

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
Ingeniero Mecánico**

**TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ALIMENTADOR AUTOMÁTICO
DE BARRAS PARA UN TORNO DE CONTROL NUMÉRICO
COMPUTARIZADO**

**AUTOR:
GALO FABRICIO ANDINO PÁEZ**

**TUTOR:
ING. JOSÉ OLGHER PÉREZ SILVA**

Quito, julio del 2016

Cesión de derechos de autor

Yo Galo Fabricio Andino Páez, con documento de identificación N° 172123866-3, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación intitulado: “Diseño y construcción de un alimentador automático de barras para un torno de control numérico computarizado”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Nombre: Galo Fabricio Andino Páez

Cédula: 172123866-3

Fecha: 26 de julio del 2016

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, diseño y construcción de un alimentador automático de barras para un torno de control numérico computarizado, realizado por Galo Fabricio Andino Páez, obteniendo un producto que cumple con todos los requerimientos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerada como trabajo final de titulación.

Quito, julio 2016



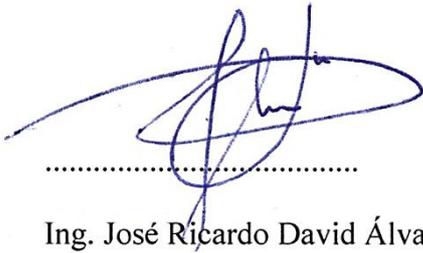
Ing. José Ólger Pérez Silva

C.I.: 170952275-1

Carta de autorización

Yo autorizo el uso y presentación de información privada de la empresa Boyero S.A., tal como son: datos técnicos, costo de mano de obra y fotografías de la maquinaria, que el autor tenga a bien recopilar para el desarrollo integral del presente trabajo de titulación, mismo que se implementará en la mencionada maquinaria con el conocimiento y autorización de mi parte.

Quito, julio 2016



.....

Ing. José Ricardo David Álvarez Villavicencio

C.I.: 170759737-1

Declaratoria de responsabilidad

Yo, Galo Fabricio Andino Páez, declaro bajo juramento que la investigación realizada es de mi autoría, que no ha sido previamente presentada y que se han consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en el presente documento.

A través de ésta declaración cedo el derecho de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y normativa vigentes.



Galo Fabricio Andino Páez

C.I.: 172123866-3

Quito, 26 de julio del 2016

Dedicatoria

La culminación de este proyecto está dedicada a mi hermano Kevin Marcelo, que ha sido por quien ha valido la pena tanto esfuerzo y sacrificio.

Galo Fabricio Andino

Agradecimiento

En primer lugar agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana que durante todo el proceso formativo ha apoyado incondicionalmente a sus estudiantes.

El autor.

Índice

Introducción.....	1
Capítulo I.....	3
Fundamentos teóricos.....	3
1.1. Control numérico computarizado.....	3
1.1.1. Ventajas del control numérico.....	5
1.2. Alimentador de barras.	6
1.2.1. Tipos de alimentadores.....	6
1.3. Selección del tipo de alimentador.	11
1.4. Parámetros del alimentador.....	12
1.5. Clasificación de alimentadores por mordaza.....	13
1.5.1. Alimentador de barras enteras.....	13
1.5.2. Alimentador con mordaza en carro transversal.....	14
1.5.3. Alimentador con mordaza en la torreta.....	16
1.6. Selección de la mejor alternativa.....	18
Capítulo II.....	21
Diseño del alimentador de barras	21
2.1. Cálculo de esfuerzos.....	21
2.1.1. Cálculo del peso de la barra.....	21
2.1.2. Cálculo de la fuerza de rozamiento.....	22
2.1.3. Análisis de resultados.....	27
2.1.4. Cálculo de fuerza de arrastre	27

2.2. Diseño de las mordazas.....	30
2.2.1. Cálculo del espesor.....	30
2.2.2. Cálculo del cilindro neumático.....	35
2.2.3. Cálculo de pernos.....	37
2.2.4. Cálculo del pasador de la bisagra.....	44
2.2.5. Cálculo de la bisagra.....	44
2.2.6. Cálculo de pernos de sujeción del pistón.....	45
Capítulo III.....	46
Cálculo de costos y análisis de resultados.....	46
3.1. Generalidades.....	46
3.2. Análisis de costos de fabricación.....	46
3.2.1. Costos Directos.....	46
3.2.2. Costos indirectos.....	48
3.3. Análisis de costos.....	49
3.4. Cálculo de tiempos de mecanizado.....	50
Conclusiones.....	52
Recomendaciones.....	53
Lista de referencias.....	54
Simbología.....	56
Glosario de términos.....	58
Anexos.....	44
Planos.....	59

Índice de tablas

Tabla 1. Alternativas de tipo de alimentador	11
Tabla 2. Selección de tipo de alimentador	12
Tabla 3. Alternativa de diseño.....	19
Tabla 4. Selección de alternativa de diseño	20
Tabla 5. Coeficientes de rozamiento	23
Tabla 6. Datos del motor de avance existente	28
Tabla 7. Tabla de selección de esfuerzo admisible	31
Tabla 8. Grados métricos de acero para pernos normalizados	40
Tabla 9. Tabla de primer factor de seguridad según Pugsley.....	42
Tabla 10. Tabla de segundo factor de seguridad según Pugsley	43
Tabla 11. Costos de materiales e insumos.....	47
Tabla 12. Costo mano de obra indirecta.....	48
Tabla 13. Costo total del sistema.....	49
Tabla 14. Análisis de ingresos y egresos.....	50
Tabla 15. Tiempo de mecanizado real.....	50

Índice de figuras

Figura 1. Torno real.....	2
Figura 2. Torno virtual	2
Figura 3. Alimentador de barras hidrostático.....	7
Figura 4. Alimentador de barras hidrodinámico	9
Figura 5. Alimentador de barras por tambor-leva	9
Figura 6. Alimentador de barras por mordaza.....	10
Figura 7. Alimentador de barras enteras con soportes.	13
Figura 8. Alimentador por mordaza en carro transversal.....	15
Figura 9. Alimentador por mordaza en torreta	17
Figura 10. Disposición de máquinas	18
Figura 11. Representación de alternativa elegida.....	20
Figura 12. Mandril del torno CNC	22
Figura 13. Diagrama de fuerzas caso "a"	24
Figura 14. Diagrama de fuerzas caso "b"	25
Figura 15. Diagrama de fuerzas caso "c"	26
Figura 16. Perfil del husillo de bolas.....	28
Figura 17. Diagrama de fuerzas del husillo.....	28
Figura 18. Dimensiones iniciales de diseño	30
Figura 19. Diagrama del cuerpo libre placa base	33
Figura 20. Gráficos resultantes Autodesk Inventor.....	34
Figura 21. Diagrama de fuerzas en el apriete	35

Figura 22. Diagrama de fuerzas en placa base	36
Figura 23. Disposición de los pernos de sujeción	37
Figura 24. Diagrama de fuerzas en punto “b”	44

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Masa de la barra.....	21
Ecuación 2. Volumen de la barra	21
Ecuación 3. Fuerza de rozamiento máxima.....	22
Ecuación 4. Peso de la barra.....	23
Ecuación 5. Torque del motor	29
Ecuación 6. Deformación admisible de la placa	31
Ecuación 7. Deformación máxima de la placa	32
Ecuación 8. Deformación de viga rectangular en voladizo simple	32
Ecuación 9. Inercia de placa base.....	34
Ecuación 10. Esfuerzo cortante en pernos.....	38
Ecuación 11. Presión del mandril.....	39
Ecuación 12. Esfuerzo admisible en pernos	41
Ecuación 13. Área del círculo	43
Ecuación 14. Esfuerzo de corte en la bisagra.....	44
Ecuación 15. Esfuerzo de corte en borde de bisagra.....	44

Índice de anexos

Anexo 1. Plano de conjunto del mecanismo de alimentación.....	62
Anexo 2. Placa de datos del motor de avance longitudinal.....	63
Anexo 3. Dimensiones de husillos de bolas normalizados	64
Anexo 4. Propiedades de las secciones	65
Anexo 5. Hoja de datos de cilindros compactos	66
Anexo 6. Dimensiones básicas de roscas métricas ISO	67
Anexo 7. Clases métricas de propiedad mecánica de pernos	68
Anexo 8. Propiedades de aceros estructurales.....	69
Anexo 9. Resistencias mínimas a la tensión de los aceros	70
Anexo 10. Proforma para construcción.....	71
Anexo 11. Proforma de materiales e insumos	72
Anexo 12. Mecanismo instalado (virtual y real)	73

Resumen

Dentro del presente proyecto se desarrolla, desde sus etapas iniciales, un sistema de alimentación de barras circulares de acero inoxidable que funciona de manera conjunta con el PLC del torno CNC, en el que se lo ha implementado.

Para ello se selecciona, dentro del capítulo primero, el tipo y mecanismo más apropiados según las características de la máquina, espacio físico disponible, funcionalidad, y economía. Una vez que ha sido elegida la opción más favorable, en el capítulo dos, se realiza los cálculos respectivos de cada una de las partes que componen el mecanismo, dentro de los cuales se encuentran tanto las partes a fabricar como los elementos normalizados.

Para concluir, en el capítulo tercero, se realiza el respectivo cálculo de los costos que se han producido durante todo el proceso de diseño, construcción e instalación del sistema.

Con la construcción de este proyecto y la realización de las pruebas de funcionamiento que se han realizado, se ha logrado obtener un sistema de alimentación fiable y listo para funcionar de manera normal durante el proceso de producción de la máquina, además de mejorar en un treinta y cuatro por ciento la productividad del torno en la que se instaló.

Palabras clave: alimentador de barras, sistema de alimentación, torno CNC, automatización.

Abstract

This Project develops from its early stages, a feeding system for stainless steel circular bars that works with the PLC of the CNC machine where this system was implemented.

For this purpose, in chapter one is selected the most appropriate mechanism, according to the machine features, the facilities available, functionality and economy. Once the most favorable option has been chosen, in chapter two are shown the calculations of the parts that belong to the mechanism, within these calculations are included the parts to be developed as well as the normalized parts.

At the end, the calculations of the costs that correspond to the entire design process, construction and installation of the system, are shown in chapter three.

With the construction of this project and the developing of the functionality test that have been developed, a reliable feeding system has been achieved. This system is ready to work in a normal way during de production process of the machine; also, the productivity of the CNC machine, where this system was installed, has been improved in a thirty four percent.

Keywords: bar feeder, feeding system, CNC lathe, automation.

Objetivos

General.

Diseñar y construir un sistema de alimentación automático para barras cilíndricas que van desde los 19.04 mm hasta los 50.8 mm de diámetro, y que funcione totalmente integrado al torno de control numérico computarizado y a su programador lógico.

Específicos.

- Analizar las alternativas más viables en cuanto a funcionalidad, factibilidad y costos del diseño previo para cumplir con las expectativas del proyecto.
- Determinar el sistema de sujeción óptimo para realizar el arrastre longitudinal de las barras al momento de su alimentación.
- Integrar todos los sistemas de control del alimentador de barras con el programador lógico central del torno CNC para que funcionen en conjunto y de manera automática.
- Realizar los planos, construcción e instalación de los diferentes componentes en el torno y comprobar su funcionamiento.

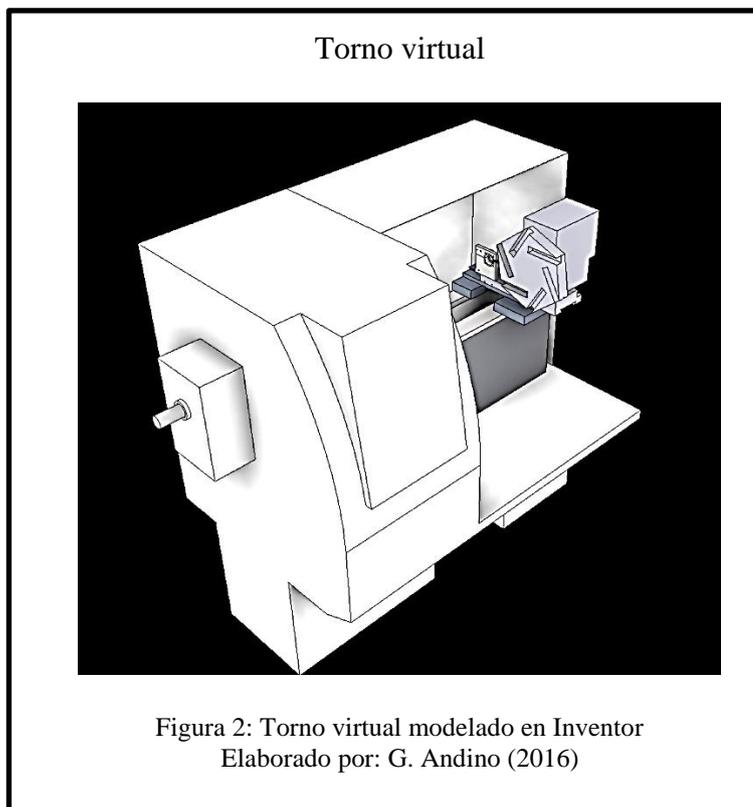
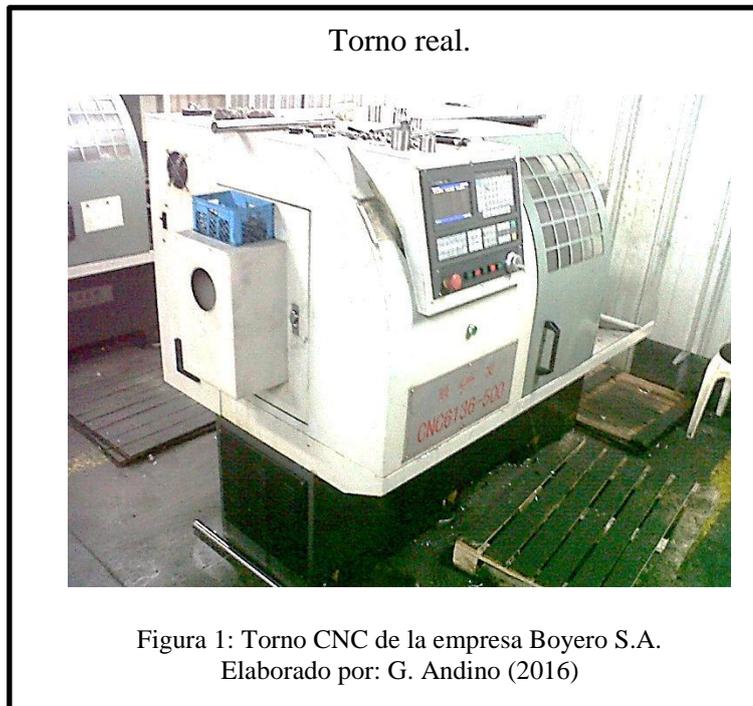
Introducción

La demanda de productos, en lo que respecta a procesos de producción en la actualidad, se ha convertido en uno de los objetivos primordiales en las empresas afines puesto que de ello dependen sus volúmenes de productos elaborados o semielaborados; de la misma manera, éstas se han visto en la necesidad de implementar nuevos y mejores procedimientos para producción de grandes lotes y de esta forma incrementar la productividad de su negocio, todo esto con el afán de satisfacer e incluso superar las necesidades del cliente.

En este sentido, la empresa Boyero S.A. (dedicada a elaborar insumos en acero inoxidable), prevé incrementar el número de productos semielaborados fabricados en dos tornos de control numérico computarizado al menos en un 16% por medio de la optimización de tiempos en la producción en serie debido a que se ha encontrado la necesidad de mejorar la carga de la materia prima porque los tiempos muertos que esta labor requiere al momento de hacerla manualmente son demasiado exorbitantes en relación a los tornos de la misma clase que poseen un sistema de alimentación integrado a su procesador central.

El presente proyecto desarrollará un sistema de alimentación por arrastre que funcione conjuntamente con el controlador lógico programable del torno, el cual, otras máquinas poseen ya desde su fabricación; de la misma manera, se plantea hacerlo trabajar como una herramienta más para facilitar su posicionamiento y por ende su funcionamiento óptimo. La ubicación del sistema de arrastre será algo novedoso, en el sentido que, no irá en el lugar convencional de otros modelos de alimentadores (en la parte posterior de husillo, en la torreta porta herramientas, etc.), por el contrario, irá montado en el carro transversal del mismo torno, donde se dispone de un lugar lo bastante amplio para que no cause ningún problema al

momento del trabajo y sea funcional al momento del arrastre y alimentación de las barras. En la figura 1 se observa el torno real en el que se implementará el sistema de alimentación mencionado, para este fin también se debe elaborar un modelo virtual como se observa en la figura 2.



Capítulo I

Fundamentos teóricos

1.1. Control numérico computarizado.

CNC son las siglas de control numérico computarizado. En el tipo de máquina que posee esta característica, un programador lógico computarizado o PLC será el encargado de controlar la posición y velocidad de cada uno de los motores que accionan los ejes y husillo de la máquina a la cual han sido implementados. Debido a esto, se logran realizar movimientos que son imposibles de manera manual, tales como: circunferencias, arcos, movimientos diagonales y figuras complejas en dos y tres dimensiones.

Éstas máquinas CNC se encuentran en la capacidad de desplazar el husillo y la herramienta de corte en sus tres distintos ejes simultáneamente para realizar trayectorias en tres dimensiones ya que son necesarias en el mecanizado de moldes y troqueles con formas y mecanizado con un alto grado de complejidad tanto en diseño como en construcción.

En este tipo de máquinas, una computadora está a cargo de los movimientos de la mesa, el carro y el husillo portaherramientas. Una vez que se haya realizado la respectiva programación de la máquina y el controlador lógico, éste último ejecuta todas las operaciones de manera autónoma, sin necesidad de que el operador esté manejándola en cada movimiento. Esto permite aprovechar de mejor manera el tiempo del personal para que la industria pueda llegar a ser más productiva.

Un programa común de maquinado se encuentra constituido por un conjunto de órdenes que siguen una secuencia lógica y previamente comprobada, al recibir cada parte de la máquina dichas órdenes, ésta puede mecanizar simples ranuras, cavidades

de forma irregular, figuras complejas en alto o bajo relieve, moldes para prensado o inyección, e infinidad de piezas según las necesidades que sean requeridas.

En sus etapas iniciales, crear programas de mecanizado era muy exhaustivo y demoroso, pues se debía planear e indicar de forma manual a la máquina cada movimiento a realizar. Éste tedioso proceso podía llegar a durar horas o días, pero, incluso con todas estas falencias la diferencia de tiempos de mecanizado era mucho mejor.

Al momento, la gran mayoría de maquinaria CNC utiliza el conocido como “lenguaje conversacional” donde, el usuario elige el tipo de operación y luego sólo introduce los datos de la misma, de esta manera son reemplazadas varias líneas de códigos de programación. Los controles más sofisticados, cuentan con simulaciones en su pantalla y explicaciones de cómo ingresar los datos para que el proceso de programación de la máquina sea en el menor tiempo posible.

Para el mecanizado se usan sistemas CAD y CAM, mismos que se encargan de crear el programa automáticamente, el primero significa diseño asistido por computadora, y como lo indica su nombre, el elemento a mecanizar se crea mediante dibujo en dos dimensiones o modelado en tres; el segundo, manufactura asistida por computadora, con base en el diseño, crea las rutas por las que la herramienta previamente seleccionada debe seguir para obtener el producto final, éstas rutas son convertidas en lenguaje de programación y enviadas a la máquina.

En la actualidad, todo el conjunto de estos sistemas han contribuido en gran parte a que las empresas tengan altos niveles de productividad gracias a la rapidez y precisión que la maquinaria CNC ofrece, esto sin la necesidad de que el personal que las opera sea especialista.

1.1.1. Ventajas del control numérico computarizado.

En lo que respecta a los parámetros que se han mencionado con anterioridad, se puede mencionar:

- Mecanizado de partes de alta complejidad:

Con la ayuda de los sistemas de diseño y mecanizado, se pueden crear partes que requieren alta precisión y formas muy elaboradas, tales como hélices o partes de aviones.

- Seguridad:

En muchos aspectos, el control numérico computarizado es superior en cuanto se refiere al manejo de productos peligrosos, ya que por medio de su programación se puede controlar muy eficazmente la velocidad en los movimientos que la máquina realice.

- Precisión:

Los parámetros que se controlan, logran apreciaciones extremadamente pequeñas.

- Incremento de productividad en general:

Debido a la reducción del tiempo que demora el mecanizado, también gracias a que los tiempos de movimiento en vacío son menores y que los distintos posicionamientos son más rápidos y precisos.

- Disminución de deshechos:

Ésta disminución es generada por la alta fidelidad y continuidad de las máquinas de control numérico computarizado.

1.2. Alimentador de barras.

La historia de los alimentadores de barras a nivel mundial, surge tras una idea patentada por la compañía alemana Breuning Irco en 1960, con el modelo IRCO. El cual era un mecanismo accionado por medio de una pesa a un extremo del alimentador, y a la vez contaba con un tubo guía de carga, el cual trabajaba como disipador de sonido a la vez.

1.2.1. Tipos de alimentadores.

a) Tipo hidrostático.

En este tipo de sistema la barra descansa sobre una serie de canales guía, como se observa en la figura 3, usualmente hechos de materiales plásticos como el poliuretano. El uso del material conocido como poliuretano se acostumbra en su mayoría debido a su inherente lubricación, duración y habilidad de disminuir o, en el mejor de los casos, eliminar vibraciones o ruidos en máquinas y mecanismos.

Estos canales están divididos en una mitad superior y una mitad inferior, los cuales se cierran alrededor de la barra una contra el otro, al sujetar a la misma, y brindar estabilidad durante el proceso de giro o torneado. Estos canales guías usualmente están preparados para recibir una gama considerable de diámetros de barras antes de ser cambiados. Los sistemas hidrostáticos de alimentación de barras son normalmente del tipo magazín, es decir, generalmente tienen una capacidad de 3660 mm de longitud de carga y que automáticamente vuelven a cargar el stock de barras previamente almacenadas.

El uso del fluido hidráulico es parte importante del mecanismo; pues en este sistema gran cantidad de aceite es bombeado hasta la parte interna de cada canal guía al estar cerrados, para crear un asiento hidrodinámico, mientras que el mecanismo de

empuje de la barra es independiente al sistema hidráulico y es operado por un servomotor (Breslin, 2003, pág. 1).



Ventajas:

- Permite almacenar de manera previa las barras que se ingresarán una por una a mecanizar en el torno.
- Ofrece gran estabilidad el momento del mecanizado.

Desventajas:

- Debe necesariamente usar un servomotor porque el sistema de alimentación debe poder ubicarse en cualquier punto.
- Requiere un sistema de bombeo de aceite de gran capacidad para lubricar la barra mientras ésta gira.

b) Tipo hidrodinámico.

En este tipo de alimentador, como el de la figura 4, la barra es soportada y sujeta en un tubo de alimentación y rodeada por el flujo de aceite presurizado. La mayoría de sistemas hidrodinámicos de alimentación de barras necesitan que la recarga de la barra sea manual y una sola barra a la vez. Y para cambiar el sistema de alimentación a otro diámetro de barra distinto, se debe cambiar también de tubo de alimentación.

En el sistema de alimentación hidrodinámico el aceite del sistema hidráulico se usa para dos diferentes acciones, ejercer presión sobre el pistón de empuje para el avance de la barra, y para suministrar el aceite a la parte delantera del tubo de alimentación, para así desarrollar el soporte hidrodinámico correspondiente. A medida que la barra gira, el aceite la rodea y la empuja contra la pared interna del tubo de alimentación, se crea de esa manera una especie de asiento de rodamiento líquido, al igual que el sistema hidrostático. Esta acción sirve para centrar la barra dentro del tubo de alimentación y también para eliminar el ruido. Mientras las velocidades de giro de la barra, ocasionadas por la sujeción del chuck del torno aumenten, entonces las fuerzas de centrado también (Varady, 2001, pág. 1).

Ventajas:

- Altamente estable en el proceso de maquinado.

Desventajas:

- Tiempo necesario para cambio de diámetro de barra muy alto.
- Necesita un buen sistema de bombeo de aceite para mantener las presiones siempre estables.
- Requiere una estructura amplia y un cilindro hidráulico de gran longitud.

Alimentador de barras hidrodinámico



Figura 4: Alimentador de barras cortas
Fuente: Maquinarias FAR (2015).

c) Por tambor – leva.

Usado por lo general en tornos semiautomáticos, su proceso de aproximación, avance y sujeción del material se lo realiza mediante el uso de tambores-levas ranurados en forma de hélice, cuyo detalle se aprecia en la figura 5, las mismas sirven para accionar las palancas del mencionado mecanismo y se hallan dispuestas de forma establecida sobre un eje especial conocido como árbol de mando.

Las ranuras, canales o surcos funcionan de tal manera que obligan a realizar un movimiento de avance de la barra a maquinar dentro del agujero del mandril, de forma automática por medio de las palancas previamente mencionadas. Uno de los tambores produce el avance y retroceso del material mientras que, simultáneamente, el otro afloja y cierra la pinza que sujeta la barra (Castro, 2012, pág. 2).

Alimentador de barras por tambor-leva



Figura 5: Detalle de mecanismo de alimentación
Elaborado por: G. Andino (2016)

Ventajas:

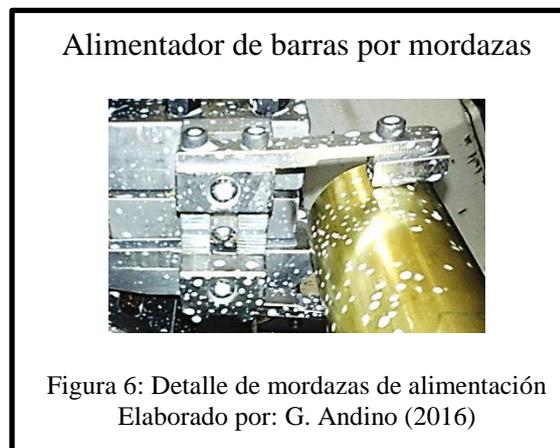
- Mecanismo muy preciso en cuanto a avance longitudinal.

Desventajas:

- Presencia de partes móviles de precisión sometidos a esfuerzos de fatiga y por tanto de mayor costo de mantenimiento.
- Uso de un motor externo junto con un sistema de reductor de revoluciones por minuto.

d) Por mordazas

Este sistema de alimentación es usado en gran parte, por tornos universales de control numérico computarizado, sea que posean o no muchas cavidades portaherramientas, mismas que en muchos de los casos no se usan, como es en el Mazak 150 MSY, que se muestra en la figura 6; o en su defecto, se sujetan externamente para ser controladas por medio de códigos “G”.



Ventajas:

- Espacio necesario para implementación reducido.
- Facilidad de control del mecanismo.
- Tiempo de intercambio de diámetro de barra muy reducido.

Desventajas:

- Requiere un sistema neumático para accionarse.

1.3. Selección del tipo de alimentador.

Para realizar el proceso de selección del tipo de alimentador a construir, se toma en cuenta el aspecto físico-económico así como la facilidad de instalación y mantenimiento según las características de cada tipo.

Para éste fin, se evaluará las alternativas antes propuestas en la tabla 1 y desde tres puntos de comparación diferentes, donde a cada propuesta se le asigna un valor de 1 a 5, según cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, será 1 malo y 5 excelente. A los mencionados puntos, también se les asignará un peso de 1 a 3, según la importancia que tengan dentro del desarrollo del proyecto, el mismo que será denominado como "Factor de Ponderación", será 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

Tabla 1.

Alternativas de tipos de alimentador

Principales características	Hidrostático/hidrodinámico.	Tambor-leva	Por mordazas
Espacio físico	Muy amplio (5m x 1m aproximadamente).	Reducido (en un espacio de 100x200).	Muy reducido (alrededor de 40x100)
Estructura	Robusta, lo suficiente para soportar sobre sí máximo tres barras de Ø50.8 x 1000.	Compleja, muchas partes móviles y de gran precisión.	Simple, una mordaza de dos partes accionada por actuador.
Costo	Alto costo de construcción, instalación y mantenimiento	Alto costo de construcción, instalación y mantenimiento	Bajo costo de construcción e instalación.

Nota: Características de cada tipo de alimentador.

Elaborado por: G. Andino (2016)

Tabla 2.

Selección de tipo de alimentador

Puntos de evaluación	Factor de ponderación (f)	Puntaje (p)				
		Hidrostático/hidrodinámico	Tambor-leva	Por mordazas	Puntaje ideal	
1	Espacio físico	3	1	2	5	5
2	Estructura	2	2	3	4	5
3	Costo	3	1	3	3	5
Total= $\Sigma(f*p)$			10	21	32	40
Validación			25.00	52.5	80.00	100

Elaborado por: G. Andino (2016)

Como se observa en la tabla 2, la alternativa "por mordaza" es la que mejor se acopla al tipo de características más críticas dentro del presente proyecto, y por tanto se decide ocupar como mecanismo de alimentación a las mordazas.

1.4. Parámetros del alimentador.

Entre las exigencias más importantes se destaca, que la máquina debe poder insertar barras desde 19.05 hasta 50.8 mm de diámetro y 1000 mm de longitud máximo según el manual de trabajo del Torno GSK CNC6136-500.

La altura del eje de las mordazas del alimentador debe ser la misma que la altura del husillo del torno antes mencionado.

Respecto al mantenimiento, el alimentador debe ser de fácil acceso para poder brindar un mantenimiento tanto preventivo como correctivo, y además, de manera sencilla.

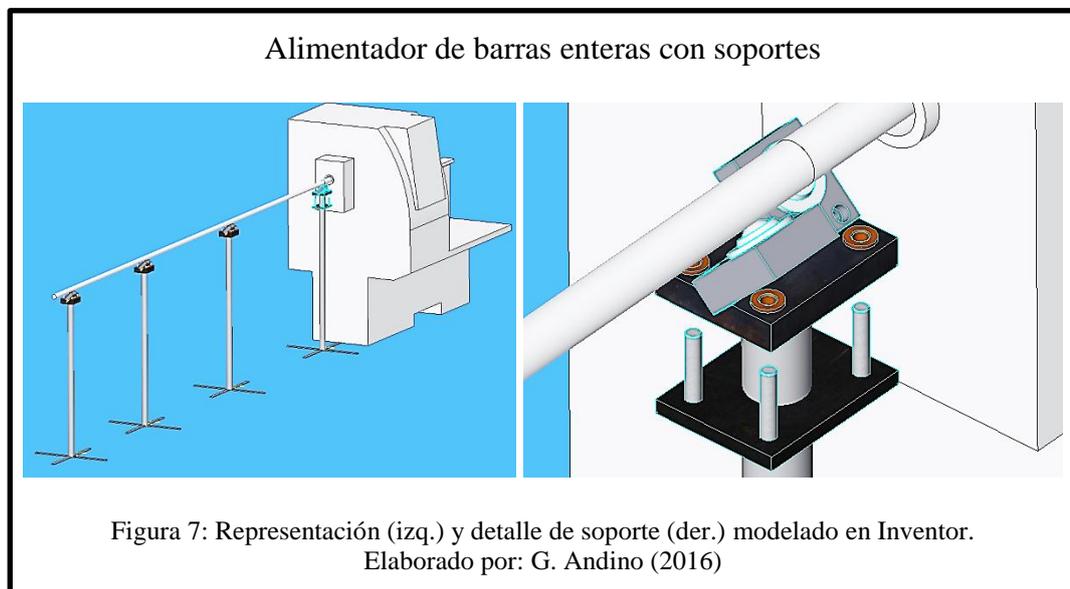
Debe ser fabricado en el mercado local, tanto a nivel de materiales disponibles como a talleres de mecanizado se refiere.

1.5. Clasificación de alimentadores por mordaza

1.5.1. Alimentador de barras enteras.

Una de las primeras opciones que se plantea para solucionar el problema de alimentación de materia prima es mediante el diseño y construcción de un alimentador de barras que posea una capacidad de soportar barras de seis metros de longitud como se indica en la figura 7, es decir, que no necesiten ser cortadas en tramos de un metro como se lo realiza en la actualidad, y así se las cargue directamente en la máquina para su mecanizado.

Este tipo de alimentadores poseen una estructura robusta como soporte debido a que en ella se cargarán las barras tal y como la entrega el proveedor, por ende, estarán sometidas al movimiento giratorio constante producido por el husillo al momento del trabajo de mecanizado, lo que implica que debe tener varios apoyos rodantes tipo radiales para evitar la fricción de la barra con alguna parte de la estructura del alimentador.



Ventajas.

- Por la robustez de la estructura de la máquina, no se va a tener ningún tipo de problemas en cuanto a que se produzcan vibraciones de la barra que se encuentra fuera del torno durante el mecanizado.
- Se puede tener varias barras que van a estar cargadas ya en los respectivos apoyos y listas para su uso.

Desventajas.

- El espacio físico que éste tipo de máquina, por su estructura requieren, es bastante amplio.
- La carga de las barras es dificultosa cuando se toma en consideración los diámetros mayores a 1".
- Debe poseer su estructura propia, y al tener que soportar tal cantidad de peso, deberá ser robusta, hecho que implica que el costo de la materia prima designada para su construcción va a aumentar significativamente y el tiempo de recuperación del capital invertido será más amplio.

1.5.2. Alimentador con mordaza en carro transversal.

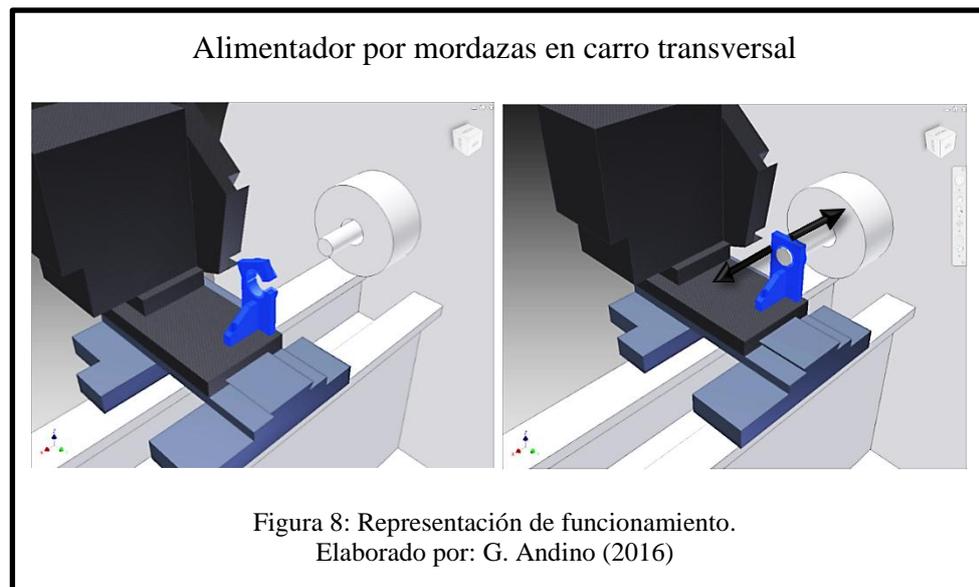
En este mecanismo, el arrastre se lo realizará con la ayuda del mismo motor que produce el movimiento en el carro longitudinal, ayudado por una mordaza que sea accionada de forma automática con el PLC del mismo torno.

Ésta, irá sujeta por medio de pernos en el carro transversal del torno, debido a que existe un espacio disponible y se ha comprobado mediante simulación virtual en el programa Autodesk Inventor, que no generará mayor incomodidad al momento del trabajo en serie, en la figura 8 se muestra la posición de la mordaza.

1.5.2.1. Funcionamiento.

La mordaza irá sujeta en el espacio disponible mediante pernos y pines guía previamente dimensionados según los esfuerzos a los que estén sometidos. Además poseerá una bisagra en un extremo y un actuador en el otro, el cual se accionará al momento en que los carros, transversal en primer lugar y longitudinal en segundo, se posicionen en el extremo de la barra que se ha acabado de mecanizar, acto seguido se procede a desajustar las mordazas del mandril con el mismo programa de la máquina, para luego accionar el carro longitudinal y realizar el arrastre hasta la longitud deseada, momento en el que se ajustan las mordazas del mandril y cambia el estado del actuador de la mordaza para soltar de esta forma la barra y volver a la posición inicial para empezar el mecanizado nuevamente.

En la figura 8 se muestra el funcionamiento al momento de la alimentación.



Ventajas.

- Se requerirá menos espacio para su instalación, al tener en cuenta que el sitio elegido es un espacio libre que no posee ninguna función en específico más que la de guía del carro transversal y a la vez protección para su respectivo husillo sin fin de movimiento.

- Las mordazas intercambiables son de pequeñas dimensiones y de fácil cambio, esto disminuye el costo de fabricación y mecanizado.
- Se ocupa un solo actuador para su funcionamiento, conectado directamente al PLC, programándolo como una de las herramientas.
- La regulación de altura al momento del cambio de diámetro no será mayor problema porque ésta viene dada por la altura del eje la mordaza fija y lo único que se necesita cambiar son la mordazas.

Desventajas.

- La principal desventaja que se presenta es la reducción de la longitud de las barras, debido a que se las tendrá que cortar en tramos de un metro al eliminar los soportes posteriores.

1.5.3. Alimentador con mordaza en la torreta.

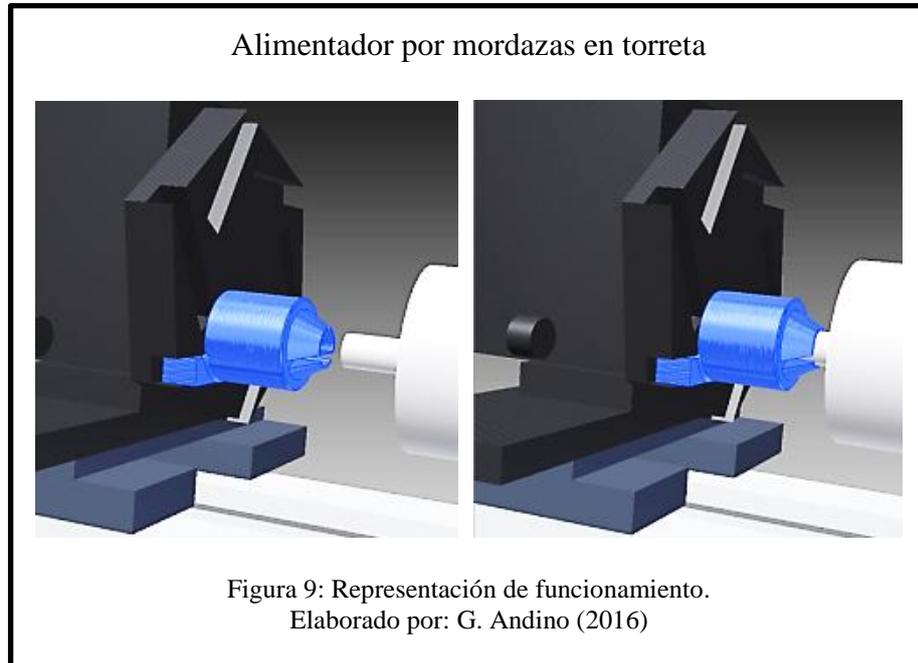
Éste tipo de sistema de alimentación viene ya, desde su fabricación, implementado en varios modelos de tornos de control numérico computarizado, o en su defecto es una herramienta que tiene diversas formas de mecanismos de sujeción, las cuales permiten la fijación de la barra y ocupan el movimiento longitudinal del carro en el que va montada la torreta portaherramientas para generar el arrastre respectivo de la barra hasta la posición en la que inicie el programa de mecanizado.

1.5.3.1. Funcionamiento.

Este sistema de alimentación consta de un actuador neumático o hidráulico que acciona a su vez las mordazas de sujeción, ya sean dos, tres o cuatro en algunos casos; mismas que son las responsables de realizar el movimiento de arrastre.

En este tipo de sistema, el mecanismo de sujeción está en el lugar de cualquier otra herramienta y actúa como tal dentro de la programación del PLC, de tal suerte

que la altura al centro del husillo queda establecida por el portaherramientas. En la figura 9 se observa su funcionamiento.



Ventajas.

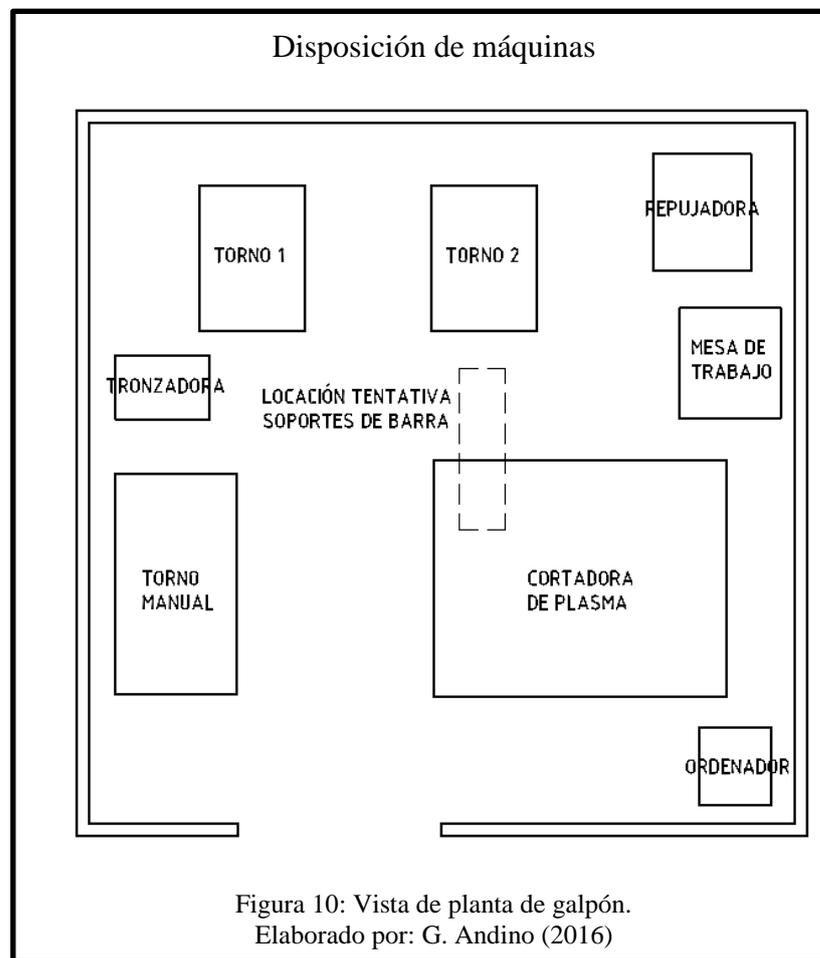
- No requiere mayor espacio dentro del área de mecanizado antes, durante ni después de la operación.
- Sólo requiere un actuador para su funcionamiento, mismo que debe ir conectado al PLC del torno CNC
- No requiere regulación de la altura al centro del husillo.

Desventajas.

- La instalación por medio del cableado debe tener la capacidad de girar junto con la sección móvil del portaherramientas, y al girar en un solo sentido, el cable de señal que iría por la parte externa se enredará.
- La mayor desventaja que se presenta al usar este tipo de sistema es al colocar el mecanismo de sujeción en una de las cavidades del portaherramientas, se pierde una herramienta de trabajo, y se reduce la capacidad productiva de la máquina a la que se quiere automatizar.

1.6. Selección de la mejor alternativa.

Una de las limitaciones que se presentó dentro del proyecto que aquí se desarrolla, fue la reducción del espacio físico del que se disponía en el galpón donde se encuentran los tornos, porque, por motivos productivos, fue adquirida recientemente una cortadora de plasma de control numérico computarizado, misma que fue ubicada donde debería estar localizada toda la robusta estructura del alimentador, en la figura 10, se muestra de forma esquemática la disposición de las máquinas dentro del galpón.



Por tal motivo, se considera que las barras deberán ser cortadas en tramos de un metro para alimentarlas una por una.

En el análisis de alternativas para la implementación del sistema de alimentación de barras, se pretende sustentar al tomar en cuenta la parte técnica-económica, como

la facilidad de construcción, eficiencia, funcionamiento, así como las ventajas y desventajas que se presenta en cada una de las opciones.

Para éste fin, se evaluará, en la tabla 3, las alternativas antes propuestas desde cinco puntos de comparación diferentes, para luego, en la tabla 4, asignar valores de 1 a 5, según cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, será 1 malo y 5 excelente. A mencionados puntos, también se les asignará un peso de 1 a 3, según la importancia que tengan con el desarrollo del proyecto, el mismo que será denominado como "Factor de Ponderación", será 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

Tabla 3.

Alternativas de diseño.

Principales características	Alimentador de barras enteras	Alimentador con mordaza en carro transversal	Alimentador con mordaza en portaherramientas
Espacio físico	Muy amplio (5m x 1m aproximadamente).	Reducido (en un espacio de 200x100 máximo).	Sujeto en una cavidad del portaherramientas.
Estructura	Robusta, lo suficiente para soportar sobre sí máximo tres barras de Ø50.8 x 6000.	Simple, una mordaza de dos partes accionada por actuador.	Compleja, un mandril automático comandado por el PLC.
Construcción	Construcción compleja	Construcción sencilla	Construcción sencilla
Actuadores	5 unidades	1 unidad	1 unidad
Costo	Alto costo de construcción, instalación y mantenimiento	Bajo costo de construcción, instalación y mantenimiento	Bajo costo de construcción y mantenimiento

Nota: Características de cada alternativa.

Elaborado por: G. Andino (2016)

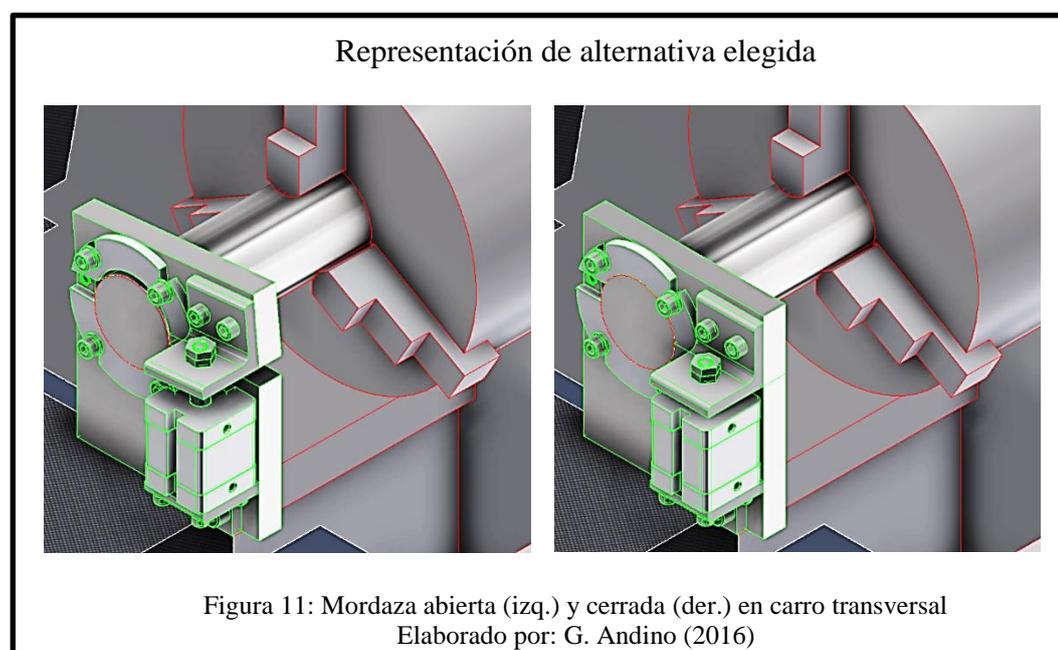
Tabla 4.

Selección de alternativa de diseño.

Puntos de evaluación	Factor de ponderación (f)	Puntaje (p)			
		Mordaza en carro transversal	Mordaza en portaherramientas	Puntaje ideal	
1	Espacio físico	3	5	4	5
2	Estructura	2	4	4	5
3	Construcción	2	5	3	5
4	N° actuadores	1	4	3	5
5	Costo	3	4	3	5
Total= $\Sigma(f*p)$			49	38	55
Validación			89.09%	69.09%	100%

Elaborado por: G. Andino (2016)

Por la explicación brindada al inicio de la selección, la alternativa de "alimentador de barras enteras" queda descartada. Entonces, por el realizado se procede a seleccionar "mordazas en carro transversal, la misma que garantiza una mayor adaptación a las condiciones que presta el entorno, tanto en el espacio físico disponible, durabilidad y sobre todo de la economía.



Capítulo II

Diseño del alimentador de barras

2.1. Cálculo de esfuerzos.

2.1.1. Cálculo del peso de la barra.

Una de las variables más importantes a considerar es la magnitud de la fuerza que se necesita para realizar el movimiento de arrastre de la barra de mayor diámetro (será la máxima fuerza); para, a partir de éste dato real, considerar el dimensionamiento de las mordazas.

En este sentido, se calcula el peso de la barra para lo cual se recurre a la ecuación 1, de la forma:

$$m = \delta \times V_b \quad [\text{Ec.1}]$$

Donde:

m = Masa (g)

δ_{Ac} = Densidad acero inoxidable (g/cm³)

V_b = Volumen (cm³)

El volumen de la barra se lo calcula mediante la ecuación 2, como sigue:

$$V = \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right) \times l_b \quad [\text{Ec.2}]$$

Donde:

d = Diámetro de la barra (cm)

l_b = Longitud de la barra (cm)

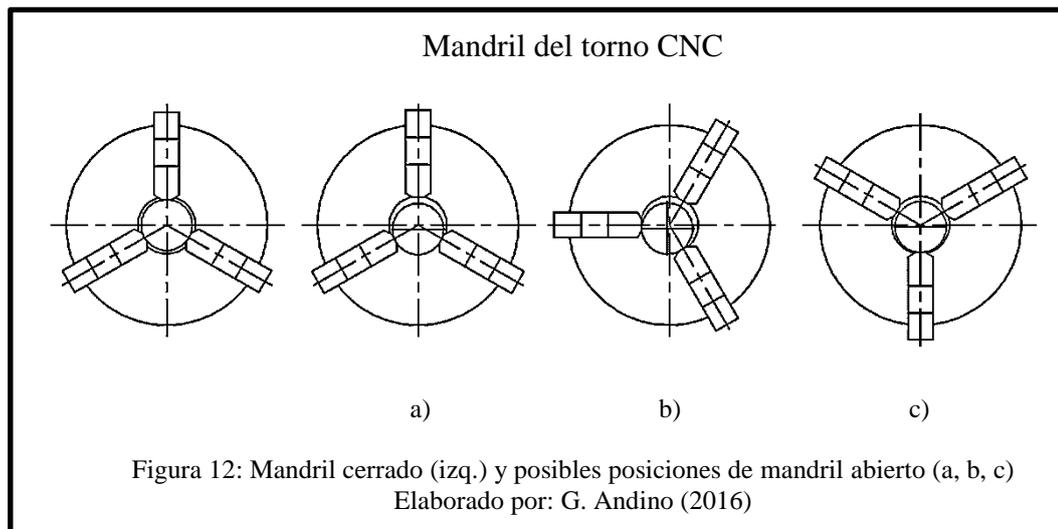
Por lo tanto, al aplicar la ecuación 1 y 2, a los datos que se posee de una barra cilíndrica maciza de un metro de longitud y de 50.8 mm de diámetro, se obtiene:

$$m = (7.8) \times \left\{ \left[\frac{\pi \times (5.08)^2}{4} \right] \times (100) \right\}$$

$$m = 15809.27 \text{ g} = 15.809 \text{ kg}$$

2.1.2. Cálculo de la fuerza de rozamiento.

Una vez que el mandril del torno se ha abierto, y las mordazas de alimentación se han cerrado se genera un movimiento longitudinal de la barra deslizándose sobre las mordazas previamente abiertas del mandril, en la figura 12., se observa las posibles posiciones del mandril al momento de detenerse para que se realice la alimentación respectiva.



Para saber en qué caso de los de la figura 12, se produce mayor fuerza de rozamiento se procede a calcular este valor para cada caso.

Con ayuda de la ecuación 3, correspondiente a la fuerza de rozamiento, se puede determinar la fuerza máxima de fricción y por lo tanto, cuál es la fuerza mínima que se necesita para realizar el movimiento de arrastre por parte del motor longitudinal del torno y de esta manera no sobre esforzarlo para que no ocurra ningún tipo de anomalías durante el funcionamiento normal.

$$F_s \text{ máx} = \mu_s \times N \quad [\text{Ec.3}]$$

Donde:

$F_s \text{ máx.}$ = Fuerza de rozamiento máxima. (N)

μ_s = Coeficiente de fricción. (S/U)

N = Fuerza normal. (N)

Como se puede observar, para realizar éste cálculo, es necesario conocer el coeficiente de fricción (μ_s) que se lo tomará según los datos de fricción estática que han sido tabulados de manera experimental como se muestra en la tabla 5, para luego determinar, con la ayuda de la ecuación 4, el peso de la barra y calcular las fuerzas normales.

Tabla 5.

Coefficientes de rozamiento.

Materiales en contacto	Fricción estática	Fricción dinámica
Hielo / Hielo	0.1	0.03
Vidrio / Vidrio	0.9	0.4
Vidrio / Madera	0.2	0.25
Madera / Cuero	0.4	0.3
Madera/ Piedra	0.7	0.3
Madera / Madera	0.4	0.3
Acero / Acero	0.74	0.57
Acero / Hielo	0.03	0.02
Acero / Latón	0.5	0.4
Acero / Teflón	0.4	0.3

Nota: Coeficientes estáticos y dinámicos de varios materiales en contacto

Elaborado por: G. Andino (2016)

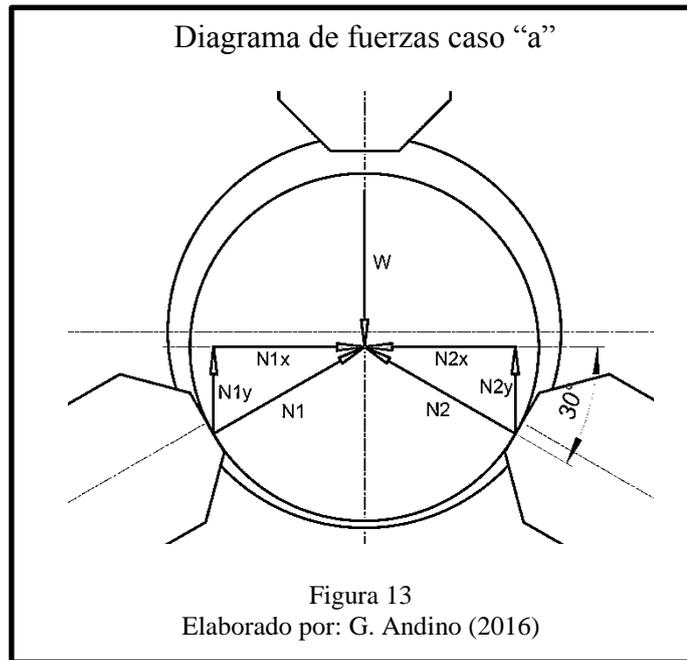
$$W = m \times g \quad [\text{Ec.4}]$$

$$W = 15.809 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 154.93 \text{ N}$$

Para determinar la magnitud exacta que poseen las fuerzas normales de cada una de las mordazas en cada uno de los casos, se debe realizar un diagrama del cuerpo libre de cada caso, al mostrar los apoyos y realizar un cálculo parcial y total de las fuerzas que la barra ejerce en ellos.

Caso "a"



En la figura 13, se observa la vista frontal, cuando el mandril está abierto y la barra está soportada por dos de las tres mordazas, las mismas que generan una fuerza normal que es tangente a la superficie de la barra y de dirección contraria a la dirección del peso que en ella se ejerce.

Se realiza una sumatoria de fuerzas en los ejes "x" y "y" para determinar la magnitud de las componentes de las fuerzas normales 1 y 2 como sigue:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 & N_y &= \frac{W}{2} \\ N_{1x} - N_{2x} &= 0 & N_y &= 77.46 \text{ N} \\ N_{1x} &= N_{2x} & \text{Sen } 30^\circ &= \frac{N_y}{N} \\ \Sigma F_y &= 0 & N &= \frac{N_y}{\text{Sen } 30^\circ} \\ N_{1y} + N_{2y} - W &= 0 & N &= 154.93 \text{ N} \\ N_{1y} &= N_{2y} \text{ (Simetría)} \\ W &= 2 N_y \end{aligned}$$

Una vez determinada la normal de cada mordaza, se aplica la fórmula de rozamiento, se debe considerar que son dos mordazas, por tanto la fuerza necesaria es el doble.

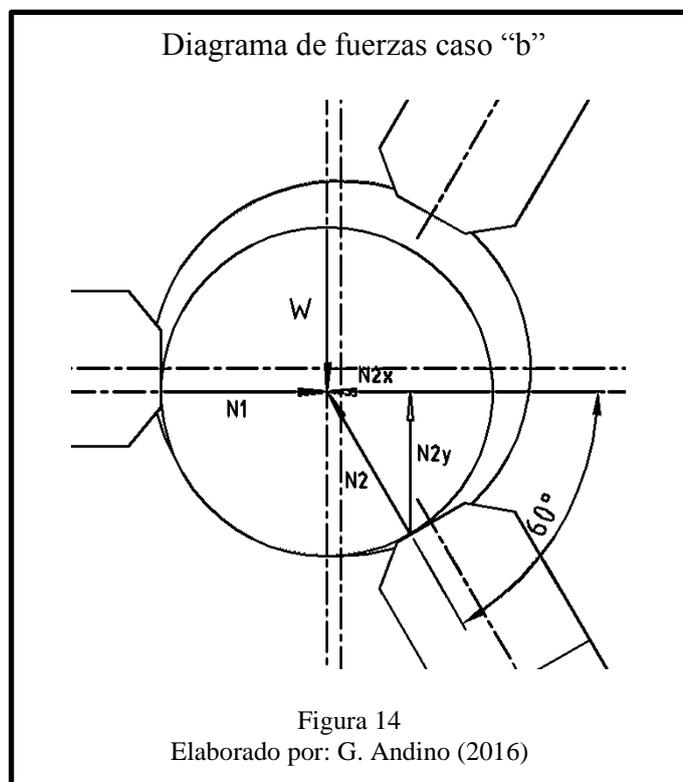
$$F_{s_a} = 2(\mu_s \times N)$$

$$F_{s_a} = 2(0.74 \times 154.93N)$$

$$F_{s_a} = 229.3 N$$

Se ha determinado la fuerza requerida para producir el arrastre del primer caso.

Caso "b"



Se continúa con el análisis del segundo caso, tal y como se observa en la figura 14, el mandril está abierto y la barra se apoya en dos de las tres mordazas, pero de manera desigual, la fuerza normal que se genera será una parte del peso total de la barra.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 & W &= N2y \\ N1 - N2x &= 0 & N2y &= 154.93 \text{ N} \\ N1 &= N2x & \text{Sen } 60^\circ &= \frac{N2y}{N2} \\ \Sigma F_y &= 0 & N2 &= \frac{N2y}{\text{Sen } 60^\circ} \\ N2y - W &= 0 & N &= 178.9 \text{ N} \end{aligned}$$

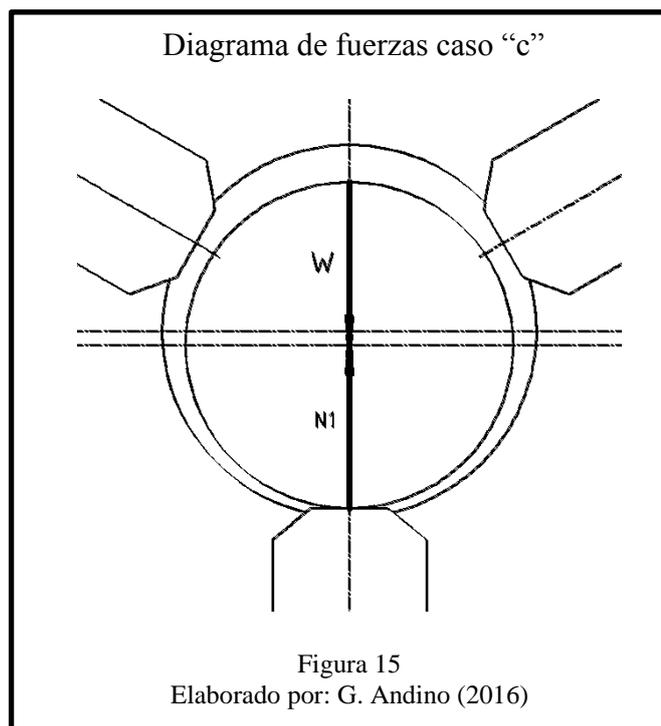
$$F_{s_b} = \mu_s \times N$$

$$F_{s_b} = 0.74 \times 178.9 \text{ N}$$

$$F_{s_b} = 132.4 \text{ N}$$

Ésta es la fuerza requerida del segundo caso.

Caso "c"



Se finaliza con el tercer caso, que se produce cuando el peso de la barra se apoya en tan sólo una de las mordazas, como se observa en la Figura 15.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$W = N1$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N1 = 154.93 N$$

$$W - N1 = 0$$

$$F_{s_c} = \mu_s \times N$$

$$F_{s_c} = 0.4 \times 154.93 N$$

$$F_{s_c} = 114.6 N$$

Ésta es la fuerza requerida del último caso.

2.1.3. Análisis de resultados.

Una vez obtenidos los tres valores de rozamiento, que serían los más comunes, se debe elegir el valor que sea más alto, porque el mencionado valor será el máximo durante el trabajo normal de la máquina.

Éste corresponde al caso "a", donde el valor de la fuerza de rozamiento es máximo.

2.1.4. Cálculo de fuerza de arrastre

Con la finalidad de determinar la dimensión de la placa que servirá como soporte de la mordaza inferior, se debe calcular la fuerza axial que genera el husillo de potencia que va sujeto al motor longitudinal de la máquina, el mismo que generará el movimiento de arrastre necesario para el proceso de alimentación de la barra.

Para esto, se requiere los datos de la placa del motor instalado por el fabricante, que se presentan en el anexo 2, y se resumen en la tabla 6, y con base a ellos determinar las magnitudes requeridas.

Tabla 6.

Datos del motor de avance existente.

Parámetro	Magnitud	Unidades
Torque	6	N m
Voltaje	220	V
Intensidad	7	A
Velocidad angular	2500	R.P.M.

Nota: Características del motor de avance.

Elaborado por: G. Andino (2016)

Además de estos datos, para calcular el torque necesario, se requieren las dimensiones del husillo de potencia, que en este caso es un husillo normalizado con rosca de perfil circular representada en la figura 16, extraído del anexo 3.

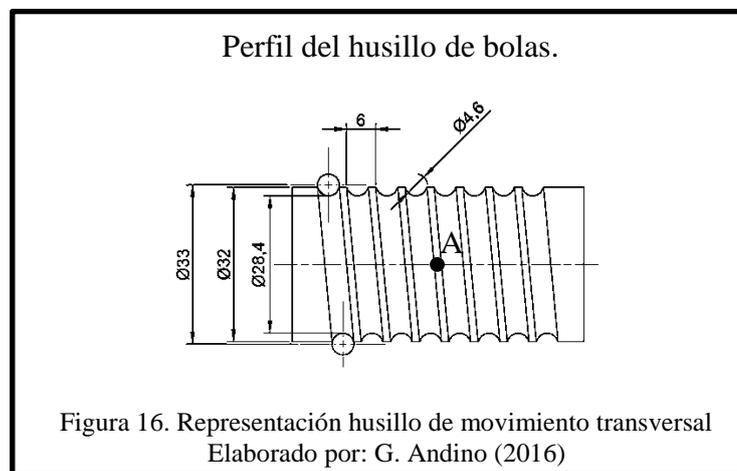
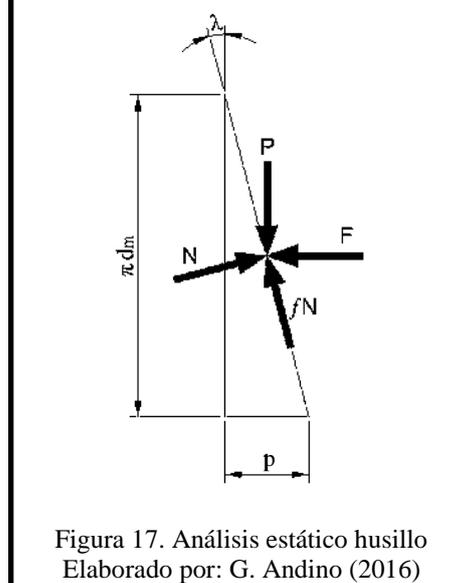


Diagrama de fuerzas en punto "A"



Con estos datos se procede a determinar el torque teórico que se generará durante el movimiento de arrastre, mediante la ecuación.5., que corresponde al torque necesario para mover la carga y superar la fuerza de rozamiento al momento del avance. (Shigley, 2008, pág. 402).

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) \quad [\text{Ec.5}]$$

Donde:

T = Torque necesario. (N m)

F = Fuerza máxima de arrastre. (N)

d_m = Diámetro medio del husillo. (m)

l = Paso del husillo. (m)

f = Coeficiente de rozamiento. (S/U)

$$T = \frac{229.3 \times 0.033}{2} \left[\frac{0.006 + (\pi \cdot 0.74 \cdot 0.033)}{(\pi \cdot 0.033) - (0.74 \cdot 0.006)} \right]$$

$$T = 3.78 \left[\frac{0.083}{0.1 - 0.00444} \right]$$

$$T = 3.78 \left[\frac{0.083}{0.09} \right]$$

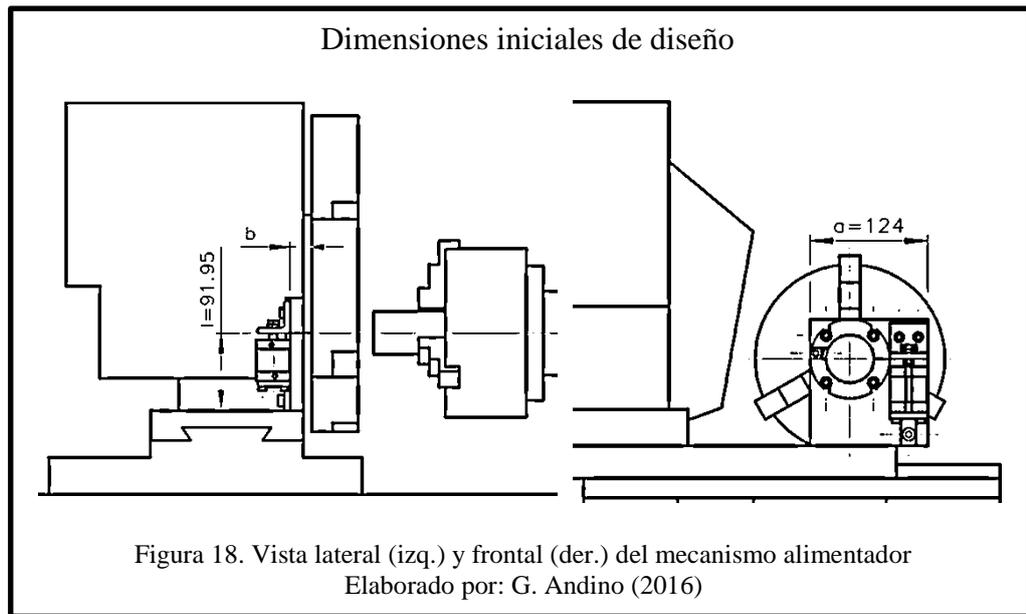
$$T = 3.48 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Este resultado implica que para poder mover la barra de 50.8 mm de diámetro, solo se van a necesitar 3.48 Nm del total de 6 Nm que el motor posee, por lo tanto, no se sobre esforzará ni al husillo ni al motor como tal.

2.2. Diseño de las mordazas.

2.2.1. Cálculo del espesor.

Para iniciar con el cálculo del espesor del material, se parte de las dimensiones obtenidas del torno como se muestra en la figura 18, donde se indica la altura que debe tener desde la parte superior del carro transversal, donde irá sujeta la base de las mordazas, hasta el eje del husillo que es el centro de las mordazas.



Primeramente se calcula la deformación admisible según el tipo de elemento a construir según la tabla 7 que a continuación se presenta.

Tabla 7.

Tabla de selección de esfuerzo admisible.

Tipo de elemento		Esfuerzo admisible ($y_{adm.}$)	
Estructurales		$\left(\frac{l}{300}\right)$	
De máquina	Pieza general de máquina	$\left(\frac{l}{300}\right)$	$\left(\frac{l}{2000}\right)$
	Elemento de precisión moderada	$\left(\frac{l}{2000}\right)$	$\left(\frac{l}{100000}\right)$
	Elemento de alta precisión	$\left(\frac{l}{100000}\right)$	$\left(\frac{l}{1000000}\right)$

Nota: Apuntes de resistencia de materiales.

Elaborado por: G. Andino (2016)

La base de la mordaza a diseñar corresponde a un elemento de precisión moderada, por tanto se toma un valor intermedio, depende de cuan pequeño se desea que sea la deformación sufrida por el elemento.

Para el caso del proyecto que aquí se desarrolla, se toma la deformación correspondiente a $l/7000$, este se considera que es de precisión moderada pero un porcentaje más que el valor mínimo para su clasificación.

$$\delta_{adm} = \frac{l}{7000} \quad [\text{Ec.6}]$$

Donde:

δ_{adm} = Deformación admisible de la placa. (m)

l = Longitud desde la base al eje del husillo. (m)

$$\delta_{adm} = \frac{0.09195}{7000}$$

$$\delta_{adm} = 1.3136 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Como se observa en el cálculo previo, la deformación admisible máxima resulta ser casi de una centésima y media. Con el objetivo de realizar un diseño más seguro

y eficiente, a dicha deformación admisible se le reduce un treinta por ciento mediante un factor de seguridad de minoración como sigue.

$$\delta = \delta_{adm} \cdot f \quad [\text{Ec.7}]$$

Donde:

δ = Deformación máxima de la placa. (m)

$$\delta = 1.3136 \times 10^{-5} \times 0.7$$

$$\delta = 9.1952 \times 10^{-6} \text{ m}$$

Para continuar con el proceso del cálculo del espesor, se aplica la ecuación 8, misma que corresponde a la deformación total de una viga de sección rectangular en voladizo y con una carga simple en su extremo.

$$\delta = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot b^2 \cdot E}{10 \cdot l^2 \cdot G} \right) \quad [\text{Ec.8}]$$

Donde:

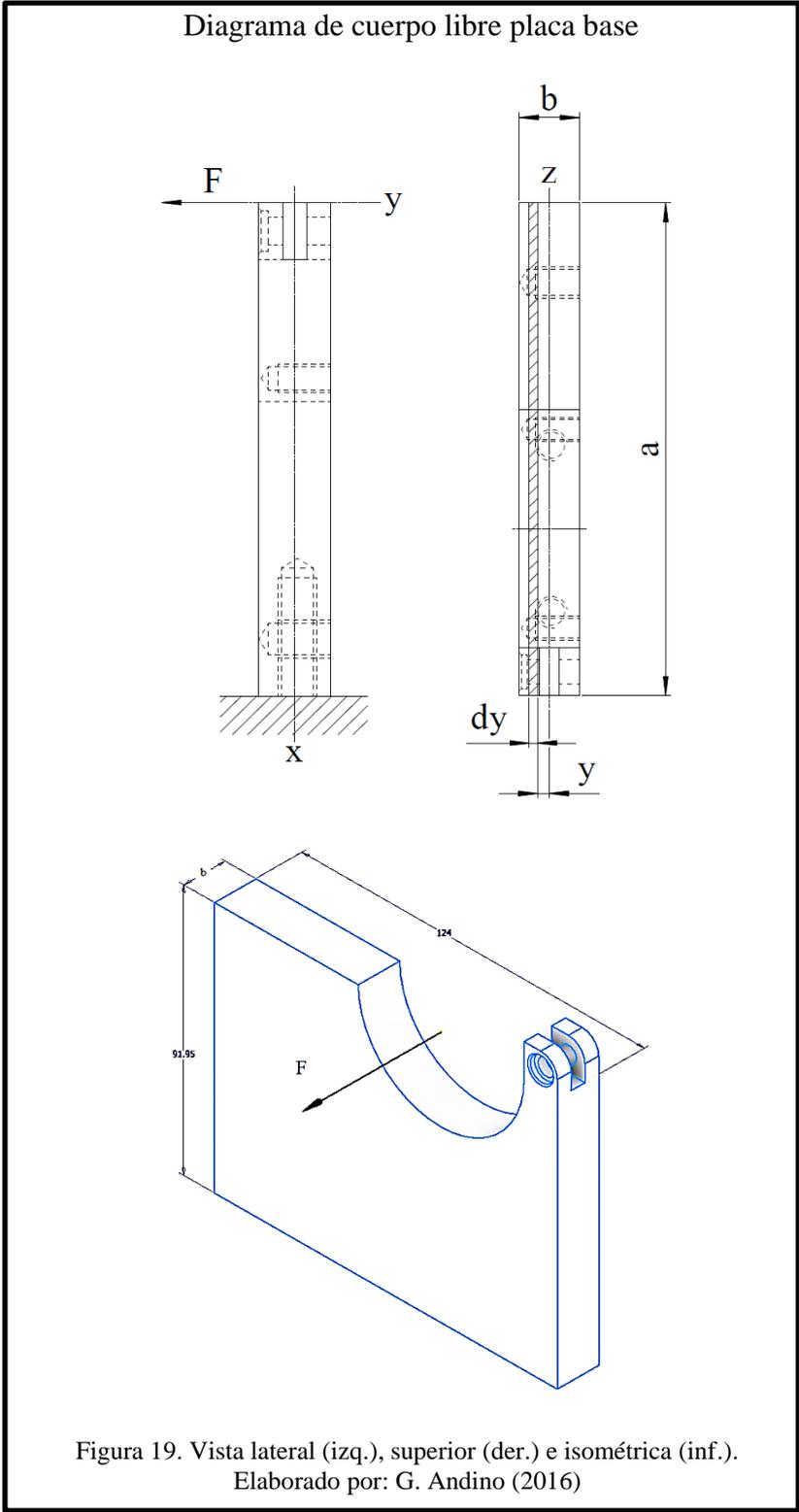
F = Fuerza necesaria para realizar el deslizamiento de la barra. (N)

E = Módulo de elasticidad del acero. (Pa)

I = Momento de inercia de la placa. (m⁴)

b = Espesor de la placa. (m)

G = Módulo de rigidez del acero. (Pa)



Como se observa en la ecuación 9, se requiere de la inercia de la sección rectangular de la placa, se la obtiene del anexo 4.

$$I = \frac{ab^3}{12} \quad [\text{Ec.9}]$$

Se reemplaza en la ecuación 8:

$$\delta = \frac{12 \cdot F \cdot l^3}{3 \cdot a \cdot b^3 \cdot E} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot b^2 \cdot E}{10 \cdot l^2 \cdot G}\right)$$

Se despeja el espesor de la placa que es el dato que se requiere.

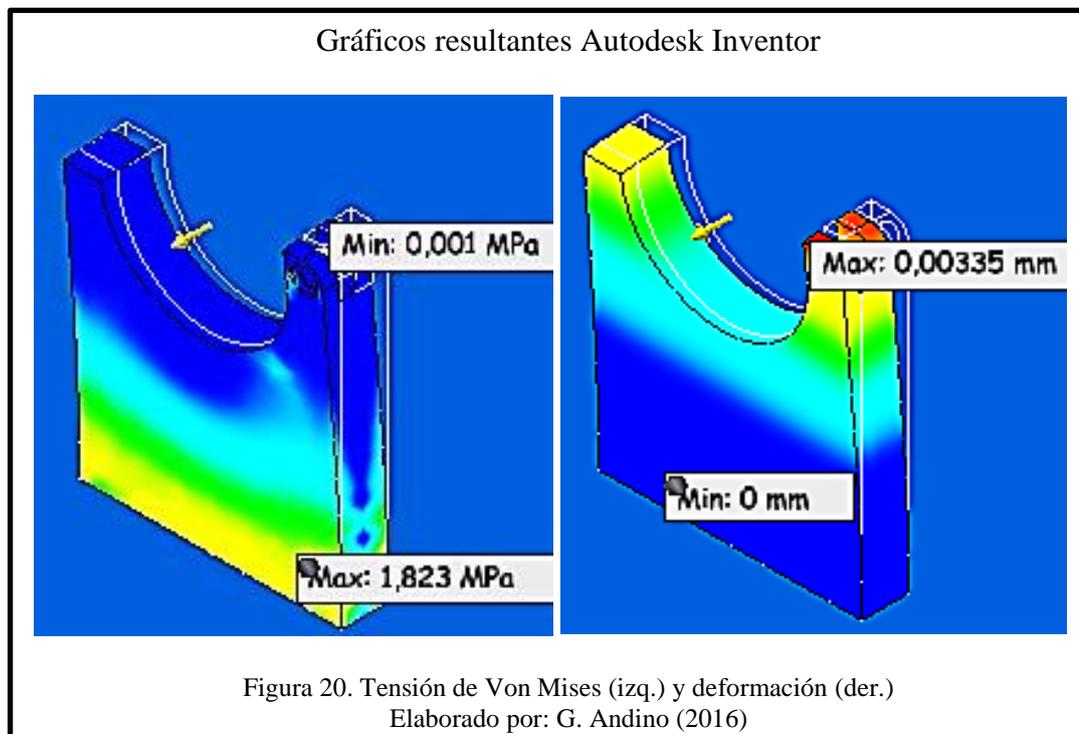
$$9.1952 \times 10^{-6} = \frac{12 \cdot 229.3 \cdot (0.09195)^3}{3 \cdot 0.124 \cdot 205 \times 10^9 \cdot b^3} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot 205 \times 10^9 \cdot b^2}{10 \cdot (0.09195)^2 \cdot 205 \times 10^9}\right)$$

$$3.28 \times 10^5 b^3 - 35.48 b^3 - 1 = 0$$

$$b = 0.0145 \text{ m} \sim 0.015 \text{ m}$$

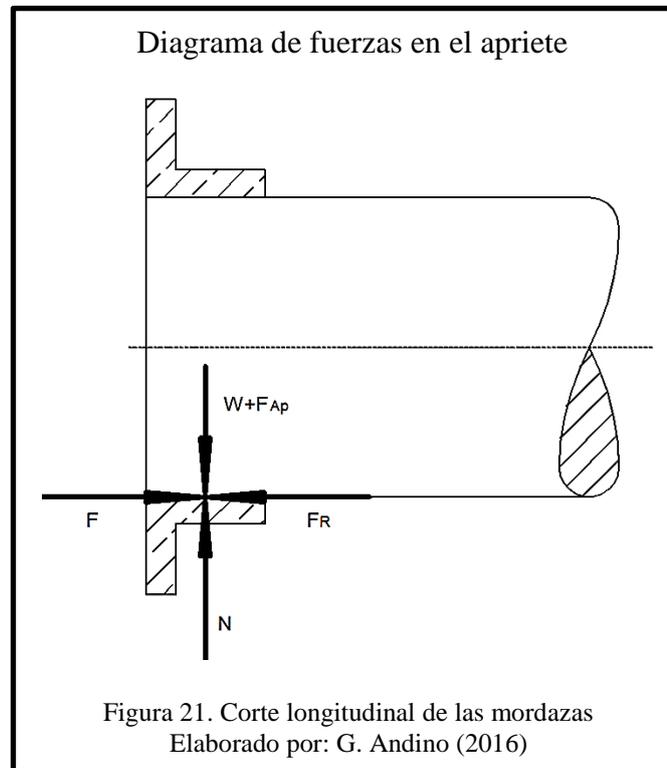
El valor de “b” calculado es el espesor mínimo de la placa, para soportar la fuerza requerida durante el arrastre, con presencia de la deformación admisible inicial.

En la figura 20 se puede observar los resultados de la simulación en Autodesk Inventor para verificar cual será la deformación real de la placa base.



2.2.2. Cálculo del cilindro neumático.

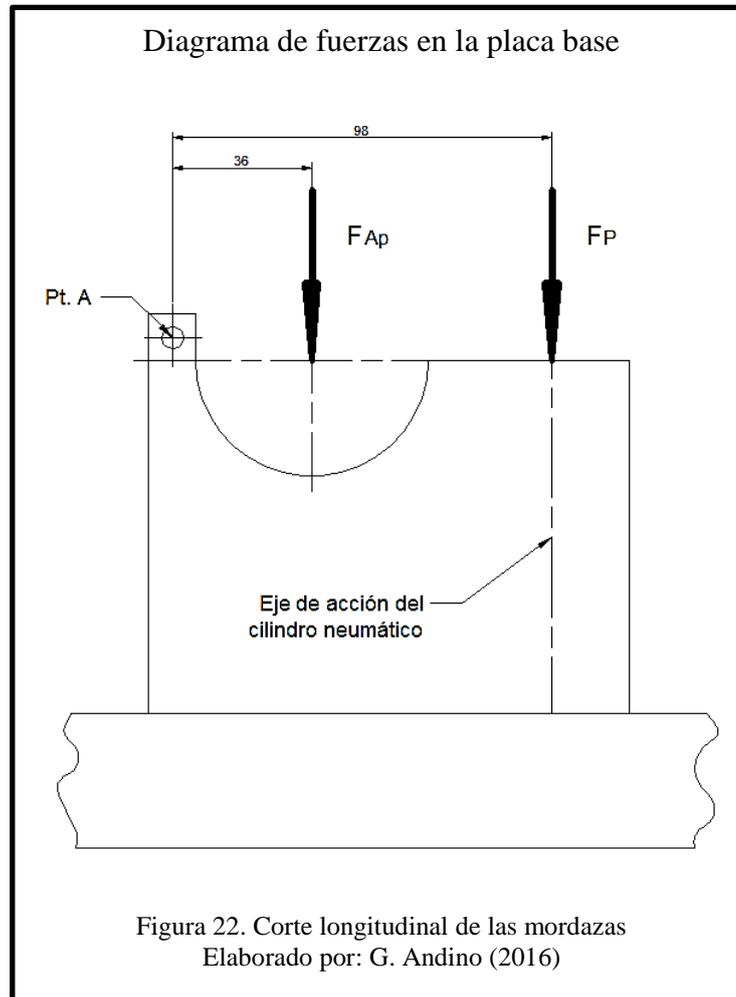
Para realizar el cálculo del cilindro neumático que se necesita para sujetar la barra, se calculará la fuerza de apriete necesaria para dar el movimiento de alimentación.



Se genera un sistema de ecuaciones en equilibrio, como se indica en la figura 21, para así poder calcular cual es la fuerza de apriete que se necesita en el centro de la mordaza.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 & N &= \frac{F_R}{\mu_s} \\ F - F_R &= 0 & F_{Ap} &= \frac{F}{\mu_s} - W \\ F &= F_R & F_{Ap} &= \frac{229.3}{0.4} - 154.93 \\ \Sigma F_y &= 0 & F_{Ap} &= 418.32N \\ W + F_{Ap} - N &= 0 \\ W + F_{Ap} &= N \\ F_{Ap} &= N - W \\ ; F_R &= \mu_s \times N \end{aligned}$$

Una vez obtenido el valor de la fuerza de apriete se realiza otro análisis estático como indica la figura 22.



Nuevamente se realiza un análisis estático como sigue.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(F_{Ap} \cdot 0.036) - (F_P \cdot 0.098) = 0$$

$$F_P = \frac{(418.32 \cdot 0.036)}{0.098}$$

$$F_P = 153.5 \text{ N}$$

Éste valor calculado corresponde a la fuerza mínima que el cilindro neumático necesita.

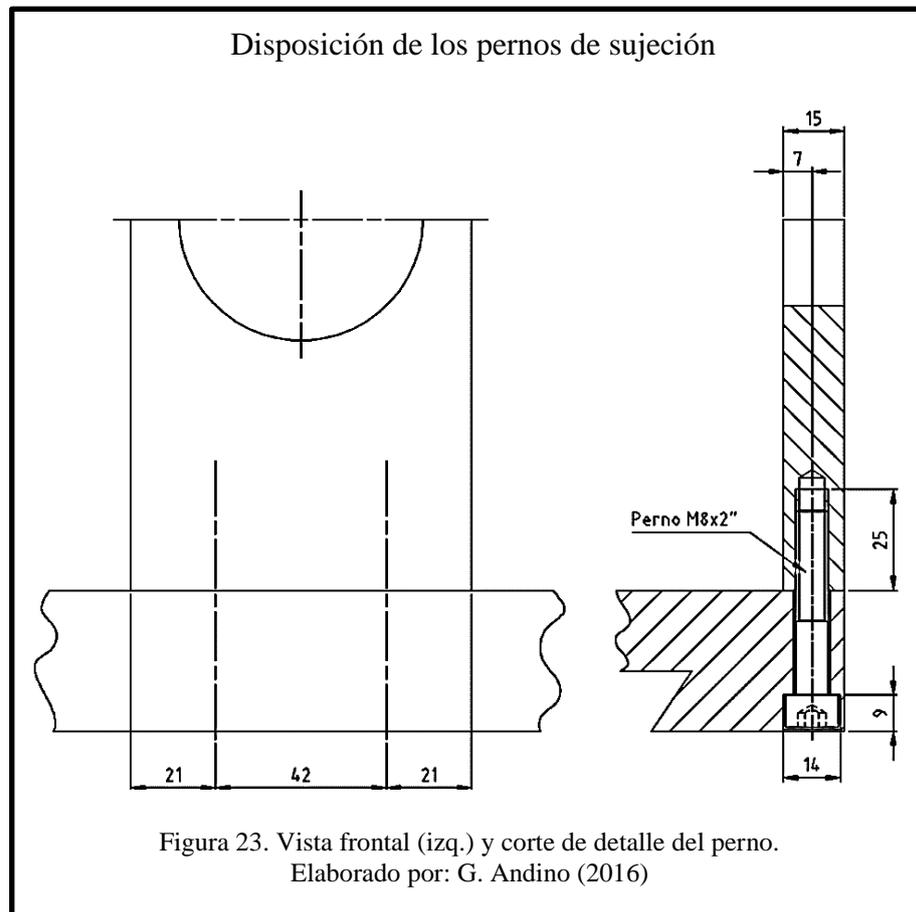
Con el conocimiento de que el compresor a usar tiene una presión de seis bares, y con ayuda del anexo 5, se selecciona en primer lugar el diámetro del émbolo de mencionado cilindro.

Se elige el que posea un valor superior al obtenido y que sea normalizado, se concluye que el diámetro del émbolo debe ser veinte y cinco milímetros.

En cuanto a la carrera que se necesita, se escoge la menor posible, puesto que sólo es la necesaria para que sujete o no la barra.

2.2.3. Cálculo de pernos.

Para comenzar con el dimensionamiento de los pernos que van a sujetar la base de la mordaza inferior se debe conocer la disposición de dichos elementos de sujeción en función del espacio físico con el que se cuenta. En la figura 23, se observa lo antes mencionado.



En base en la ecuación 10, que a continuación se presenta, misma que corresponde al valor del esfuerzo de un perno sometido a una fuerza cortante, se puede calcular el área total de la sujeción por medio de pernos.

$$\tau = \frac{V}{A_t} \quad [\text{Ec.10}]$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante. (Kg/mm²)

V= Fuerza cortante. (N)

A_t= Área total de esfuerzo de tensión. (m²)

La fuerza cortante se debe calcular mediante la suma de todas las fuerzas que sean responsables directas del esfuerzo cortante, se tomará en cuenta el caso hipotético que el compresor de aire falle y el mecanismo sea accionado.

Se consideran cuatro fuerzas principales y son:

- Fuerza que produce el arrastre de la barra.
- Fuerza del motor.
- Fuerza de las mordazas.
- Fuerza del mandril

La fuerza correspondiente al arrastre de la barra, se obtiene del caso “a” de la fuerza de rozamiento (pág. 24).

Para obtener la fuerza producida por el motor, se debe considerar el torque máximo del mismo y hallar la fuerza longitudinal máxima mediante la ecuación 5 previamente usada.

$$T = \frac{F_M d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) \quad [\text{Ec.5}]$$

Donde:

F_{Mo} = Fuerza longitudinal del motor. (N)

$$6 = \frac{F_M \times 0.033}{2} \left(\frac{0.083}{0.09} \right)$$

$$F_{Mo} = 394.3 \text{ N}$$

A continuación se obtiene el valor de la fricción que ejercen las mordazas sobre el área total de sujeción de los pernos. Mediante el análisis estático de la figura 21, y el anexo 5, se obtiene.

$$\begin{aligned} \Sigma M_A &= 0 & ; F_p &= 247 \text{ N (Anexo 3)} \\ F_p \times 0.098 &= F_{Ap} \times 0.036 & F_{Ap} &= 673.14 \text{ N} \end{aligned}$$

Una vez obtenido el resultado anterior, se calcula la fuerza de rozamiento que ejercerá por medio de la ecuación 3 y la figura 20.

$$\begin{aligned} F_{RMO} &= \mu_s \times N \\ ; N &= W + F_{Ap} \\ F_{RMO} &= 0.4 * (154.93 + 673.14) \\ F_{RMO} &= 331.2 \text{ N} \end{aligned}$$

Se contemplará el caso hipotético antes mencionado en el que el compresor de aire falle, para esto, se debe sumar a la fuerza de rozamiento que ejerce el mandril del torno en la barra.

Se debe considerar que es un mandril de tres mordazas y el área de contacto de cada una es aproximadamente 400 mm², se procede a usar la ecuación 11, para calcular la fuerza que éstas ejercen.

$$P = \frac{F_{Ma}}{A} \quad [\text{Ec.11}]$$

Donde:

P = Presión de aire del compresor. (Pa)

F_{Ma} = Fuerza del mandril. (N)

A = Superficie de contacto de las tres mordazas. (m²)

$$\begin{aligned} F_{Ma} &= P \cdot A \\ F_{Ma} &= 6 \times 10^5 \times 1.2 \times 10^{-3} \\ F_{Ma} &= 720 \text{ N} \end{aligned}$$

El resultado obtenido corresponde a la suma de las fuerzas perpendiculares que el mandril ejerce sobre la superficie de la barra, ahora se procede a calcular la fuerza de rozamiento que será la que afecta al área de sujeción.

$$F_R = \mu_s \times F_{Ma}$$

$$F_R = 0.7 \times 720$$

$$F_{RMa} = 504 \text{ N}$$

Como se mencionó antes, la suma de las tres fuerzas será considerada como fuerza cortante porque “la línea de acción de la carga pasa por el centroide del patrón de tornillos. También se supone que los tornillos comparten por igual la carga aplicada” (Mott R. L., Resistencia de materiales, 2009, págs. 672-673).

$$\Sigma F_V = F_{S_a} + F_{M_o} + F_R + F_{RMa}$$

$$V = 1458.8 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante se lo obtiene de la tabla 8, que a continuación se presenta, se debe considerar que la resistencia de prueba se parece al límite elástico del perno y es el punto donde el perno sufrirá una deformación permanente.

Tabla 8.

Grados métricos de aceros para pernos normalizados.

Grado	Tamaño del perno	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia al a fluencia (MPa)	Resistencia de prueba (MPa)
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340	310
5.8	M5-M24	520	415	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	720	650
10.9	M6-M36	1040	940	830
12.9	M1.6-M36	1220	1100	970

Nota: (Shigley, 2008, pág. 420)

Elaborado por: G. Andino (2016)

Puesto que el esfuerzo de corte debe ser el admisible para su grado y dimensiones, se toma el valor de 225 MPa, y con ayuda de la ecuación 12, se calcula como sigue.

$$[\tau] = \frac{0.6 \cdot S_y}{F_s} \quad [\text{Ec.12}]$$

Donde:

$[\tau]$ = Esfuerzo admisible de corte. (MPa)

S_y = Resistencia de prueba mínima. (MPa)

F_s = Factor de seguridad (S/U)

El factor de seguridad a utilizar se lo elige según el criterio de Pugsley, y resulta del producto de dos coeficientes que dependen de las características del diseño.

El primer coeficiente se elige de la tabla 9 y el segundo de la tabla 10, donde, "A" involucra la calidad de los materiales, inspección de la construcción y mantenimiento; "B" es el grado de control que se tiene sobre la carga a aplicar; "C" depende de la exactitud en análisis del esfuerzo y la experiencia con mecanismos semejantes; "D" representa el peligro para el operario; y "E" es el impacto económico sobre las consecuencias del diseño. Cada una de las características será definida como muy buena (mb), buena (b), regular (r), pobre (p), muy serio (ms), serio (s) y nada serio (ns).

Tabla 9.

Tabla de primer factor de seguridad según Pugsley.

Característica		B			
		mb	b	r	p
A=mb	C=mb	1.1	1.3	1.5	1.7
	C=b	1.2	1.45	1.7	1.95
	C=r	1.3	1.6	1.9	2.2
	C=p	1.4	1.75	2.1	2.45
A=b	C=mb	1.3	1.55	1.8	2.05
	C=b	1.45	1.75	2.05	2.35
	C=r	1.6	1.95	2.3	2.65
	C=p	1.75	2.15	2.55	2.95
A=r	C=mb	1.5	1.8	2.1	2.4
	C=b	1.7	2.05	2.4	2.75
	C=r	1.9	2.3	2.7	3.1
	C=p	2.1	2.55	3.0	3.45
A=p	C=mb	1.7	2.15	2.4	2.75
	C=b	1.95	2.35	2.75	3.15
	C=r	2.2	2.65	3.1	3.55
	C=p	2.45	2.95	3.45	3.95

Nota: (Ríos, 2007, pág. 258)

Elaborado por: G. Andino (2016)

Tabla 10.

Tabla de segundo factor de seguridad según Pugsley.

Característica	D		
	ns	S	ms
E=ns	1.0	1.2	1.4
E=s	1.0	1.3	1.5
E=ms	1.2	1.4	1.6

Nota: (Ríos, 2007, pág. 258)

Elaborado por: G. Andino (2016)

Para el caso del presente proyecto se selecciona en la tabla 9, para A = r: porque el mantenimiento sólo es correctivo. B = p: puesto que la carga depende del diámetro de varilla y posición del mandril. C = r: porque no se tiene experiencia con mecanismos similares; y en la tabla 10, D = s: porque el peligro al operario en caso de falla es de consideración y E = s porque el impacto que sufre el proyecto es regular.

Una vez seleccionado el primer valor de 3.1 se lo multiplica con el segundo valor de 1.3 resultando el factor de seguridad de 4.03.

$$[\tau] = \frac{0.6 \times 2.25 \times 10^8}{4.03}$$

$$[\tau] = 3.4 \times 10^7 \text{ MPa}$$

Al resolver la ecuación 10, se obtiene:

$$At = \frac{V}{[\tau]}$$

$$At = \frac{1458.8}{3.4 \times 10^7}$$

$$At = 4.32 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 43.22 \text{ mm}^2$$

Una vez encontrada el área total, se la divide para el número de pernos que soportarán la carga. En el caso del presente proyecto, serán dos, para evitar que el mecanismo pueda rotar en el caso que se coloque un solo perno.

$$Ap = \frac{At}{\# \text{ pernos}}$$

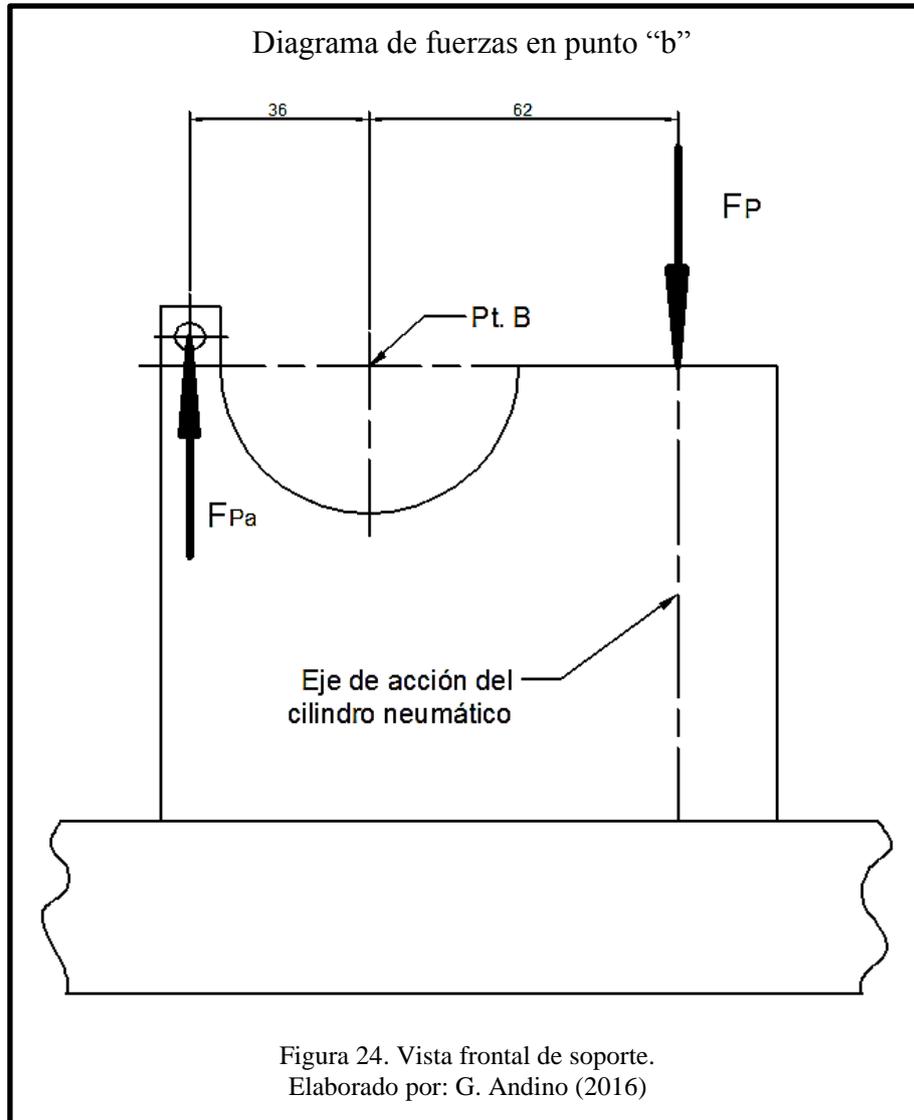
$$Ap = \frac{43.22}{2}$$

$$Ap = 21.61 \text{ mm}^2$$

Con ayuda del anexo 6, se selecciona el diámetro del perno que se acerque al área calculada. En este caso se debería elegir el perno M7, pero por facilidad de construcción y normalización se eligen dos pernos M8 para realizar la sujeción.

2.2.4. Cálculo del pasador de la bisagra.

Para realizar el cálculo del pasador de la bisagra se debe encontrar el área que se necesita para soportar la fuerza de corte que ejerce el pistón en éste.



$$\begin{aligned}\Sigma M_B &= 0 \\ (F_{Pa} \cdot 0.036) &= (F_P \cdot 0.062) \\ F_{Pa} &= \frac{(247 \cdot 0.062)}{0.036} \\ F_{Pa} &= 425.4 \text{ N}\end{aligned}$$

Por medio de la ecuación 11, el anexo 6 y las tablas 9 y 10, se obtiene el esfuerzo admisible para la sección del pasador a usar.

$$[\tau] = \frac{0.6 \cdot S_y}{F_S} \quad [\text{Ec.11}]$$

$$[\tau] = \frac{0.6 \times 4 \times 10^8}{6.32}$$

$$[\tau] = 3.79 \times 10^7 \text{ MPa}$$

Se usa la ecuación 10, se obtiene el área del pasador.

$$\tau = \frac{V}{A_t} \quad [\text{Ec.10}]$$

$$A_t = \frac{V}{[\tau]} ; V = 2F_{Pa}$$

$$A_t = \frac{850.8}{3.79 \times 10^7}$$

$$A_t = 2.25 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 22.5 \text{ mm}^2$$

Una vez obtenido el valor del área, se calcula el valor del diámetro por medio de la ecuación 13, correspondiente al área del círculo.

$$A_t = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{Ec.13}]$$

Donde:

A_t = Área del círculo. (mm^2)

d = Diámetro del pasador. (mm)

$$d = \sqrt{\frac{22.5 \times 4}{\pi}}$$

$$d = 5.35 \text{ mm}$$

Al obtener el valor del diámetro se aproxima al mayor y por motivo de normalización de medidas se considera de seis milímetros.

2.2.5. Cálculo de la bisagra.

Para obtener el espesor de la bisagra se recurre a la ecuación 14, que corresponde al aplastamiento del pasador con carga activa.

$$\sigma = \frac{2 \cdot F_{Pa}}{t \cdot d} = \frac{S_y}{F_s} \quad [\text{Ec.14}]$$

Donde:

σ = Esfuerzo de corte en la bisagra. (MPa)

S_y = Resistencia de fluencia. (MPa)

t = Espesor de bisagra (m)

$$t = \frac{850.8 \times 7}{0.006 \times 2.2 \times 10^8}$$

$$t = 4.5 \times 10^{-3} \text{ m} = 4.5 \text{ mm}$$

Al obtener este resultado se lo aproxima al mayor valor próximo, que corresponde a cinco milímetros.

Una vez calculado el espesor, se procede a encontrar el espesor de la sección del borde del pasador al margen mediante la aplicación de la ecuación 15.

$$\tau = \frac{F_{Pa}}{2 \cdot a \cdot t} = \frac{0.6 \cdot S_y}{F_s} \quad [\text{Ec.15}]$$

Donde:

τ = Esfuerzo de corte del borde. (MPa)

a = Sección del borde. (m)

$$a = \frac{850.8 \times 5}{2 \times 0.005 \times 0.6 \times 2.2 \times 10^8}$$

$$a = 3.2 \times 10^{-3} \text{ m} = 3.2 \text{ mm}$$

$$a = 3 \text{ mm}$$

2.2.6. Cálculo de pernos de sujeción del pistón.

Para obtener el diámetro de los pernos que sujetan el cilindro neumático, se aplica la ecuación 10, cálculo del área de perno necesaria.

$$\tau = \frac{V}{A_t} \quad [\text{Ec.10}]$$

$$A_t = \frac{V}{[\tau]}; V = 247N$$

$$A_t = \frac{247}{3.43 \times 10^7}$$

$$A_t = 7.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2 = 7.2 \text{ mm}^2$$

Con ayuda del anexo 5, se selecciona los pernos M4, con el objeto de normalización e igualdad de construcción se selecciona pernos M6.

Capítulo III

Cálculo de costos y análisis de resultados.

3.1. Generalidades.

En el siguiente capítulo se procede a detallar todo el costo individual y total que se generaron durante el proceso de construcción del sistema de alimentación implementado en el torno de control numérico computarizado.

En este proyecto que se desarrolla se hace mención el auspicio del gerente de la empresa Boyero S.A., mismos que asumirá el valor de la mayor parte de los costos anteriormente mencionados.

3.2. Análisis de costos de fabricación.

Cuando se ha terminado con el proceso de diseño del alimentador automático de barras y, obtenidos todos los cálculos y dimensionamientos necesarios, se procede a realizar el respectivo análisis de costos cuyo principal objetivo es cuantificar la inversión necesaria para la construcción e instalación del mismo.

Mencionado análisis es realizado con el fin de observar lo importante que es contar con una buena planificación, al identificar los costos, ya sean directos o indirectos, los cuales ayudarán con la determinación del posterior costo del proyecto.

Se debe entender a los costos de fabricación a la inversión de los recursos considerados como recuperables, representados generalmente por la materia prima, mano de obra e innumerables variables inherentes a los procesos relacionados netamente a la producción del bien (Chávez Villalobos, 2005, pág. 17).

3.2.1. Costos Directos.

Se definen así porque son los que afectan de una manera directa a la determinación del precio del bien a producir, generalmente son los que permanecen

con un valor constante a ciertos márgenes de capacidad de volúmenes de producción que se determina en función del tiempo.

Este tipo de costos contempla además, las labores que sean necesarias para el manejo y posterior transformación de los recursos antes mencionados, estos, serán los que se transfieran de forma directa al producto final y básicamente estarán constituidos por los siguientes aspectos.

3.2.1.1. Costo de materiales directos.

Son considerados como materiales directos a todos aquellos artículos procesados que son comercializados junto con el producto final, pero de ninguna manera, constituyen parte de éste.

Como por ejemplo tenemos lo que son los envases, las envolturas, las cajas de empaque, su respectivo embalaje, accesorios, etiquetas, etc.

Tabla 11.

Costo de materiales e insumos para instalación.

Ítem	Concepto	Cant.	Unidad	Costo (USD)	Total (USD)
1	Electroválvula S200 5/2 - 1/4", Mono. 220 VAC	1	U	63.60	63.60
2	Cilindro neumático compacto ISO ACE D25MM C10MM	1	U	49.90	49.90
3	Silenciador bronce sinterizado 1/8"	2	U	1.66	3.32
4	Racor recto 1/8" x 6 mm	3	U	1.29	3.87
5	Racor recto 1/4" x 6 mm	3	U	1.71	5.13
6	Racor recto M5 x 6 mm	2	U	1.37	2.74
7	Tubo poliuretano 6 mm	6	m	0.85	5.10
8	Perno Allen M5 x 0.8	4	U	0.20	0.40
9	Pernos Allen M6 x 1	6	U	0.25	1.50
10	Pernos Allen M8 x 1.25	2	U	0.40	0.80
11	Tuerca Hexagonal M8 x 1.25	1	U	0.30	0.60
				Subtotal	136.96
				Base imponible	136.96
				IVA 12%	20.54
				SUBTOTAL	157.50

Elaborado por: G. Andino (2016)

En la tabla 11, se detallan todos y cada uno de los elementos a utilizar para poder poner en funcionamiento el mecanismo de alimentación. Una de las partes importantes del mecanismo son los pernos de sujeción, mismos que se los consideran como accesorios del sistema.

3.2.1.2. Costo de mano de obra directa.

Representa el esfuerzo mental y físico que supone el proceso que implica la fabricación de un producto y en sí, es la mano de obra que se ocupa en las distintas áreas o secciones por las que debe transitar la materia prima para su final transformación. Es generada por los obreros y operarios calificados.

Tabla 12.

Costo mano de obra directa.

Ítem	Concepto	Cant.	Unidad	Costo (USD)	Total (USD)
1	Costo de material acero SAE 1018	2.24	Kg	5.30	11.85
2	Costo de material Nylon	0.025	m	126.00	3.15
3	Costo por hora de centro de mecanizado	6	H	45.00	270.00
4	Costo por hora de fresa convencional	0.4	H	25.00	10.00
5	Costo por hora de torno convencional	0.6	H	25.00	15.00
				Subtotal	310.00
				Base imponible	310.00
				IVA 12%	37.20
				SUBTOTAL	347.20

Elaborado por: G. Andino (2016)

Como se observa en la tabla 12, se presentan los valores desglosados del anexo 8, correspondientes al costo de fabricación del sistema de alimentación.

3.2.2. Costos indirectos.

Para obtener un costo de fabricación más cercano a la realidad, es también necesario considerar otros costos como pueden ser los servicios públicos (agua, luz, etc.), alquiler de espacios físicos y/o maquinaria en general, mismos que no dependen del volumen de producción pero que conforman uno de los elementos

que integran el costo total del producto terminado (Horngren Charlet T., 2012, pág. 28).

En su mayoría, mencionados costos se los puede definir como los que participan en el proceso de producción pero que no va incorporado de forma física al producto final, en un sentido más amplio se puede decir que están más vinculados al período en el que se produce y no al producto elaborado.

Dentro del presente proyecto se considera mencionados costos, inherentes al costo de maquinado y éstos pueden ser los siguientes.

3.2.2.1. Costo de material indirecto

Éstos son los insumos indispensables para la fabricación del producto terminado pero que no forman parte del mismo.

Se constituyen por los suministros que afectan la producción como pueden ser las herramientas, materiales de mantenimiento, lubricantes, combustibles, etc.

3.2.2.2. Costo de mano de obra indirecta.

Es la mano de obra que no interviene de forma directa en el proceso de producción y en la obtención del producto final, como ejemplos de estos son los jefes de cada departamento relacionado a la producción, las distintas gerencias, personal administrativo, etc.

3.3. Análisis de costos.

Tabla 13.

Costo total del sistema

Concepto	Costo (USD)
Maquinado de partes para mordaza Neumática	347.20
Costo de instalación del Mecanismo alimentador	48.00
Costo de materiales e insumos	157.50
TOTAL	552.70

Elaborado por: G. Andino (2016)

Tabla 14.

Análisis de ingresos y egresos.

Años		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos (\$)	Ahorro máquina	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000	30.000
	Ahorro operario	2.250	2.312	2.374	2.436	2.498	2.560	2.622	2.684	2.746	2.808
	Total	27.750	27.688	27.626	27.564	27.502	27.440	27.378	27.316	27.254	27.192
Egresos (\$)	Compr.	2.640	2.640	2.640	2.640	2.640	2.640	2.640	2.640	2.640	2.640
	Costo mant.	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
	Deprec.	55	110	165	220	275	330	385	440	495	550
	Costo mecanis.	552	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Total	3.347	2.900	3.005	3.110	3.215	3.320	3.425	3.530	3.635	3.740
Flujos	24.403	24.788	24.621	24.454	24.287	24.120	23.953	23.786	23.619	23.452	
V.A.N.	74.855										
T.I.R.	44.22%										
C.B.	8.26										
Tiempo de retorno	23.851	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Elaborado por: G. Andino (2016)

3.4. Cálculo de tiempos de mecanizado.

Para realizar un análisis objetivo de los resultados obtenidos, se debe tomar como referencia una de las piezas que se realizan en el torno, para ello se toma el tiempo de mecanizado de una tapa de 50.8 mm sin agujero, como se observa en la tabla 15, donde se analiza los tiempos que se han tomado de manera experimental.

Tabla 15.

Tiempo de mecanizado real.

	Tapa de 2" sin agujero	
	Manual	Automático
Tiempo de alimentación	1' 00"	0' 10"
Veces que se alimenta por metro	25	
Tiempo de alimentación por metro	25'	4' 10"
Tiempo ahorrado por metro	20' 50"	
Tiempo ahorrado por día laboral	4h 10'	

Elaborado por: G. Andino (2016)

Como se puede observar, se ahorra cincuenta segundos en cada alimentación. Durante el mecanizado del tramo de un metro de barra se alimentará veinte y cinco veces el torno CNC, el tiempo que se ahorra en la alimentación, se utilizará en la fabricación de más piezas, por tanto, esto representa un ahorro de cuatro horas y diez minutos por las dos barras de acero inoxidable de seis metros que se mecanizan por día, un ahorro substancial cuando entran en consideración los volúmenes de los lotes y el tiempo que el operario puede ejecutar otras labores. Puesto que cada pieza se demora dos minutos y cuarenta y ocho segundos solo en el mecanizado, con el alimentador automático, se puede usar el tiempo que se ahorra al eliminar los tiempos muertos y realizar cuarenta y cinco piezas más en el mismo tiempo, esto implica un aumento del treinta y cuatro por ciento (34%), un dieciocho por ciento más de lo que se propuso inicialmente.

Conclusiones

En el presente proyecto se realizó el diseño y construcción del sistema de alimentación de barras basado en los cálculos, previamente se consideró las condiciones para que su funcionamiento sea el óptimo, tanto para la máquina como para el operario que sea el encargado de controlarla, de esta forma se logró aumentar la producción en un 34%.

Uno de los factores primordiales y que fue el punto de partida para mencionado diseño, fue el diámetro máximo de las barras que se mecanizan en el torno de control numérico computarizado, en el cual se implementó el sistema de alimentación, debido a que, por limitación física del mandril el diámetro máximo no puede exceder los 50.8 mm

El diseño inicial del alimentador tuvo que ser modificado debido a que se redujo el espacio físico en el que debían ir los soportes y se optó por hacerlo para barras de un metro de longitud, se eliminó así la necesidad de los soportes ahorrando cerca de 900 USD al proyecto.

Según el análisis financiero realizado, el tiempo de retorno de la inversión es dentro del primer año, con un valor actual neto de 74.855 USD, y una tasa interna de retorno de 44.22%

Se realizó los respectivos cálculos de cada uno de los elementos que están sujetos a esfuerzos durante el trabajo de arrastre de las barras de materia prima al alimentar el torno, se tomó en cuenta el factor costo de fabricación para hacer el proyecto lo más económico y viable posible.

El cálculo de costos de fabricación e implementación del presente proyecto se realizó con los precios de fabricación y montaje usados por la empresa Cotesi S.A.

Recomendaciones

Al momento de la programación para el mecanizado de las piezas, se debe tomar en cuenta la disposición de la mordaza para programar los movimientos, ya sean de desbaste o de avance rápido, para así evitar cualquier contacto durante el mecanizado.

El movimiento de acercamiento para la alimentación, luego de haber tronzado la última pieza de la barra, debe realizarse con movimiento lento para que la barra pueda deslizarse suavemente en las mordazas de drilón y no genere esfuerzos en los pernos de sujeción.

Durante la instalación se debe tomar en cuenta que el eje de las mordazas esté alineado al eje del husillo principal del torno.

Una vez instalado el mecanismo se debe configurar la mordaza como una herramienta dentro del PLC para así lograr un posicionamiento preciso.

Referencias

- Aluminium Association. (2000). *Aluminium desing manual*. Washington DC.
- American institute of steel construction. (2001). *Manual of steel construction*. Chicago: LRFD.
- Blake, A. (1990). *Practical stress analysis in engeneering desing* (2° ed.). Nueva York: Marcel Dekker.
- Breslin, S. (15 de 07 de 2003). *What is the best bar feed system for production turning?* Recuperado el 9 de 10 de 2015, de Production Machining: <http://www.productionmachining.com>
- Castro, I. G. (26 de 06 de 2012). *Tecnología Mecánica I*. Buenos Aires, Argentina.
- Chávez Villalobos, Á. (2005). *Estimación de costos 2da Edición*.
- Ergomat. (15 de 12 de 2008). *Catálogo TNG 42*. Rua Arnaldo, Sao Paulo, Brasil. Recuperado el 01 de 07 de 2015, de www.ergomat.com
- French, A. (1978). *Mecánica newtoniana*. Barcelona, España.: Reverte S.A.
- Hermann Jütz, E. S. (2008). *Tablas para la industria metalúrgica*. (t. Diorki, Ed.) Barcelona, España: Reverté S.A.
- Horngren Charlet T., D. S. (2012). *Contabilidad de costos*. México: Pearson educación.
- ITEA. (28 de 12 de 1998). *Diseño de uniones*. México.
- Juvinall, R. C. (2002). *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*. México: Limusa S.A.
- Larburu Arrizabalaga, N. (2009). *Máquinas prontuario*. Madrid, España: Paraninfo.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson.

- Mott, R. L. (2002). *Applied strength of materials* (4° ed.). Sadle River, New Jersey: Prentice Hall.
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de materiales*. México: Pearson Educación.
- Retalliau, F. (1979). *Enciclopedia de la construcción*. Reverte.
- Ríos, L. C. (Agosto de 2007). *Scientia et technica* año XIII, 258.
- Shigley, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill.
- THK. (15 de 05 de 2013). Husillos de bolas. Shinagawa-ku, Tokio, Japón.
- Varady, R. (2001). The Long and Short of Bar Feeder Selection. *Production Machining*, 1.
- Young, W. (2002). *Roak's formulas for stress and strain* (7° ed.). Nueva York: McGraw Hill.

Simbología

m = Masa de la barra.

δ_{Ac} = Densidad del acero inoxidable.

V_b = Volumen de la barra.

d_b = Diámetro de la barra.

l_b = Longitud de la barra.

F_s máx. = Fuerza de rozamiento máxima.

$F_{s_{a,b,c}}$ = Fuerza de rozamiento.

μ_s = Coeficiente de fricción.

N = Fuerza normal.

T = Torque necesario.

F = Fuerza máxima de arrastre.

d_m = Diámetro medio del husillo.

l_h = Paso del husillo.

p = Longitud desde la base al eje del husillo.

f = Coeficiente de rozamiento del husillo

δ_{adm} = Deformación admisible de la placa.

δ = Deformación máxima de la placa.

E = Módulo de elasticidad del acero.

I = Momento de inercia.

b = Espesor de la placa.

G = Módulo de rigidez del acero.

F_p = Fuerza del pistón.

F_{Ap} = Fuerza de apriete de la mordaza.

F_R = Fuerza de rozamiento.

τ = Esfuerzo cortante.

V = Fuerza cortante.

At = Área total del esfuerzo.

Q = Primer momento del área.

F_{Mo} = Fuerza longitudinal del motor.

F_{RMO} = Fuerza de rozamiento de las mordazas.

P = Presión de aire del compresor.

F_{Ma} = Fuerza del mandril.

A = Superficie de contacto de las tres mordazas.

F_{RMa} = Fuerza del rozamiento del mandril.

$[\tau]$ = Esfuerzo admisible de corte.

Sy = Resistencia de prueba mínima.

Fs = Factor de seguridad.

Ap = Área del perno.

F_{Pa} = Fuerza en el pasador

d_p = Diámetro del pasador.

σ = Esfuerzo de corte en la bisagra.

Sy = Resistencia de fluencia.

t = Espesor de bisagra.

τ_b = Esfuerzo cortante del borde.

a = Sección del borde.

Glosario de términos

Electroerosión: Proceso de fabricación en el cual la materia prima es mecanizada mediante descargas eléctricas.

Hidrostático: Es una de las ramas de la hidráulica encargada de estudiar los fluidos en reposo.

Hidrodinámico: Es otra de las ramas de la hidráulica que se encarga de estudiar los fluidos en movimiento.

Pistón: Elemento de máquina móvil que se desliza dentro de un cilindro hueco y produce movimiento lineal.

Rodamiento: Elemento mecánico que produce movimiento giratorio sea este axial o radial.

Chuck: Dispositivo que se acola en un mandril automático y genera el movimiento para que éste se abra o se cierre.

Leva: Parte mecánica que, al rotar, produce movimiento lineal o de cualquier otro tipo.

Mordaza: Mecanismo que se utiliza en diversas máquinas herramientas para sujetar las piezas.

Máquina herramienta: Tipo de máquina utilizada para dar forma a piezas sólidas, en su mayoría, metales.

Portaherramientas: Dispositivo que sirve para sujetar la herramienta con la que se produce el corte de una máquina herramienta.

Mandril: Prensa especial que se usa para sujetar un objeto generalmente de forma cilíndrica o con simetría radial. Casi siempre es el elemento donde se fija una herramienta rotativa.

Carro: Parte móvil de una máquina herramienta encargada de posicionar la herramienta de corte, según sea la disposición ortogonal del tornillo sinfín que genera su movimiento longitudinal.

Actuador neumático: Elemento mecánico normalizado que, como su nombre lo indica, actúa moviéndose mediante el aire a presión que ingresa para mover linealmente un émbolo.

Esfuerzo: Son el producto de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico.

Torreta: Elemento de máquina que consta de una parte móvil en la que van montados los portaherramientas.

Fuerza normal: Fuerza que ejerce una superficie en contacto con un cuerpo apoyado sobre ella, de igual magnitud y dimensión pero de sentido contrario a la fuerza ejercida por el cuerpo sobre la superficie.

Rozamiento: Fuerza generada por la fricción entre dos superficies cuando al menos una de ellas está en movimiento.

Torque: Fuerza aplicada en una palanca para realizar movimiento de rotación.

Intensidad: Flujo de carga eléctrica que recorre un material por unidad de tiempo.

Velocidad angular: Medida de velocidad de rotación definido como el ángulo que un objeto gira por unidad de tiempo.

Husillo: Tipo de tornillo de gran longitud que sirve para desplazar longitudinalmente otros elementos mientras gira en su propio eje.

Deformación: Alteración que sufren las características morfológicas de un elemento sujeto a una o más fuerzas.

Esfuerzo: Magnitud física con unidad de fuerza sobre área, al que un elemento mecánico es sometido.

Elasticidad: Propiedad de un cuerpo sólido para lograr recuperar su forma una vez que la fuerza que lo altere cesa.

Inercia: Propiedad de los cuerpos de permanecer en su estado en reposo cuando existe una fuerza que los quiere mover.

Rigidez: Capacidad de un cuerpo a deformarse con la acción de fuerzas exteriores que actúen en su superficie.

Estático: Indica que permanece en su mismo estado sin experimentar ningún tipo de cambio.

Neumático: Que funciona con aire.

Pasador: Barra de metal que une dos elementos y sirve de eje para generar un movimiento de rotación entre ellos.

Bisagra: Mecanismo para la apertura o cierre de dos elementos.

Anexos

Anexo 1.

Plano de conjunto del mecanismo de alimentación.

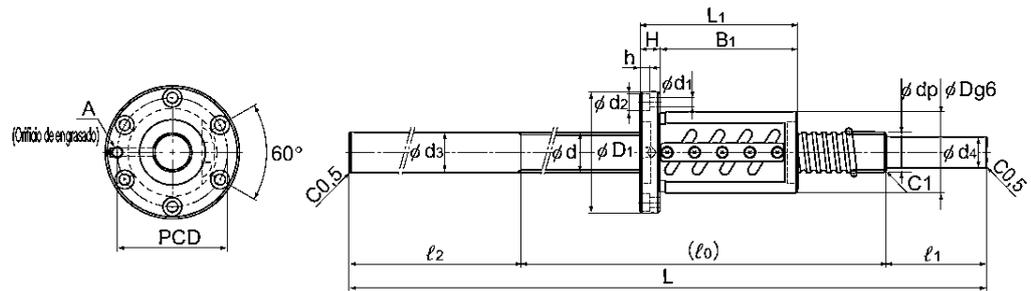
Anexo 2.

Placa de datos del motor de avance longitudinal.

GSK AC Servo Motor	
TYPE: 110SJT-M060D(A)	
U_N : 220 V	I_N : 7 A
T_N : 6 N·m	n_N : 2500 rpm
n_{MAX} : 3000 rpm	INS. CLASS : B
M : 2500 p/rev	
S/N: 100722060D0015341 Z	
GSK CNC EQUIPMENT CO., LTD	

Anexo 3.

Dimensiones de husillos de bolas normalizados.



Modelo BIF

Descripción del modelo	Especificaciones del husillo de bolas							Tuerca				
	Diámetro exterior del eje del husillo	Paso	Diámetro de bola centro a centro	Diámetro menor de rosca	Cantidad de circuitos cargados	Capacidad de carga básica		Carga previa aplicada	Diámetro exterior	Diámetro de la brida	Longitud total	Masa
						Ca	Ca					
d	Ph	dp	dc	Hileras X vueltas	kN	kN	N	D	D ₁	L ₁	kg	
BNF 3206-5	32	6	33	28,4	2×2,5	25,2	70,4	—	62	89	63	1,2
BIF 3206-5					1×2,5	13,9	35,2	690			63	1,2
BIF 3206-10					2×2,5	25,2	70,4	1270			99	1,76

Anexo 4.

Propiedades de las secciones.

Parte 1 Propiedades de las secciones

A = área

G = ubicación del centroide

$$I_x = \int x^2 dA = \text{segundo momento de área respecto al eje } x$$

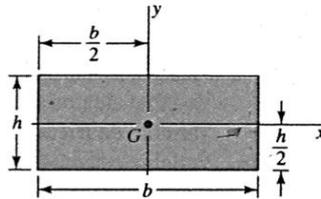
$$I_{xy} = \int xy dA = \text{momento mixto de área respecto a los ejes } x \text{ y } y$$

$$J_G = \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$$

= segundo momento polar de área respecto al eje que pase por G

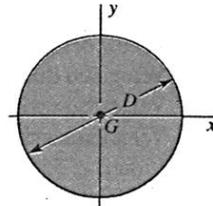
$$k_x^2 = I_x/A = \text{radio de giro al cuadrado respecto al eje } x$$

Rectángulo



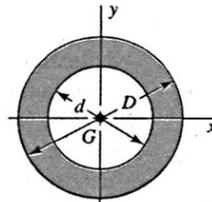
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0$$

Corona circular



$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0$$

Anexo 5.

Hoja de datos de cilindros compactos Festo.

Cilindros compactos ADN, ISO 21287

FESTO

Hoja de datos

Fuerzas [N] y energía de Impacto [J]											
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar en avance											
—	68	121	188	295	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
S1	—	—	—	295	—	754	—	1870	—	4712	—
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso											
—	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
S1	—	—	—	247	—	633	—	1681	—	4417	—
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Energía máx. de impacto en las posiciones finales											
—	0,07	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,3	1,8	2,5	3,3
S1	—	—	—	0,3	—	0,7	—	1,3	—	2,5	—
S6	0,035	0,075	0,1	0,15	0,2	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,75
K10	—	—	0,16	0,24	0,32	0,56	0,8	1	1,4	2	2,6
S20	—	0,016	0,024	0,033	0,15	0,39	0,48	0,62	0,8	0,9	0,95

⚠ Importante

Los datos se refieren a los valores máximos posibles. Debe tenerse en cuenta la energía máxima admisible del Impacto.

Velocidad de impacto admisible:

$$v_{adm.} = \sqrt{\frac{2 \times E_{adm.}}{m_{móvil} + m_{carga}}}$$

$v_{adm.}$ Velocidad admisible del impacto
 $E_{adm.}$ Energía máxima admisible del impacto

Masa máxima admisible:

$$m_{carga} = \frac{2 \times E_{adm.}}{v^2} - m_{móvil}$$

$m_{móvil}$ Masa móvil (actuador)
 m_{carga} Carga (fil móvil)

⚠ Importante

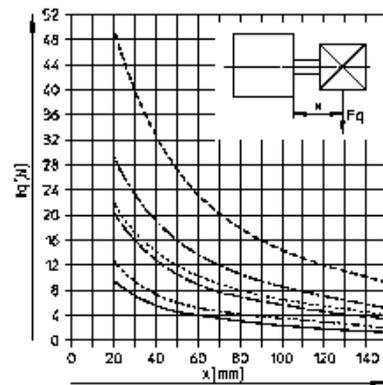
En combinación con la amortiguación PPS se mantiene la máxima energía de Impacto.

Capacidad máxima de trabajo [J]

Diámetro del émbolo	20	25	32	40	50	63	80	100
Para amortiguación PPS	0,65	0,8	1	1,7	2,8	4,8	8	12

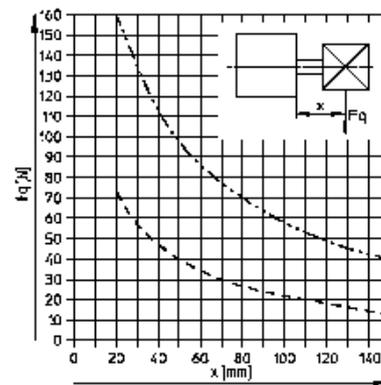
Fuerza transversal máxima admisible F_Q en función del volumen x

∅ 12 ... 63



- ∅ 12
- ∅ 16
- ∅ 20
- ∅ 25
- ∅ 32/40
- ∅ 50/63

∅ 80 ... 125



- ∅ 80/100
- ∅ 125

Anexo 6.

Dimensiones básicas de roscas métricas ISO. (Juvinal, 2002, pág. 315).

Diámetro mayor nominal d mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p mm	Área de esfuerzo de tensión Área A_t mm ²	Área del diámetro menor Área A_r mm ²	Paso p mm	Área de esfuerzo de tensión Área A_t mm ²	Área del diámetro menor Área A_r mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Anexo 7.

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos.

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Anexo 8.

Propiedades de aceros estructurales.

Clasificación de los aceros, según ASTM	Límite elástico		Tensión de rotura	
	Ksi	MPa	Ksi	Mpa
ASTM A36	36	250	58-80	400-550
ASTM A53 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A106 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A131 Gr A, B, CS, D, DS, E	34	235	58-71	400-490
ASTM A139 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A381 Grado Y35	35	240	>60	>415
ASTM A500 Grado A	33	228	>45	>310
Grado B	42	290	>58	>400
ASTM A501	36	250	>58	>400
ASTM A516 Grado 55	30	205	55-75	380-515
Grado 60	32	220	60-80	415-550
ASTM A524 Grado I	35	240	60-85	415-586
Grado II	30	205	55-80	380-550
ASTM A529	42	290	60-85	415-550
ASTM A570 Grado 30	30	205	>49	>340
Grado 33	33	230	>52	>360
Grado 36	36	250	>53	>365
Grado 40	40	275	>55	>380
Grado 45	45	310	>60	>415
Grado 50	50	345	>65	>450
ASTM A709 Grado 36	36	250	58-80	400-550
API 5L Grado B	35	240	60	415
Grado X42	42	290	60	415

Anexo 9.

Resistencias mínimas a la tensión de los aceros.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Anexo 11.

Proforma para construcción.

IMATIC S.A

AV. GALO PLAZA (10 DE AGOSTO) 1171 NIV. 04 Y BELLA VISTA
E-mail: ventas.imatic@gmail.com
TEL: F 2463286 3461641
QUITO
R.U.C.: 1702041700001

PROFORMA No.: 001211
16/10/2018

CLIENTE	1294
GALO ANDINO	
MARIANO INGUASTE Y FRANCISCO DE LA TORRE	
QUITO	
R.U.C.: 1721238003	
Atención:	

ITEM	DESCRIPCIÓN	CODIGO	CANT	PRECIO U.	TOTAL
1	ELECTROVALVULA B200 52 1/4" BRONCE 220 VAC	4V210 06 A	1	63,80	63,80
2	RACOR RECTO 1/2" X 6 MM	PC6 01	3	1,29	3,87
3	SILENCIADOR BRONCE SINTERIZADO 1/2"	D5L 01	2	1,66	3,32
4	TUBO POLIURETANO 6 MM	US98AD90040BU	3	0,85	2,55
5	CILINDRO COMPACTO ISO ACE D35MM C10MM	ACE S 25X10	1	48,90	48,90
6	RACOR RECTO 1/4" X 6 MM	PC6 02	3	1,71	5,13
7	RACOR RECTO M5 X 6 MM	PC6-M5	2	1,27	2,74

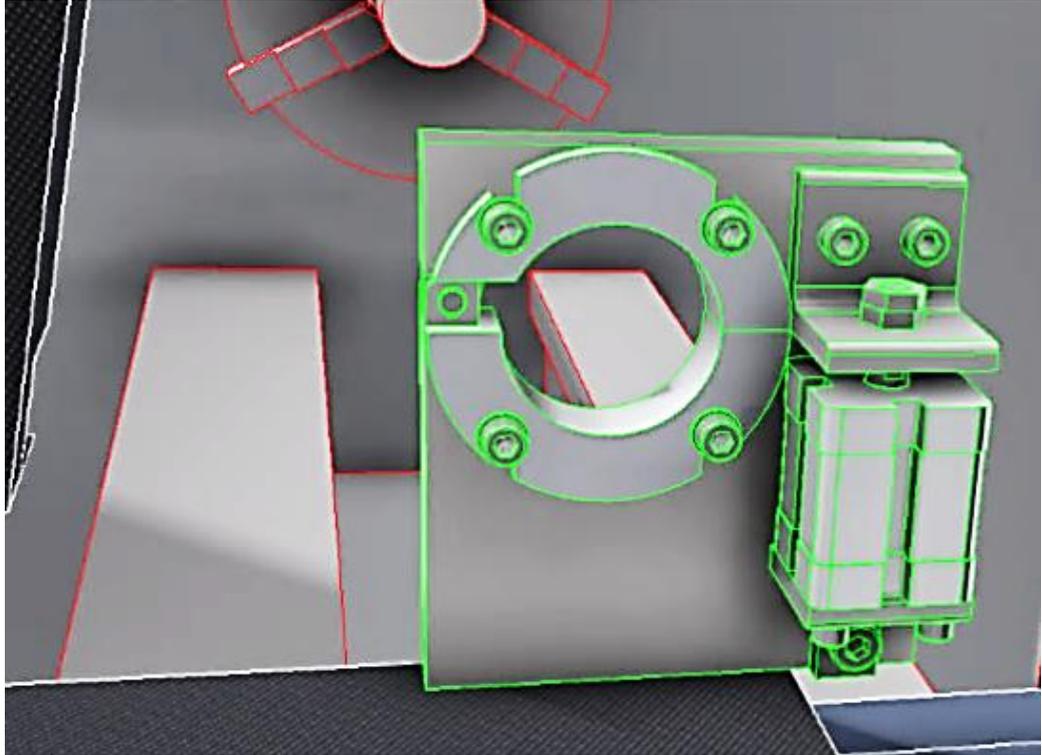
CONDICIONES:

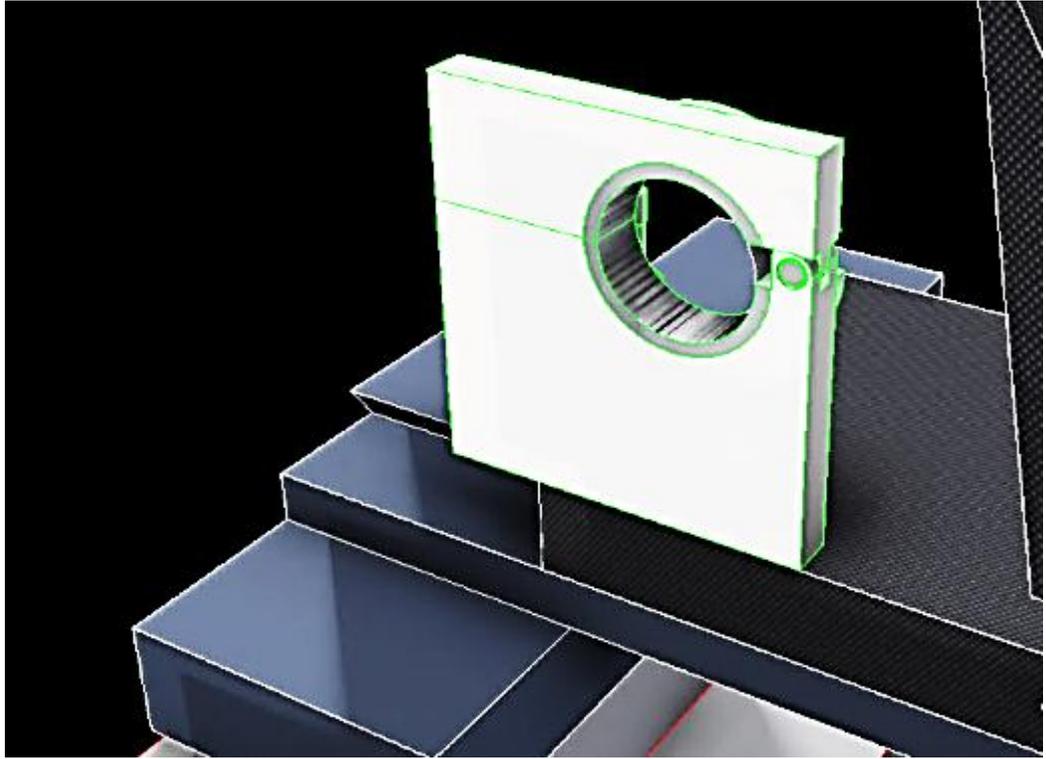
VALIDEZ DE LA OFERTA: 8 DIAS
TIEMPO DE ENTREGA: entrega inmediata
FORMA DE PAGO: CONTADO

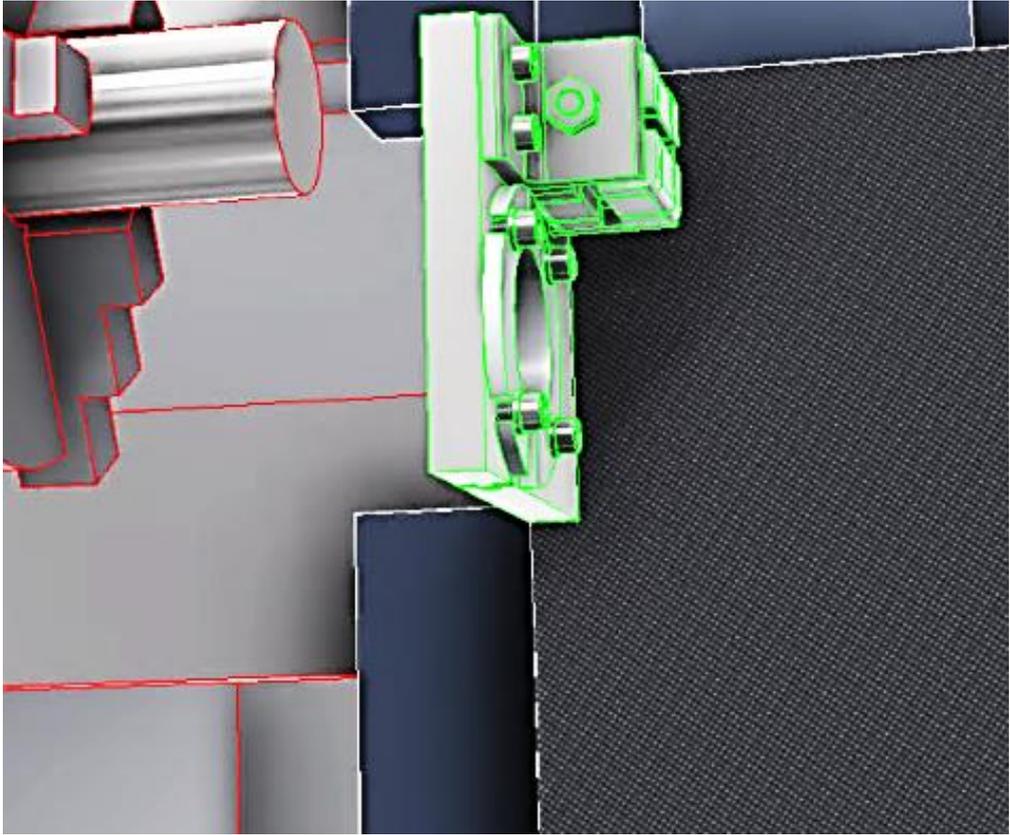
SUMAN	131,11
DCTO. %	
BASE IMPONIBLE	131,11
IVA 12 %	15,73
TOTAL USD	146,84

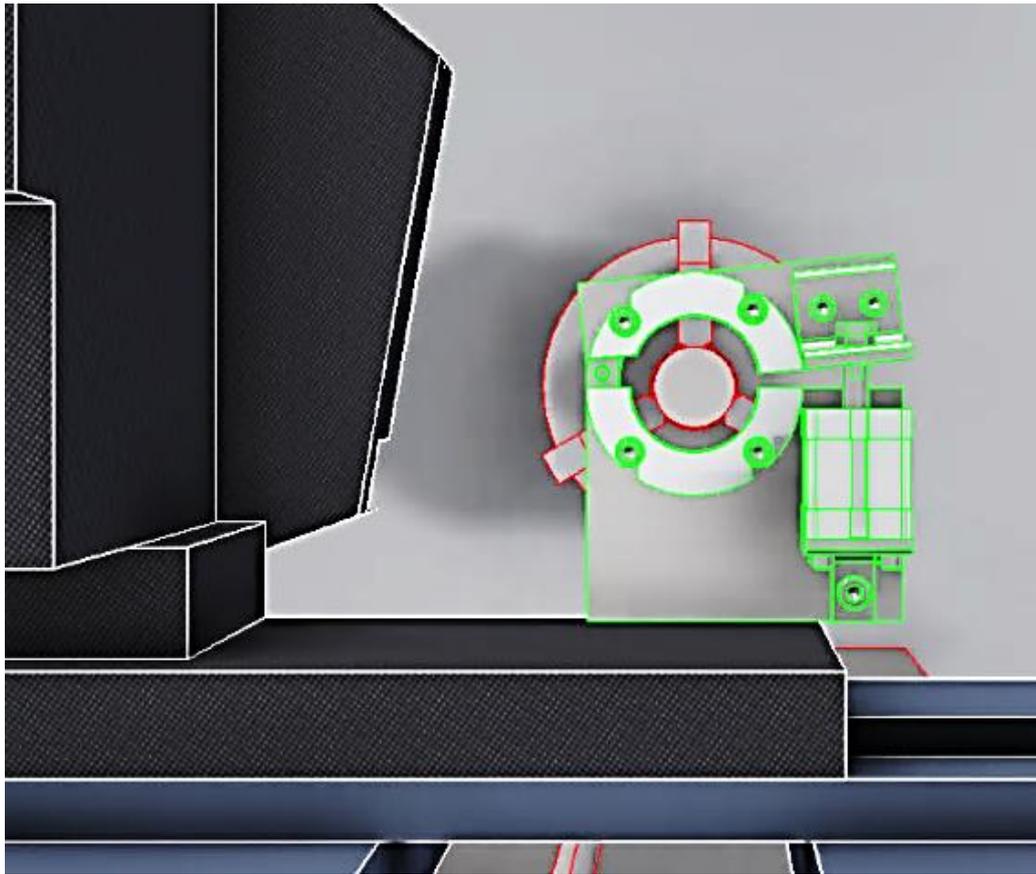
Anexo 12.

Mecanismo instalado (virtual y real).









Planos