.com/procesos\\_fabri/maquina\\_herramienta.htm](http://www.gratisweb.com/procesos_fabri/maquina_herramienta.htm). Maquinas herramientas, español, 2005-05-02.
- <http://www.inoxidable.com/electropulido.htm>. Electropulido, español, 2005-05-10.

- [http://www.tecnun.es/asignaturas/cad/documentacion/teoria/4\\_ToleranciasDimensionales/4%20Tolerancias%20Dimensionales%20I.pdf](http://www.tecnun.es/asignaturas/cad/documentacion/teoria/4_ToleranciasDimensionales/4%20Tolerancias%20Dimensionales%20I.pdf). Tolerancias Dimensionales, español, 2005-06-14.
- [http://www.gig.etsii.upm.es/gigcom/temas\\_di2/pmm\\_sp/Default.html](http://www.gig.etsii.upm.es/gigcom/temas_di2/pmm_sp/Default.html). Relación entre tolerancias dimensionales y geométricas, español, 2005-06-14.
- <http://www.psm-dupont.com.mx/paginas/preparacion.htm> Preparación, español, 2005-06-16.