

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de una máquina troqueladora automatizada con moldes
intercambiables para el corte de malla de acero inoxidable

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Alejandro Javier Lam Barriga

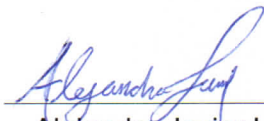
María Soledad Pástor Salazar


GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2019

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Alejandro Javier Lam Barriga y María Soledad Pástor Salazar damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"


Alejandro Javier Lam
Barriga

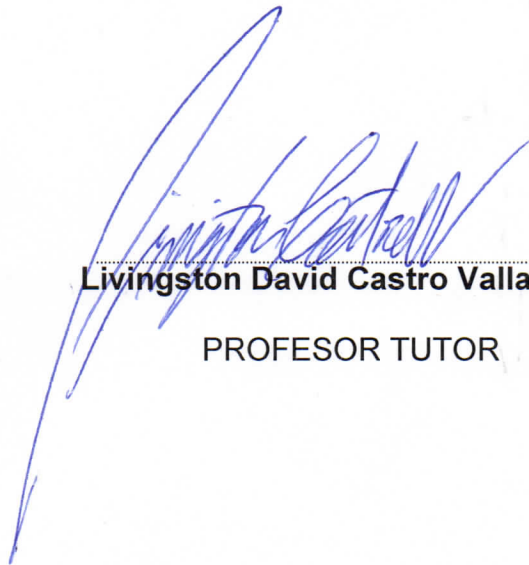

María Soledad Pástor
Salazar

EVALUADORES



Francis Roderich Loayza Paredes

PROFESOR DE LA MATERIA
INTEGRADORA



Livingston David Castro Valladares

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

En la actualidad, para el proceso de extrusión de plástico reciclado es común el uso de filtros de acero inoxidable, los cuales retienen las impurezas presentes en el material fundido. Actualmente, en la ciudad de Guayaquil se encuentra una empresa que se dedica a este tipo de operaciones, pero no cuenta con un sistema automático de corte para realizar filtros de 180 mm de diámetro. La tarea se realiza de forma manual con tijeras para metal, esto genera pérdidas de tiempo y mano de obra. Debido a esto, se propone el diseño de una máquina, cuyas posibles alternativas de solución involucraron troqueladoras tipo prensa o troquel rotativo, accionamiento electrohidráulico o mecánico y las estructuras tipo H o C. Mediante una matriz de decisión, considerando factores importantes como el costo, eficiencia e instalación, se seleccionó la servo troqueladora tipo prensa con estructura tipo H para el diseño. Se usó el programa Autodesk Inventor para realizar el diseño de cada uno de los componentes de la máquina y simulaciones que verifiquen su rendimiento. Posterior a los análisis cinemáticos, dinámicos y de falla, se obtuvo que la fuerza de corte y el torque máximo en el mecanismo fueron de 40 toneladas y 3727.6 Nm respectivamente. El servomotor requerido tuvo una potencia de 34.2kW para suplir los valores picos del sistema, con un consumo alrededor de 7-10 kW. Del análisis de factibilidad, se obtuvo el costo total estimado del sistema de \$23,900. Considerando el tamaño de la empresa, el proyecto podría ser rentable implementando la propuesta de un micronegocio en el cual se justificaría la inversión.

Palabras Clave: Troqueladora, estructura tipo H, filtros de malla, fuerza de perforado.

ABSTRACT

Nowadays, the use of stainless-steel filters is common in the plastic extrusion industry, these retain the impurities present in the molten material. Currently, in the city of Guayaquil there is a company that is dedicated to these operations, which does not have an automatic cutting system to make 180 mm diameter filters. The task is done manually with metal scissors, this wastes time and generates the need for more workforce. Because of this, the design of a machine is proposed, which had possible solution alternatives involving either press or rotary die punching, electro-hydraulic or mechanical drive and H or C type structures. Through a decision matrix and considering important factors such as cost, efficiency and installation, the best option was selected; which was a blanking servo press with type H structure. Autodesk Inventor was used to design the machine and run simulations to verify its performance. After the kinematic, dynamic and failure analysis, it was determined that the cutting force and the maximum torque in the mechanism were 40 tons and 3727.6 Nm respectively. The required servomotor had a power of 34.2kW to supply the peak torque values of the system, with a real consumption of around 7-10 kW. The total estimated cost of the system was \$ 23,900. Considering the size of the company, the project could be feasible by implementing a microbusiness that in turn would justify the investment.

Keywords: *Blanking machine, type H structure, mesh filters, blanking force.*

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|------|
| RESUMEN..... | I |
| <i>ABSTRACT</i> | II |
| ÍNDICE GENERAL | III |
| ABREVIATURAS..... | VI |
| SIMBOLOGÍA | VII |
| ÍNDICE DE FIGURAS | VIII |
| ÍNDICE DE TABLAS..... | XI |
| ÍNDICE DE PLANOS..... | XIII |
| CAPÍTULO 1..... | 1 |
| 1. Introducción..... | 1 |
| 1.1 Descripción del problema | 3 |
| 1.2 Justificación del problema | 3 |
| 1.3 Objetivos | 4 |
| 1.3.1 Objetivo General..... | 4 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos..... | 4 |
| 1.4 Marco teórico..... | 4 |
| 1.4.1 Filtración con mallas de acero inoxidable | 4 |
| CAPÍTULO 2..... | 10 |
| 2. Metodología..... | 10 |
| 2.1 Posibles métodos de solución | 11 |
| 2.1.1 Térmico..... | 11 |
| 2.1.2 Erosivo..... | 12 |
| 2.1.3 Mecánico | 13 |
| 2.2 Restricciones del diseño..... | 13 |
| 2.2.1 Restricciones del cliente | 13 |

| | | |
|-----------------|--|----|
| 2.2.2 | Restricciones técnicas | 14 |
| 2.3 | Casa de la calidad | 14 |
| 2.4 | Diseños de concepto | 14 |
| 2.4.1 | Estructura | 15 |
| 2.4.2 | Accionamiento | 15 |
| 2.4.3 | Mecanismo de corte..... | 16 |
| 2.4.4 | Alternativas de solución | 16 |
| 2.5 | Matriz de decisión..... | 19 |
| 2.5.1 | Accionamiento | 20 |
| 2.5.2 | Mecanismo de corte..... | 20 |
| 2.5.3 | Estructura | 20 |
| 2.6 | Selección y Diseño de detallado | 20 |
| 2.6.1 | Diseño del mecanismo..... | 21 |
| 2.6.2 | Diseño de engranes..... | 32 |
| 2.6.3 | Diseño de ejes de transmisión y excéntrico | 34 |
| 2.6.4 | Diseño de la barra conectora..... | 38 |
| 2.7 | Estructura y otros elementos..... | 41 |
| CAPÍTULO 3..... | | 42 |
| 3. | Resultados Y ANÁLISIS | 42 |
| 3.1 | Análisis Cinemático y Dinámico del mecanismo de corte..... | 42 |
| 3.2 | Diseño de la transmisión | 46 |
| 3.3 | Diseño de componentes..... | 48 |
| 3.3.1 | Eje excéntrico | 48 |
| 3.3.2 | Eje de transmisión | 53 |
| 3.3.3 | Selección de cuñas..... | 56 |
| 3.3.4 | Barra conectora | 57 |
| 3.4 | Selección de rodamientos | 59 |

| | | |
|-------------------|--|----|
| 3.4.1 | Rodamientos rodantes..... | 59 |
| 3.4.2 | Rodamientos deslizantes..... | 61 |
| 3.5 | Análisis estructural..... | 64 |
| 3.5.1 | Deflexión..... | 64 |
| 3.5.2 | Esfuerzos..... | 66 |
| 3.6 | Selección del servomotor..... | 66 |
| 3.6.2 | Selección de la caja reductora..... | 70 |
| 3.7 | Ensamble de la máquina..... | 71 |
| 3.8 | Sistemas de monitoreo y control..... | 74 |
| 3.8.1 | Sistema de capacitores..... | 75 |
| 3.8.2 | Sistema de control en cascada..... | 76 |
| 3.8.3 | Sistema de protección a la sobrecarga..... | 77 |
| 3.9 | Análisis de Costos..... | 77 |
| 3.9.1 | Posible proyecto futuro..... | 79 |
| CAPÍTULO 4..... | | 83 |
| 4. | Conclusiones Y Recomendaciones..... | 83 |
| 4.1 | Conclusiones..... | 83 |
| 4.2 | Recomendaciones..... | 84 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | | 85 |
| APÉNDICES..... | | 88 |

ABREVIATURAS

| | |
|-------|--|
| ESPOL | Escuela Superior Politécnica del Litoral |
| ASTM | American Society for Testing and Materials |
| ASME | American Society of Mechanicals Engineers |
| AISI | American Iron and Steel Institute |
| AGMA | American Gear Manufactures Association |
| CAD | Computer Aided Design |
| CAE | Computer Aided Engineering |

SIMBOLOGÍA

| | |
|----------|--|
| C | Factor o distancia entre centros |
| d | Diámetro |
| F_c | Fuerza de corte |
| G | Relación de velocidades |
| h | Espesor |
| I | Inercia o factor |
| J | Inercia Rotacional o factor |
| k | Factor |
| L | Función de Lagrange |
| m | Masa o módulo |
| M | Momento |
| n | Factor de seguridad |
| N | Número de dientes |
| p | Paso |
| P_d | Paso diametral |
| q | Sensibilidad a la muesca |
| r | Radio o longitud de elemento |
| R | Reacción |
| S | Resistencia |
| T | Energía Cinética o Torque |
| t | Tiempo |
| V | Energía Potencial |
| v | Velocidad |
| W | Trabajo virtual o Fuerza del engrane |
| x_{cg} | Coordenada en "x" del centro de gravedad |
| y_{cg} | Coordenada en "y" del centro de gravedad |
| η | Eficiencia |
| θ | Posición angular |
| σ | Esfuerzo de flexión |
| Φ | Ángulo de presión |
| Ψ | Factor de flexión o ángulo de hélice |
| τ | Esfuerzo cortante de torsión |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1.1 Elementos en el proceso de extrusión [Ojeda, 2011] | 3 |
| Figura 1.2 Filtros y plato rompedor [Ojeda, 2011] | 3 |
| Figura 1.3 Rollos de malla de acero [Sueiro Telas Metálicas, 2020] | 4 |
| Figura 1.4 Fuerza vs penetración [Boljanovic, 2004]..... | 7 |
| Figura 1.5 Elementos en el troquelado [Boljanovic, 2004]..... | 9 |
| Figura 1.6 Tipos de perfil de apertura de troquel [Boljanovic, 2004]..... | 9 |
| Figura 2.1 Alternativa 1: Troquel tipo prensa con servomotor y estructura tipo H. [Elaboración propia]..... | 17 |
| Figura 2.2 Alternativa 2: Troquel tipo prensa con accionamiento hidráulico y estructura tipo C. [Elaboración propia] | 18 |
| Figura 2.3 Alternativa 3: Troquel rotativo con servomotor y estructura tipo H. [Elaboración propia] | 19 |
| Figura 2.4 Mapa conceptual de componentes. [Elaboración propia] | 21 |
| Figura 2.5 Diseño de forma de la estructura. [Elaboración propia]..... | 22 |
| Figura 2.6 Componentes del mecanismo de corte. [Elaboración propia] | 22 |
| Figura 2.7 Funcionamiento esperado del mecanismo. [Elaboración propia] | 23 |
| Figura 2.8 Diagrama de flujo del proceso de diseño. [Elaboración propia]..... | 25 |
| Figura 2.9 Mecanismo de Corte. [Elaboración propia]..... | 26 |
| Figura 2.10 Esquema del mecanismo de corte. [Elaboración propia]..... | 27 |
| Figura 2.11 Representación del torque y la fuerza de corte en el mecanismo. [Elaboración propia] | 28 |
| Figura 2.12 Representación de los centros de gravedad del mecanismo. [Elaboración propia] | 28 |
| Figura 2.13 Dirección de la fuerza de corte. [Elaboración propia] | 31 |
| Figura 2.14 Geometría de un engrane helicoidal. [Norton, 2011]..... | 32 |
| Figura 2.15 Vistas normal y transversal del engrane. [Norton, 2011] | 33 |
| Figura 2.16 DCL del eje excéntrico. [Elaboración propia]..... | 34 |
| Figura 2.17 DCL del eje de transmisión. [Elaboración propia]..... | 35 |
| Figura 2.18 Esfuerzo repetido [Budynas & Keith, 2008]) | 37 |
| Figura 2.19 DCL de la barra conectora. [Elaboración propia]..... | 38 |

| | |
|--|----|
| Figura 2.20 Curva de velocidad para servomotores y sus especificaciones. [Omron, 2017] | 39 |
| Figura 3.1 Posición angular de entrada y posición del carnero. [Elaboración propia] ... | 43 |
| Figura 3.2 Velocidad del carnero y velocidad angular de entrada. [Elaboración propia] | 43 |
| Figura 3.3 Aceleración del carnero y aceleración angular de entrada. [Elaboración propia] | 44 |
| Figura 3.4 Fuerza de corte obtenida de la ecuación de Klingenberg [Klingenberg & Singh, 2005] | 45 |
| Figura 3.5 Torque y fuerza de corte para 1 ciclo. [Elaboración propia] | 45 |
| Figura 3.6 Diseño de forma del eje excéntrico. [Elaboración propia] | 48 |
| Figura 3.7 Fuerzas sobre el eje excéntrico. [Elaboración propia] | 49 |
| Figura 3.8 Ubicación de los puntos críticos para el eje excéntrico. [Elaboración propia] | 50 |
| Figura 3.9: Diseño final del eje excéntrico. [Elaboración propia] | 53 |
| Figura 3.10 Diseño de forma del eje de transmisión. [Elaboración propia] | 54 |
| Figura 3.11 Fuerzas sobre el eje de transmisión. [Elaboración propia] | 54 |
| Figura 3.12 Ubicación de los puntos críticos para el eje de transmisión. [Elaboración propia] | 55 |
| Figura 3.13 Diseño final del eje de transmisión. [Elaboración propia] | 56 |
| Figura 3.14 Diseño de forma de la barra conectora. [Elaboración propia] | 57 |
| Figura 3.15 Punto crítico de la barra conectora. [Elaboración propia] | 58 |
| Figura 3.16 Diseño final de la barra conectora. [Elaboración propia] | 59 |
| Figura 3.17 Guías del mecanismo. [Elaboración propia] | 63 |
| Figura 3.18 Guía auxiliar. [Elaboración propia] | 63 |
| Figura 3.19 Construcción de la estructura tipo H. [Elaboración propia] | 64 |
| Figura 3.20 Simulación de la deflexión según procedimiento establecido en la norma ASME B5.61-2003. [Elaboración propia] | 65 |
| Figura 3.21 Simulación de la deflexión en la estructura después del impacto de corte. [Elaboración propia] | 66 |
| Figura 3.22 Comportamiento del torque en el tiempo. [Elaboración propia] | 67 |
| Figura 3.23 Curva torque vs velocidad característica para el motor principal [Siemens, 2006] | 69 |
| Figura 3.24 Ensamble final de la troqueladora. [Elaboración propia] | 71 |
| Figura 3.25 Vista en explosión de la máquina. [Elaboración propia] | 72 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.26 Sección frontal de la troqueladora. [Elaboración propia] | 73 |
| Figura 3.27 Sección superior de la troqueladora. [Elaboración propia] | 73 |
| Figura 3.28 Sistema de capacitores para aprovechamiento de la energía durante la operación [Horie, 2006] | 75 |
| Figura 3.29 Funcionamiento del sistema de capacitores [König, 2008]..... | 75 |
| Figura 3.30 Esquemático del sistema de control de la troqueladora [Komatsu, 2005] .. | 76 |
| Figura 3.31 Sistema de control en cascada. [Elaboración propia]..... | 76 |
| Figura 3.32 Sistema de control del servo troqueladora. [Elaboración propia] | 77 |
| Figura 3.33 Esquemático del sistema de protección a sobrecarga [Komatsu, 2005] | 77 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 2.1 Requerimientos técnicos [Elaboración propia]..... | 14 |
| Tabla 2.2 Comparación del tipo de estructura [Elaboración propia] | 15 |
| Tabla 2.3 Matriz de decisión para el accionamiento. [Elaboración propia] | 20 |
| Tabla 2.4 Matriz de decisión para el mecanismo de corte. [Elaboración propia] | 20 |
| Tabla 2.5 Matriz de decisión para la estructura. [Elaboración propia] | 20 |
| Tabla 2.6 Metodología de diseño para componentes de la troqueladora. | 24 |
| Tabla 3.1 Resultados del diseño del piñón y engrane. [Elaboración propia] | 47 |
| Tabla 3.2 Propiedades del material. [Elaboración propia] | 48 |
| Tabla 3.3 Variables utilizadas en el análisis de falla del eje excéntrico. [Elaboración propia] | 50 |
| Tabla 3.4 Resultados obtenidos en el análisis de falla del punto crítico 1. [Elaboración propia] | 51 |
| Tabla 3.5: Resultados obtenidos para el punto crítico 1. [Elaboración propia] | 51 |
| Tabla 3.6: Resultados obtenidos en el análisis de falla del punto crítico 2. [Elaboración propia] | 52 |
| Tabla 3.7: Resultados obtenidos para el punto crítico 2. [Elaboración propia] | 52 |
| Tabla 3.8 Variables utilizadas en el análisis de falla del eje de transmisión. [Elaboración propia] | 55 |
| Tabla 3.9 Resultados del diseño del eje de transmisión. [Elaboración propia]..... | 56 |
| Tabla 3.10 Dimensiones de cuñas y cuñeros. [Elaboración propia] | 57 |
| Tabla 3.11 Análisis estático de la barra conectora. [Elaboración propia] | 58 |
| Tabla 3.12 Características del rodamiento en el apoyo 1. [Elaboración propia]..... | 60 |
| Tabla 3.13 Características del rodamiento en el apoyo 2. [Elaboración propia]..... | 60 |
| Tabla 3.14 Factor de seguridad estático para los rodamientos del eje excéntrico. [Elaboración propia]..... | 60 |
| Tabla 3.15 Características de los rodamientos para el eje de transmisión. [Elaboración propia] | 61 |
| Tabla 3.16 Factor de seguridad estático para los rodamientos del eje de transmisión. [Elaboración propia]..... | 61 |
| Tabla 3.17 Características del rodamiento. [Elaboración propia] | 62 |
| Tabla 3.18 Especificaciones del rodamiento deslizante esférico. [Elaboración propia]. | 62 |
| Tabla 3.19 Partes de la estructura. [Elaboración propia] | 64 |

| | |
|---|----|
| Tabla 3.20 Resultados de deflexión de la simulación. [Elaboración propia] | 65 |
| Tabla 3.21 Variables de operación del motor. [Elaboración propia] | 66 |
| Tabla 3.22 Comportamiento requerido del motor. [Elaboración propia] | 67 |
| Tabla 3.23 Inercias de la carga, la caja reductora y el eje del motor. [Elaboración propia] | 68 |
| Tabla 3.24 Torques requeridos en el motor. [Elaboración propia] | 68 |
| Tabla 3.25 Comparación de las variables del motor con los requerimientos. [Elaboración propia] | 69 |
| Tabla 3.26 Características del motor seleccionado. [Elaboración propia] | 69 |
| Tabla 3.27 Consumo del servomotor. [Elaboración propia] | 70 |
| Tabla 3.28 Catálogo de reductores Power Jacks serie N [Power Jacks, 2018] | 70 |
| Tabla 3.29 Comparación de torques. [Elaboración propia] | 70 |
| Tabla 3.30 Factores de servicio de la caja reductora. [Elaboración propia] | 71 |
| Tabla 3.31 Componentes de la troqueladora. [Elaboración propia] | 74 |
| Tabla 3.32 Propiedades dinámicas del mecanismo de corte. [Elaboración propia] | 74 |
| Tabla 3.33 Costo desglosado de la máquina. [Elaboración propia] | 78 |
| Tabla 3.34 Costos de operación anuales de la troqueladora. [Elaboración propia] | 79 |
| Tabla 3.35 Comparación de costos de operación. [Elaboración propia] | 79 |
| Tabla 3.36 Inversión requerida. [Elaboración propia] | 79 |
| Tabla 3.37 Costo unitario de producción de los discos de malla. [Elaboración propia] .. | 80 |
| Tabla 3.38 Flujo de caja del proyecto de venta de filtros. [Elaboración propia] | 81 |
| Tabla 3.39 Resultados del proyecto. [Elaboración propia] | 82 |

ÍNDICE DE PLANOS

| | | |
|---------|--|-----|
| PLANO 1 | Ensamble final..... | 138 |
| PLANO 2 | Eje excéntrico..... | 139 |
| PLANO 3 | Partes de la estructura..... | 140 |
| PLANO 4 | Estructura..... | 141 |
| PLANO 5 | Carnero..... | 142 |
| PLANO 6 | Placa base..... | 143 |
| PLANO 7 | Vista en explosión de la troqueladora..... | 144 |
| PLANO 8 | Eje de transmisión..... | 145 |
| PLANO 9 | Barra conectora..... | 146 |

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

Una empresa de Guayaquil utiliza polietileno reciclado para la fabricación de productos plásticos para el agro mediante el proceso de extrusión. Al tratarse de material posconsumo, este se encuentra combinado con una variedad de impurezas y contaminantes que pueden ir desde otros plásticos, piedras y arena, hasta trozos metálicos. Para poder reducir el nivel de contaminantes del material que ingresan a los productos, se emplean mallas de acero tejido; generalmente de acero inoxidable para evitar problemas con el óxido durante el almacenamiento.

Estos elementos tienen forma de disco y se colocan entre la salida del tornillo de la extrusora y la entrada del cabezal en arreglos específicos según su grosor llamados paquetes de filtrado, siendo el más comúnmente aplicado el que coloca las mallas más finas entre las capas de malla gruesa, que es el que utilizan actualmente en la empresa para el proceso. Estos discos de malla se colocan sobre lo que se conoce como plato rompedor el cual las aloja y las fija en su lugar mediante la presión que el mismo fluido de plástico ejerce. (Whelan & Dunning, 1988)

Las mallas consisten en un trenzado de alambres con diámetros específicos los cuales resisten la corrosión. En ciertos casos poseen recubrimientos para aumentar dicha resistencia. Además, para la fabricación de las mallas se escoge el tipo de trenzado que se requiera en diversas aplicaciones como lo son algunos ejemplos la malla cuadrada, la malla alargada en largo, la malla alargada en ancho y la malla cerrada, siendo este último tipo el más comúnmente recomendado para el proceso de extrusión. Es posible producir mallas mediante una hilandería metálica o por medio de una prensa.

La filtración con este tipo de mallas se aplica en laboratorios, construcciones, industrias, talleres y demás. Este proceso consiste en separar elementos sólidos de un fluido. El tamaño de los orificios de la malla indica el tamaño de las partículas que pueden atravesar el filtro. Estas mallas además de limpiar el flujo de material que ingresará al molde de extrusión, también cumplen una función de elevar la

contrapresión dentro del tornillo, que es la presión que se ejerce desde el molde en contra del flujo del material, lo que mejora la homogeneización de la mezcla dentro del tornillo.

Las mallas usadas vienen en rollos con un ancho de alrededor de 1 m y un largo de 30 metros, con una variedad de calibres para los hilos que definen el espesor de la malla y dependiendo del número de hilos por pulgada desde 20 hasta 150 o más para la malla cuadrada que definen que tan finas son, por lo que; una malla 20 es gruesa, de 20 a 40 es intermedia y 80 a 150 se trata de un mallado fino. Por otra parte, para la malla cerrada se especifican dos cantidades de hilos por pulgada, ya que esta posee hilos de mayor grosor en la dirección horizontal.

Dado que no se comercializan las mallas cortadas sino solo los rollos, estos deben de ser cortados en forma de discos como se mencionó previamente. El consumo de estos discos filtrantes en la empresa varía según el proceso. El mayor consumo se encuentra en el proceso de peletizado, para el cual se cambian los paquetes de filtrado de 2 discos cada 10 minutos aproximadamente por lo que se utilizan mensualmente alrededor de 3000 a 3500 discos de malla para la venta del peletizado y 1500 discos para el peletizado para tubería que utiliza un filtrado menos estricto.

Estos filtros son cortados de forma manual, esto presenta pérdidas y no garantiza una utilización óptima del rollo de malla, ni que el producto final tenga siempre la medida requerida. Por estas razones, se propone la implementación de un sistema automatizado para la obtención de los discos de malla utilizando una máquina troqueladora.

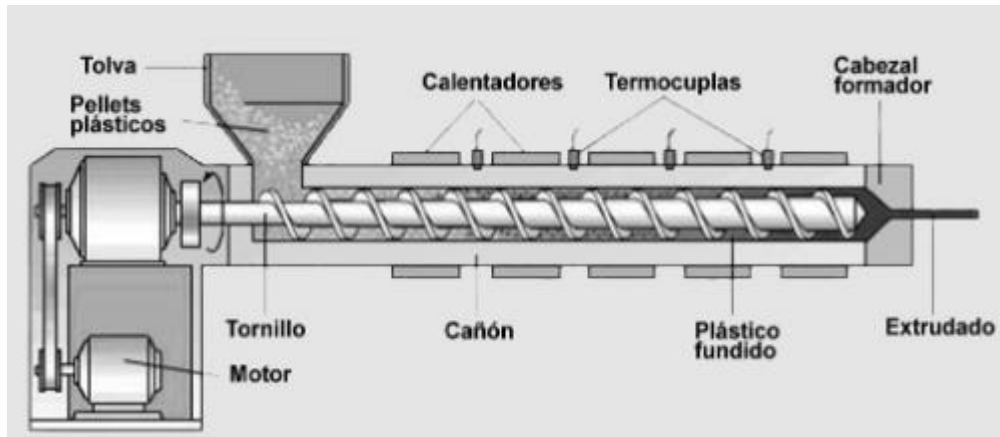


Figura 1.1 Elementos en el proceso de extrusión [Ojeda, 2011]



Figura 1.2 Filtros y plato rompedor [Ojeda, 2011]

1.1 Descripción del problema

Actualmente, una empresa de Guayaquil no dispone de un sistema automático de corte, el cual se utiliza para elaborar filtros usados en la producción de pellets de polietileno reciclado a partir de rollos de malla de acero inoxidable, esto representa una pérdida de tiempo y mano de obra al cortarlos de forma manual con tijeras para acero.

1.2 Justificación del problema

Con el procedimiento actual, la empresa requiere mayor mano de obra y tiempo, afectando así la productividad. Para obtener los filtros de extrusión, se necesita cortar 6 rollos de 30 metros de largo de malla de acero inoxidable mensuales. El corte toma aproximadamente 5 horas por rollo de donde se obtienen 332 discos de 180 mm de diámetro. Adicionalmente, se debe considerar aspectos ergonómicos, por lo que el realizar el corte de filtros de forma manual representa

un riesgo de lesiones o irritaciones en las manos para cuatro de los trabajadores que rotan para realizar esta actividad dado el tiempo que deben emplear realizando una actividad de forma repetitiva, además del manejo de una herramienta cortopunzante.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar una máquina troqueladora automatizada con moldes intercambiables para la obtención de discos de filtros de malla de acero inoxidable para extrusión.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Crear un diseño conceptual de una máquina que permita resolver el problema presente.
2. Diseñar los elementos y componentes mecánicos para realizar la transmisión de potencia.
3. Modelar el funcionamiento del equipo usando software CAD/CAE.
4. Realizar análisis de costos de la implementación de la máquina.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Filtración con mallas de acero inoxidable

1.4.1.1 Propiedades del material de la malla

Los filtros usados son de malla AISI 316, el cual es un acero inoxidable endurecido en frío debido a que es austenítico no magnético en estado recocido. Este posee molibdeno incrementando la resistencia a la corrosión. (United Performance Metals, 2019)



Figura 1.3 Rollos de malla de acero [Sueiro Telas Metálicas, 2020]

1.4.1.2 Producción de pellets

En el proceso de la extrusión de plásticos el sistema cuenta con los filtros mencionados. La extrusión consiste presionar un material termoplástico para que este adquiera la sección transversal del orificio por el cual atraviesa. En este proceso el polímero se funde debido al calor liberado cuando el material vence la fricción interna y comienza a deformarse. Posteriormente, el flujo de plástico pasa por un plato rompedor donde se encuentran los filtros, estos retienen partículas y grumos que se encuentran en el producto. Además, mejoran la calidad del fundido. (Wagner et al., 2014)

1.4.2 Teoría del troquelado

El troquelado es el conjunto de operaciones mediante las cuales se somete una pieza de trabajo a ciertas transformaciones a fin de obtener una pieza con una forma geométrica deseada. (Boljanovic, 2004)

Las operaciones se subdividen en:

- a) Corte o Perforado (se realiza generalmente en frío)
- b) Doblado y/o Curvado (se realiza generalmente en frío)
- c) Embutido (puede realizarse en frío o en caliente)

En el caso de este trabajo la operación que se lleva a cabo es la de corte o perforado para la obtención de los filtros.

1.4.3 Mecanismo del perforado

Los procesos de perforado son utilizados para cortar materiales con precisión en cualquier forma mediante el uso de moldes. En este proceso de manufactura la pieza de trabajo cortada es considerada desperdicio, mientras que el material que se remueve es considerado el producto final. Las herramientas de corte o moldes se componen de dos partes básicas: el punzón y la matriz. Por otra parte, las variables principales en este proceso son (Alta & Tekkaya, 2002):

- La fuerza de corte

- La velocidad de perforado
- La superficie y los materiales del punzón y matriz
- La condición de los filos cortantes del punzón y matriz
- La tolerancia que exista entre el punzón y la matriz

Existen tres fases en el proceso de perforado:

La primera fase, o la fase elástica, en la cual el material de trabajo es comprimido y ligeramente deformado entre el punzón y la matriz, sin embargo, los esfuerzos y deformación no exceden el límite elástico. La segunda fase, o la fase plástica, el material es empujado aún más por el punzón y se deforma plásticamente en el borde entre los filos cortantes de la herramienta de corte. Culminando esta fase, los esfuerzos llegan hasta un valor que es igual a la resistencia al cortante del material (Boljanovic, 2004).

En la fase final, la deformación en el material alcanza el límite de fractura. Se forman fisuras que comienzan desde los filos cortantes del punzón y la matriz y que pasan de micro-fisuras a macro-fisuras, seguidas de la separación de las partes de la pieza de trabajo. Pequeñas rebabas aparecen en los bordes de la pieza de trabajo y el producto final obtenido. La calidad de los bordes que se obtiene tras el proceso depende mayoritariamente de la tolerancia que exista entre el punzón y la abertura de la matriz. (Vukota et al., 2005)

1.4.3.1 Tolerancia entre el punzón y la abertura de la matriz

Una correcta selección de este valor permite que las fracturas comiencen idealmente en el filo cortante, tanto del punzón como de la matriz. Las fracturas procederán a encontrarse entre ellas dando como resultado un corte con apariencia limpia. Por lo tanto, para un corte óptimo, un correcto espacio es necesario y a su vez este se encuentra en función del tipo, espesor y tratamiento térmico del material (Subramonian et al., 2013).

Este espacio también influye en los tamaños del agujero o de la pieza que se desprende, según sea el caso. El tamaño del punzón controla el tamaño del agujero, mientras que el tamaño de la apertura de la matriz controla el tamaño de la pieza que es desprendida. La pieza removida será cortada con un tamaño correcto cuando el punzón es fabricado con el tamaño deseado menos la tolerancia adecuada, mientras que un agujero será del tamaño correcto cuando la matriz es fabricada al tamaño deseado más la tolerancia adecuada (Tschaetsch, 2006).

1.4.3.2 Fuerzas en el perforado

El corte durante el perforado es producido debido a la fuerza de corte generada por la prensa y transmitida a la pieza de trabajo a través del punzón y la matriz. Esta fuerza puede ser calculada para herramientas con filos de corte paralelos como también aquellas que tienen filos de corte en ángulo y se estima a partir del perímetro de la figura a cortar, el espesor y la resistencia al cortante del material. Existen otras variables como espesores irregulares, fricción entre las interfaces de corte y filos de corte sin afilar que pueden incrementar la fuerza necesaria hasta en un 30%. (Boljanovic, 2004)

La zona de corte compartida es sometida a fisuras, deformación plástica y fricción, factores que afectan la curva de fuerza vs penetración que puede llegar a tener distintas formas. A continuación, se muestra una curva típica para material dúctil.

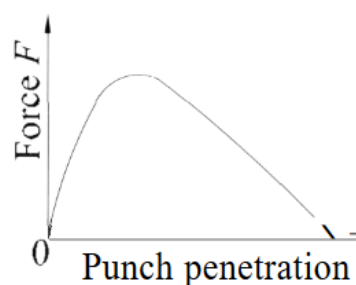


Figura 1.4 Fuerza vs penetración [Boljanovic, 2004]

La fuerza requerida para el proceso de perforado se puede reducir si existen bordes biselados en el punzón, matriz o ambos. En el caso particular del perforado, se debería utilizar esta configuración. La altura del bisel y el ángulo de

corte dependen directamente del espesor del material. El aumento en el ángulo de corte también incrementa las deformaciones por lo que puede causar alteraciones en el producto final tras el corte. (Schuler, 1998)

1.4.3.2.1 Fuerza de corte

Para la fuerza de corte, (Klingenberg & Singh, 2005) derivaron la siguiente expresión para el cálculo de la fuerza en el troquelado en función de la posición del troquel.

$$F(d) = \psi(d)\pi D_p \tau_s (h_o - d) \quad (1.1)$$

Donde:

D_p = diámetro del troquel

τ_s = esfuerzo cortante

h_o = espesor inicial

d = profundidad de penetración

$\psi(d)$ = factor de flexión en función de la carrera

1.4.4 Matriz de corte y troquel

Las matrices de corte pueden ser simples, combinadas o compuestas. Un troquel simple incluye una operación en cada accionamiento. Un troquel combinado es un troquel de estación única en el que las operaciones de corte y no corte se realizan con una sola pulsación. Un troquel compuesto es un troquel de estación única en el que se realizan dos o más operaciones de corte en cada golpe de prensa. Las matrices y punzones están hechas de diversas aleaciones de acero.

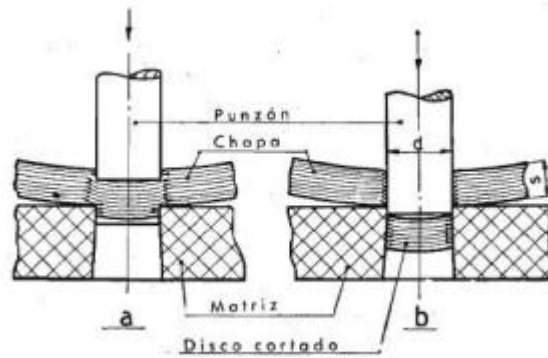


Figura 1.5 Elementos en el troquelado [Boljanovic, 2004]

La matriz o bloque de troquel es un componente de construcción que alberga la abertura y recibe golpes. Los perfiles de apertura del troquel dependen del propósito y la tolerancia requerida de la pieza de trabajo. Para permitir que el borde de un bloque de matriz se pueda seguir afilando, la altura del bloque de matriz debe ser mayor que el grosor de la pieza de trabajo. El perfil de apertura de troquel más simple es el cilindro. Este tipo de perfil se usa para hacer piezas relativamente grandes. Con este perfil, después de cortar la pieza, se empuja hacia arriba y lejos de la matriz (Stanley, 1919).

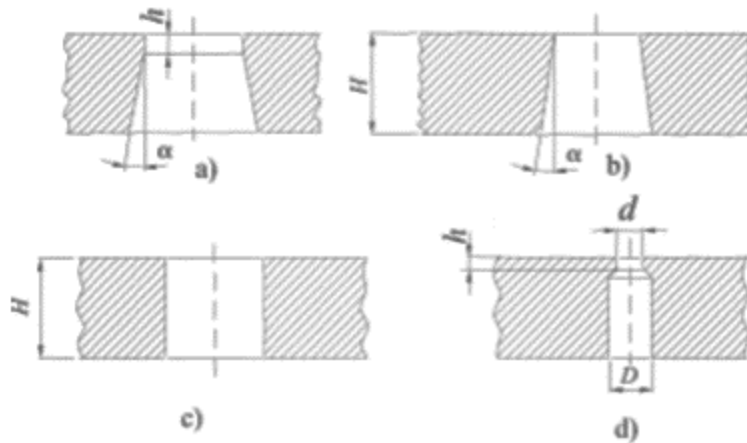


Figura 1.6 Tipos de perfil de apertura de troquel [Boljanovic, 2004]

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

Previo a la selección de la alternativa idónea para realizar el diseño se realizaron distintas actividades con la finalidad de generar un proceso de decisión óptimo. Este proceso se describió en los puntos siguientes de este capítulo e involucran el planteamiento de las restricciones de diseño obtenidas a partir de los deseos y necesidades de la empresa, una casa de la calidad (Dieter, 2009), la elaboración de una matriz de decisión en base a las alternativas conceptuales de diseño y la selección de un diseño que abarque y cumpla de la mejor manera los requerimientos anteriormente planteados.

Las restricciones se obtuvieron directamente de los datos proporcionados por la empresa y de las observaciones hechas dentro de la misma. A partir de esto se determinaron los valores objetivos para las variables técnicas del equipo, además del tipo de comportamiento para cada uno. También se establecieron las variables cualitativas que la máquina deberá cumplir.

Estos requerimientos funcionales y de la empresa, una vez determinados, son utilizados como base para la construcción de la casa de la calidad, la cual provee información clave acerca de que requerimientos son los más importantes en el caso específico de este análisis y es un paso indispensable para la elaboración de la matriz de decisión. Esta herramienta relaciona los deseos del cliente con los requerimientos funcionales del equipo bajo un sistema de ponderación.

Basados en un análisis de las máquinas disponibles en el mercado y, a su vez, de las tecnologías más ampliamente utilizadas en ellas, se generaron los diseños de concepto para los componentes del equipo que se determinaron más críticos. Se analizó principalmente el tipo de accionamiento del equipo y el mecanismo que utilice éste para realizar el corte. Se establecieron tres alternativas para cada uno que podrían ser combinadas para obtener el diseño final. Tomando estas alternativas, se realizó una matriz de decisión para determinar la mejor

combinación para la aplicación planteada. En base a la combinación elegida de accionamiento y mecanismo de corte, se realizó el diseño de forma del equipo,

2.1 Posibles métodos de solución

Existen varios métodos que solucionan el problema mencionado. Estos sistemas actuales varían en el tipo de mecanismo de corte que poseen. Se encontraron las siguientes categorías de corte:

2.1.1 Térmico

Este proceso involucra calor para fundir el material que se desea cortar.

- **Oxicorte**

Es una técnica que remueve metal mediante una reacción química entre el metal y el oxígeno, esto se produce a altas temperaturas por medio de una llama de gas combustible y comburente. (ESAB Welding and cutting products, 2006)

Ventajas:

- Baja inversión inicial.
- Corta grandes espesores.
- Permite trabajar sin electricidad.

Desventajas:

- Para cortar acero inoxidable se debe usar adicionalmente varillas de aportación que provoquen combustión.
- Baja velocidad de corte
- El calor afecta al material alrededor de la línea de corte, lo que afecta las propiedades mecánicas de esa zona.
- Tiempo de precalentamiento.

- **Plasma**

Este proceso consiste en un arco que se produce entre un electrodo y la pieza que se desea cortar. El plasma es un conductor gaseoso que se obtiene cuando el gas se calienta con un arco eléctrico y atraviesa un orificio disminuyendo su sección.

Ventajas:

- No necesita precalentamiento.
- Baja fuerza de sujeción del material.
- Velocidades de corte superiores.
- Compactación calorífica en la zona de corte.

Desventajas:

- Riesgo eléctrico.
- Más costoso.
- Generación de polvo y ruido.

- **Láser**

Consiste en concentrar un haz de luz en la superficie que se desea cortar. El rayo láser penetra el material debido a que lo calienta hasta derretirse o vaporizarlo. (Miyamoto & Maruo, 1991).

Ventajas:

- Trabaja con muchos tipos de materiales.
- Alta precisión.
- Cortes limpios.

Desventajas:

- Se debe trabajar en ambientes ventilados debido a los gases del material cortado.
- Alta inversión inicial y consumibles costosos.
- No corta materiales reflejantes.
- Vida útil corta

2.1.2 Erosivo

Este proceso involucra agentes naturales.

- **Corte por chorro de agua**

Se realiza mediante agua a alta presión a través de un pequeño orificio para generar altas velocidades. El material por trabajar se erosiona produciendo el corte.

Ventajas:

- El material no se afecta térmicamente.

- Permite trabajar con materiales no conductores.
- No produce polvo ni humo.

Desventajas:

- Bajas velocidades de corte.
- Se pierde energía al aumentar la profundidad.
- Contacto directo con el agua.

2.1.3 Mecánico

Los sistemas mecánicos involucran fuerzas físicas. El trabajo de corte se produce mediante la aplicación de esfuerzos por medio de herramientas hasta lograr que el material llegue al punto de fractura.

Ventajas:

- Mayor velocidad de producción.
- Producción en masa.
- Fácil mantenimiento y de bajo costo.
- Precisión de repetición

Desventajas:

- Altos valores de fuerza cortante debido al trabajo en frío.
- Manufactura de la herramienta de corte.
- Trabaja con formas simples.
- Ruido

Para el presente proyecto, el proceso de corte escogido es un sistema mecánico, como muestra la matriz de decisión en el apéndice D. Debido a que, de los diferentes mecanismos presentados en esta sección, el sistema mecánico sigue siendo una opción más viable para este caso. Este sistema presenta menor costo, alta producción, fácil mantenimiento y precisión en el corte.

2.2 Restricciones del diseño

2.2.1 Restricciones del cliente

Según las especificaciones del cliente se obtuvieron las siguientes características y parámetros técnicos del equipo.

El equipo debe contar con:

- Dimensiones establecidas según las instalaciones del cliente.
- Fácil instalación, operación y mantenimiento.
- Eficiencia productiva y energética.
- Cumplimiento de normas de seguridad pertinentes.
- Parámetros técnicos adecuados para las necesidades de la planta.
- Apariencia estética.
- Costo global económico.

2.2.2 Restricciones técnicas

A continuación, se presenta una tabla con las restricciones técnicas basadas en los requerimientos generales de la empresa.

Tabla 2.1 Requerimientos técnicos [Elaboración propia]

| Requerimiento | Valor |
|---------------------------------------|---------------------|
| Diámetro del corte máximo | 180 mm |
| Ancho del material | 400 mm |
| Apertura de corte | 1200 mm |
| Dimensiones mínimas del área de corte | 600 x 200 mm |
| Golpes por minuto | 100 |
| Inversión total | < \$25000 |
| Energía requerida | < 25 kW |
| Espesor máximo del material | 1.2 mm |
| Dimensiones del equipo | < 3000x2500x2000 mm |
| Vida útil | 10 años |

2.3 Casa de la calidad

Se construyó la casa de la calidad, como se muestra en el apéndice A, estableciendo una relación ponderada entre los deseos del cliente con los parámetros técnicos necesarios para el funcionamiento de la máquina.

2.4 Diseños de concepto

En las troqueladoras, se identificaron principalmente cinco sub-mecanismos: accionamiento, corte, control, movimiento y estructura.

2.4.1 Estructura

Tabla 2.2 Comparación del tipo de estructura [Elaboración propia]

| Tipo C | Tipo H |
|--------------------------------------|-----------------------------------|
| Más económica | Más costosa |
| Mayor área de trabajo | Mayor rigidez |
| Fuerzas permisibles de 10 a 250 ton. | El rango de fuerzas es más grande |
| Desviación a lo largo del tiempo | Mayor vida útil de la herramienta |
| Menor precisión | Mayor precisión |

2.4.2 Accionamiento

Actualmente, en el mercado existen tres sistemas de accionamiento para troqueladoras que son los más ampliamente utilizados y se explican a continuación.

Servomotores: Un sistema relativamente nuevo que llama mucho la atención a los fabricantes de este tipo de máquinas. Este sistema emplea servomotores acoplados directamente al sistema de corte. Permiten un control del recorrido y de la fuerza de corte y generalmente son más eficientes energéticamente que su contraparte hidráulica y sus antecesores de volante y embrague. (Osakada et al., 2011)

Electrohidráulico: Estos sistemas funcionan de manera similar a los puramente hidráulicos con la diferencia de que utilizan electroválvulas que se enlazan al sistema de control del equipo para regular la fuerza y recorrido del corte. Consiste en accionar el corte mediante fluido hidráulico (aceite) enviado a presión mediante una bomba hacia un pistón conectado al troquel. Estos sistemas, regulan el corte mediante válvulas que permiten o evitan el paso del fluido hacia el sistema de corte de forma similar a un interruptor. (Kumar & Prashanth, 2017)

Volante y embrague: En su construcción y funcionamiento son similares a los que utilizan servomotores ya que ambos son parte de las troqueladoras mecánicas, sin embargo, estos utilizan un motor convencional y necesitan de un volante y embrague para realizar los cortes intermitentes. (Vukota et al., 2005)

2.4.3 Mecanismo de corte

Troquel Rotacional: Las troqueladoras rotativas poseen troqueles cilíndricos y una prensa rotativa. Por lo general, en estos sistemas se alimenta a la estación de troquelado de la prensa, que contiene el sistema de cilindros que giran en direcciones opuestas a lo largo de sus ejes horizontales.

En comparación con otros tipos de troquelado, este ofrece producción de alto volumen, tiempos de respuesta rápidos, alta precisión, baja cantidad de material sobrante y fácil intercambio de troquel. Estos beneficios se deben a la presión constante y continua, la alimentación y el mecanismo de rotación. Cabe recalcar que este tipo de troquel puede no ser apropiado para todas las aplicaciones, este presenta restricciones de tamaño, proporcionan presiones más bajas y son más costosos. (Hoffmann et al., 1999)

Troquel tipo prensa: Los troqueles convencionales se componen por un solo mecanismo de corte accionado ya sea hidráulica o mecánicamente. Para realizar el corte, la herramienta a utilizar se coloca directamente debajo del actuador de la máquina y este la empuja contra la pieza de trabajo. Estos equipos se basan en la tecnología CNC para realizar cortes de distintas formas y en distintos lugares. El mecanismo de corte es estacionario mientras que la pieza de trabajo es asegurada mediante prensas hidráulicas auxiliares y desplazada según sea necesario. (Schuler, 1998)

2.4.4 Alternativas de solución

2.4.4.1 Alternativa 1

La primera alternativa consiste en una troqueladora tipo prensa accionada por un servomotor y con una estructura tipo H. Se considera la entrada para una malla de 400 mm de ancho y un troquel de 180 mm de diámetro. La mesa que sostiene el material es móvil y el cabezal con el troquel es estático.

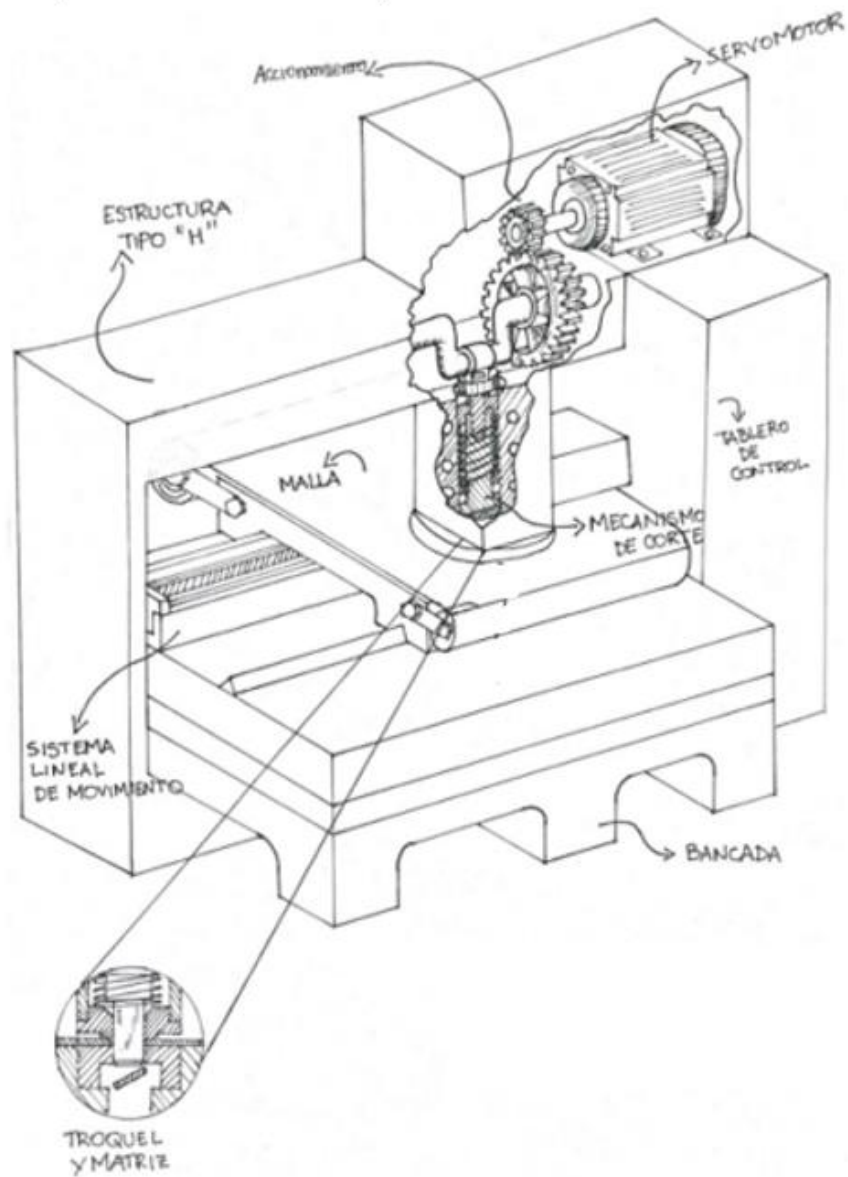


Figura 2.1 Alternativa 1: Troquel tipo prensa con servomotor y estructura tipo H.

[Elaboración propia]

2.4.4.2 Alternativa 2

La segunda alternativa consiste en una troqueladora tipo prensa accionada por un sistema electrohidráulico y una estructura tipo C.

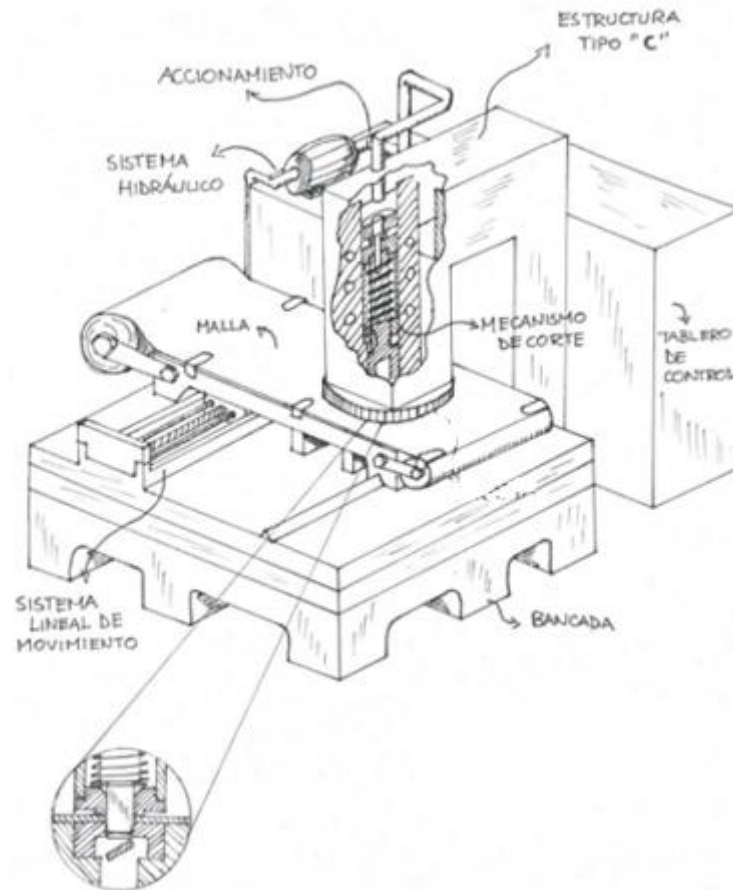


Figura 2.2 Alternativa 2: Troquel tipo prensa con accionamiento hidráulico y estructura tipo C. [Elaboración propia]

2.4.4.3 Alternativa 3

La última alternativa consiste en una troqueladora rotativa accionada por un servomotor y una estructura tipo H.

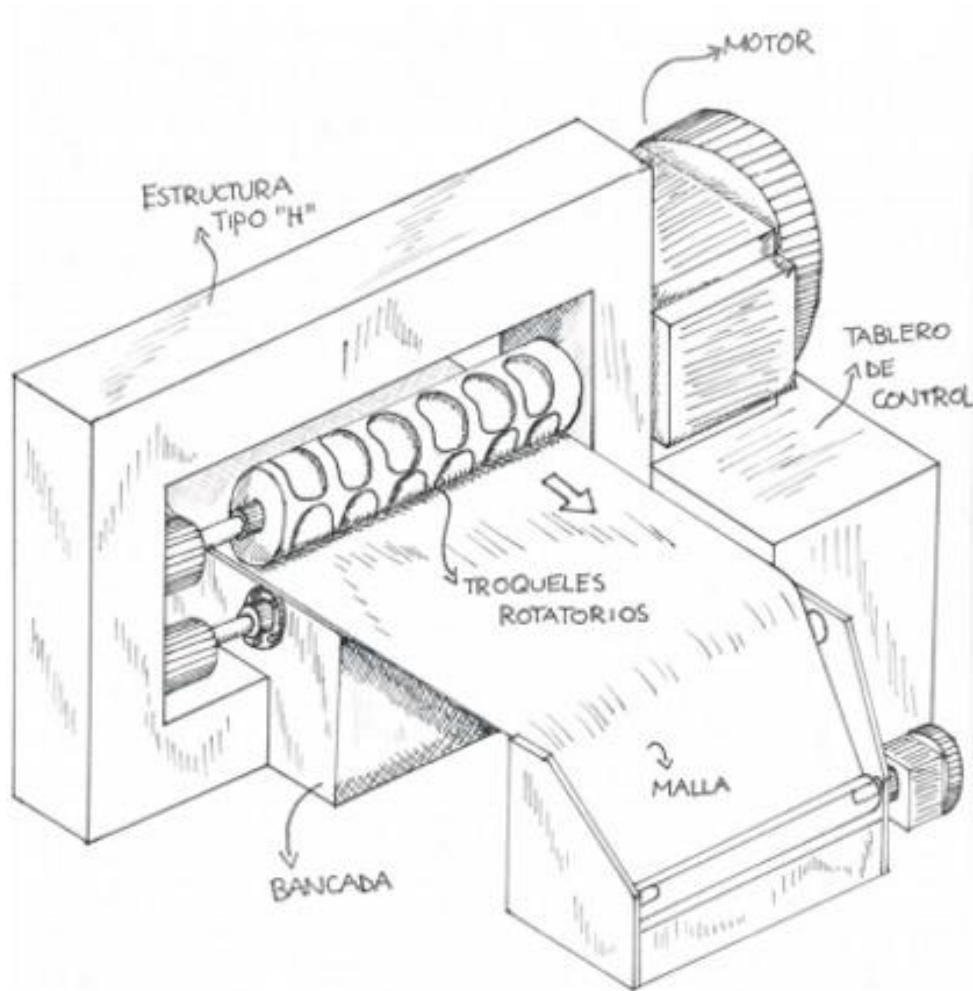


Figura 2.3 Alternativa 3: Troquel rotativo con servomotor y estructura tipo H.
[Elaboración propia]

2.5 Matriz de decisión

Cada matriz conlleva los parámetros importantes para ser analizados según el mecanismo, además, se otorgó un valor a cada parámetro según la relevancia. Finalmente, la calificación va del 1 al 3 siendo 1 el de menor peso.

2.5.1 Accionamiento

Tabla 2.3 Matriz de decisión para el accionamiento. [Elaboración propia]

| PARÁMETROS | Costo | Capacidad de producción | Consumo eléctrico | Mantenimiento | Vida útil | TOTAL % |
|--------------------|-------|-------------------------|-------------------|---------------|-----------|---------|
| Ponderación % | 40 | 5 | 25 | 20 | 10 | 100 |
| Servomotor | 2 | 3 | 2 | 3 | 3 | 235 |
| Electrohidráulico | 1 | 2 | 1 | 2 | 2 | 135 |
| Volante y embrague | 2 | 2 | 1 | 3 | 3 | 205 |

2.5.2 Mecanismo de corte

Tabla 2.4 Matriz de decisión para el mecanismo de corte. [Elaboración propia]

| | Ponderación % | Opción 1 | Opción 2 | Opción 3 |
|-------------------------|---------------|----------|----------|----------|
| Costo | 40 | 3 | 2 | 1 |
| Instalación | 10 | 2 | 2 | 3 |
| Mantenimiento | 25 | 2 | 1 | 2 |
| Capacidad de Producción | 10 | 2 | 2 | 3 |
| Eficiencia | 15 | 3 | 2 | 2 |
| Total % | 100 | 255 | 175 | 180 |

2.5.3 Estructura

Tabla 2.5 Matriz de decisión para la estructura. [Elaboración propia]

| | Ponderación % | Tipo h | Tipo c |
|-----------------------------|---------------|--------|--------|
| Costo | 30 | 1 | 2 |
| Mantenimiento | 20 | 2 | 1 |
| Capacidad de producción | 10 | 2 | 1 |
| Vida útil de la herramienta | 25 | 2 | 1 |
| Precisión | 15 | 2 | 1 |
| Total % | 100 | 170 | 130 |

2.6 Selección y Diseño de detallado

Mediante el análisis realizado previamente junto con los requerimientos y las matrices de decisión, se obtuvo que la opción 1, mostrada en la figura 2.1, fue la

mejor alternativa para este proyecto. El mecanismo consiste en una estructura tipo H, accionada con servomotor y con un sistema de corte tipo prensa.

Es necesario establecer el flujo de los componentes del mecanismo que se van a diseñar y seleccionar:

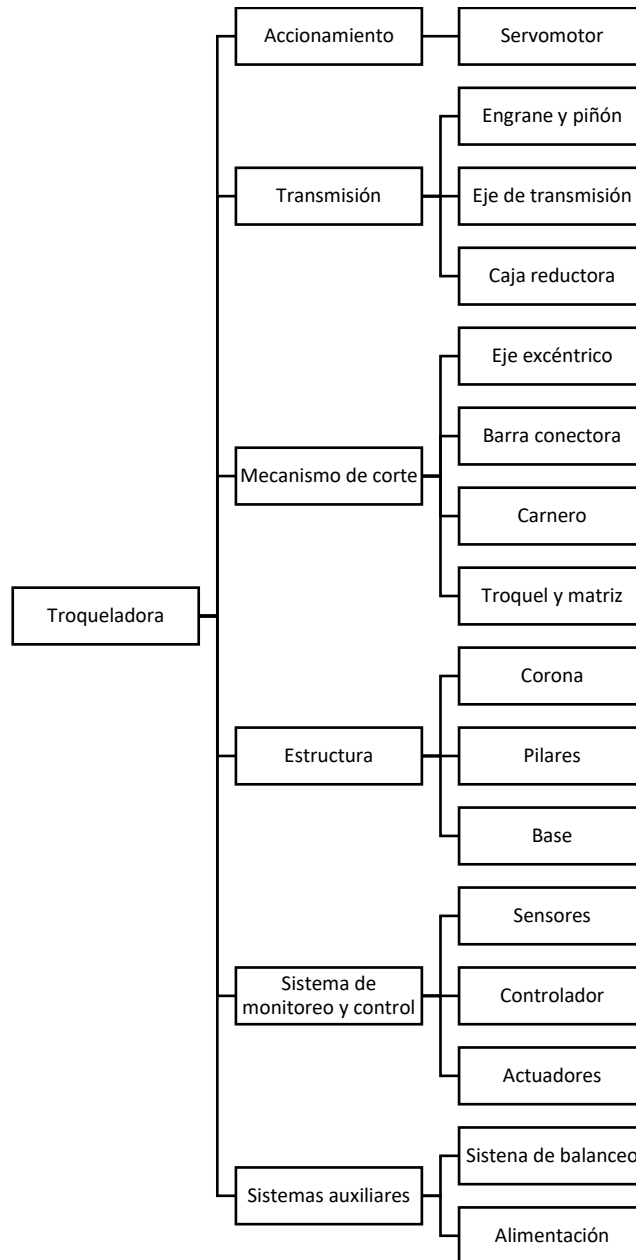


Figura 2.4 Mapa conceptual de componentes. [Elaboración propia]

2.6.1 Diseño del mecanismo

Los elementos que se diseñaron para el mecanismo son: eje excéntrico, barra conectora, carnero, engrane, piñón, sistema de balanceo, alimentación y eje de transmisión. Además, se seleccionaron los rodamientos, caja reductora y el motor.

El método para realizar los cálculos fue utilizar los programas Matlab y Excel, mientras que estos se complementan con simulaciones y dibujos CAD. Las siguientes figuras muestran un diseño de forma un poco más detallado de la máquina, los componentes principales del mecanismo y el funcionamiento esperado.

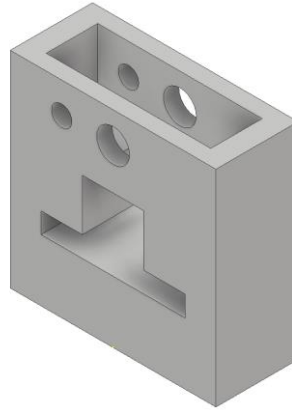


Figura 2.5 Diseño de forma de la estructura. [Elaboración propia]

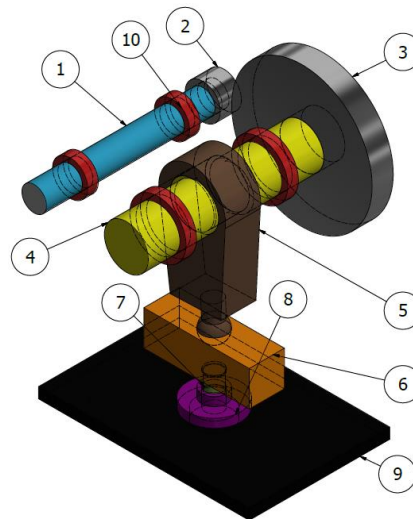


Figura 2.6 Componentes del mecanismo de corte. [Elaboración propia]

En base a referencias de otros diseños de troqueladoras en el mercado como (Komatsu) o (Schuler) se ideó el diseño de forma de la figura 2.5, en la figura 2.6 se presentan los componentes del mecanismo. La potencia del motor se entrega tras una caja reductora al eje de transmisión (1) que a su vez la pasa al tren de engranes (2 y 3) que transmite el movimiento al eje excéntrico (4) que es el

encargado de producir el movimiento alternante de corte que se observa en la parte derecha de la figura 2.7. El eje excéntrico se encuentra unido al carnero (6) por medio de la barra conectora (5). La parte superior de la herramienta de corte (7) se sujeta al carnero, mientras que la parte inferior (8) se coloca sobre una placa base (9) que sirve de soporte y se encuentra unido a la estructura. Los ejes giran libremente sobre rodamientos (10) que se encuentran colocados en la estructura como se ve en la figura 2.5.

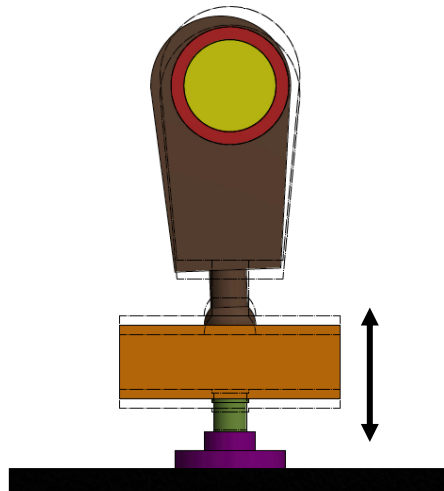


Figura 2.7 Funcionamiento esperado del mecanismo. [Elaboración propia]

Tabla 2.6 Metodología de diseño para componentes de la troqueladora.

Se presentan las herramientas que se usarán en este proyecto para el diseño del componente. [Elaboración propia]

| Componente | Herramientas para el diseño |
|---------------------------------|--|
| Sistema de transmisión | <ul style="list-style-type: none"> • Definición de la relación de velocidad • Análisis dinámico • Análisis de falla en engranes • Procedimiento de selección de reductor |
| Eje excéntrico y de transmisión | <ul style="list-style-type: none"> • Análisis cinemático del mecanismo • Diseño de la transmisión • Análisis de falla en ejes |
| Elementos estructurales | <ul style="list-style-type: none"> • Representación en CAD • Determinación de la fuerza de corte • Análisis de elementos finitos • Norma ASME B5.61-2003 |
| Barra conectora | <ul style="list-style-type: none"> • Análisis de falla por compresión |
| Rodamientos | <ul style="list-style-type: none"> • Diseño de los ejes • Procedimiento de selección de rodamientos |
| Alimentación | <ul style="list-style-type: none"> • Análisis del corte a realizar • Diseño de tornillo de potencia • Selección de motores |
| Sistema de balanceo | <ul style="list-style-type: none"> • Estimación de masas en Autodesk Inventor • Procedimiento de selección de cilindros neumáticos |
| Troquel y matriz | <ul style="list-style-type: none"> • Diseño de forma |
| Motores | <ul style="list-style-type: none"> • Diseño de componentes del mecanismo • Estimación de inercias en Autodesk Inventor • Procedimiento para selección de servomotor |

Los detalles necesarios para la realización de los diferentes análisis requeridos y el procedimiento para la selección del servomotor se presentan en las siguientes secciones de este capítulo. En el caso del procedimiento de selección de los rodamientos éste se encuentra explicado en detalle en el apéndice B, mientras que el procedimiento para el reductor y la alimentación se encuentran en el apéndice D y H. La metodología para el dimensionamiento del sistema de balanceo se encuentra explicado en el apéndice F.

En base a la tabla 2.5 y los puntos anteriores de este capítulo, el procedimiento general para el diseño de la máquina se muestra en el siguiente diagrama:

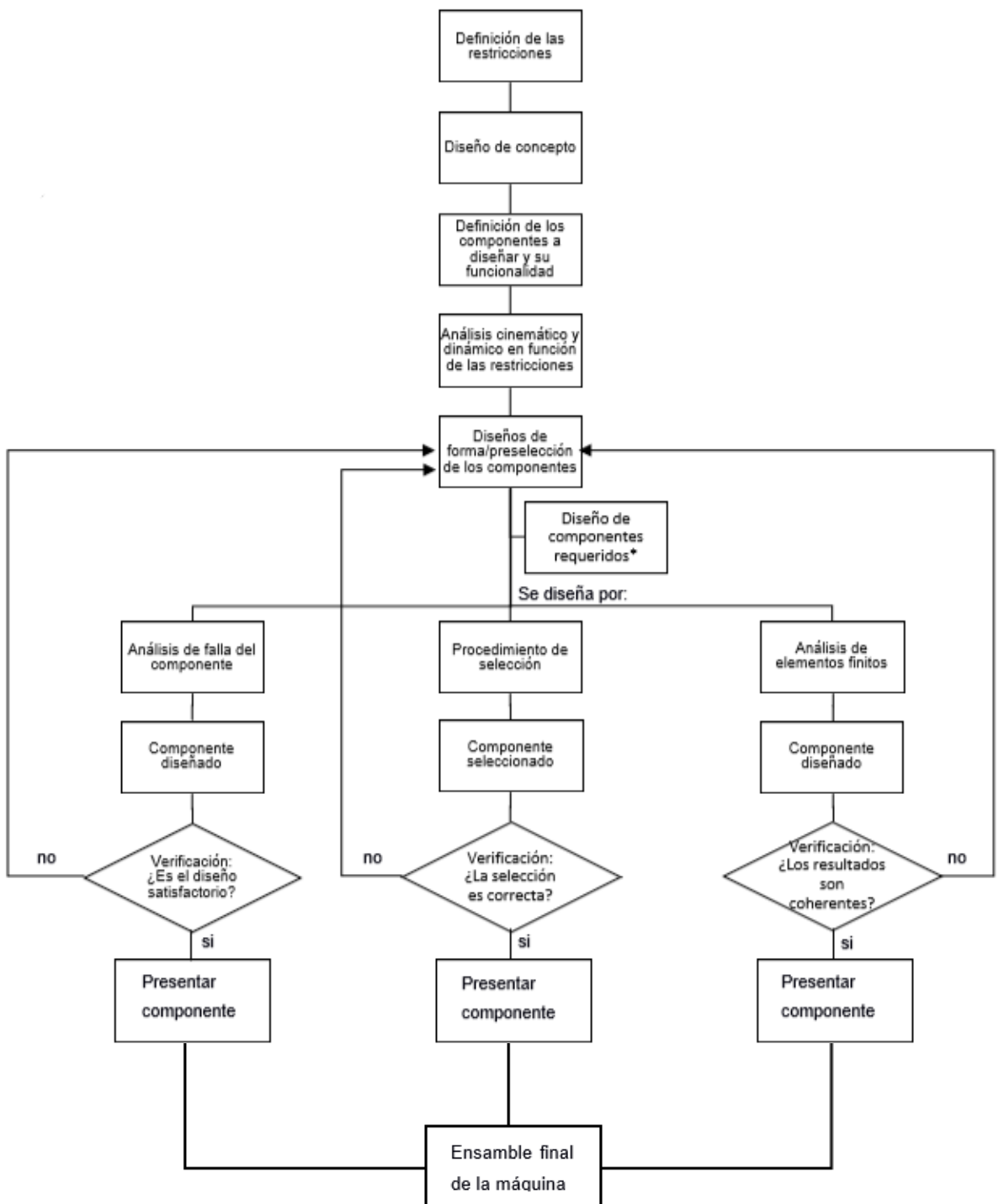


Figura 2.8 Diagrama de flujo del proceso de diseño. [Elaboración propia]

**En caso de requerirse de datos de otros componentes estos se deberán diseñar previamente.*

2.6.1.1 Análisis Cinemático para el diseño de la máquina

El sistema consiste en un mecanismo biela-manivela-corredera. Como se puede apreciar en la figura, se establecieron las variables y constantes para expresar las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración. (Norton, 2013)

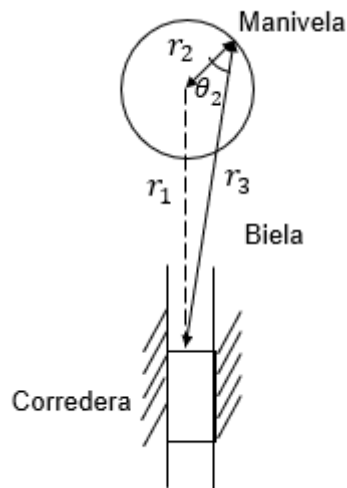


Figura 2.9 Mecanismo de Corte. [Elaboración propia]

Para la posición se tiene:

$$r_1 = r_2 + r_3 \quad (2.1)$$

Donde:

r_1 = distancia entre el eje de rotación del eje excéntrico y el carnero (corredera)

r_2 = excentricidad del eje (manivela)

r_3 = dimensión de la barra conectora (biela)

Se gira el mecanismo 90° a la izquierda para el análisis de manera r_1 se alinea con la horizontal.

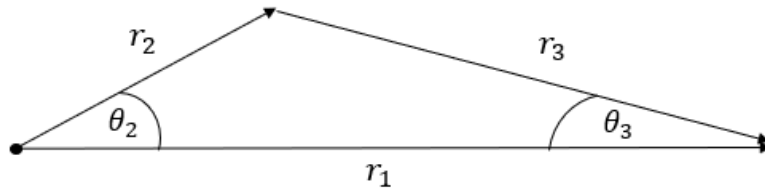


Figura 2.10 Esquema del mecanismo de corte. [Elaboración propia]

$$r_1 \cos \theta_1 = r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 \quad (2.2)$$

$$r_1 \sin \theta_1 = r_2 \sin \theta_2 - r_3 \sin \theta_3 \quad (2.3)$$

Donde:

$$\theta_1 = 0^\circ$$

θ_2 y r_1 son variables y θ_3 depende de θ_2 .

Para la velocidad:

$$\dot{r}_1 = \dot{r}_2 \cos \theta_2 - r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 + \dot{r}_3 \cos \theta_3 - r_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 \quad (2.4)$$

$$0 = \dot{r}_2 \sin \theta_2 + r_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \dot{r}_3 \sin \theta_3 - r_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \quad (2.5)$$

Donde:

\dot{r}_1 = velocidad del carnero

\dot{r}_2 = velocidad del eje excéntrico

\dot{r}_3 = velocidad de la barra conectora

$\dot{\theta}_2$ = velocidad angular del eje excéntrico

$\dot{\theta}_3$ = velocidad angular de la barra conectora

Se asume la velocidad angular de entrada (manivela) como constante, de manera que para la aceleración se tiene:

$$\ddot{r}_1 = -r_2 \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2 - r_2 \dot{\theta}_2^2 \cos \theta_2 - r_3 \ddot{\theta}_3 \sin \theta_3 - r_3 \dot{\theta}_3^2 \cos \theta_3 \quad (2.6)$$

$$0 = r_2 \ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 - r_2 \dot{\theta}_2^2 \sin \theta_2 - r_3 \ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 + r_3 \dot{\theta}_3^2 \sin \theta_3 \quad (2.7)$$

Donde:

\ddot{r}_1 = aceleración del carnero

$$\ddot{\theta}_2 = 0$$

$\ddot{\theta}_3$ = aceleración angular de la barra conectora

2.6.1.2 Análisis Dinámico para el diseño de la máquina

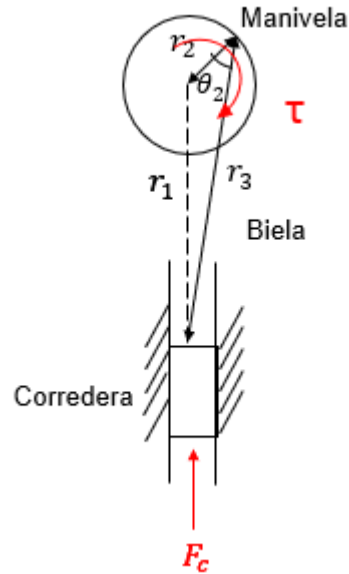


Figura 2.11 Representación del torque y la fuerza de corte en el mecanismo. [Elaboración propia]

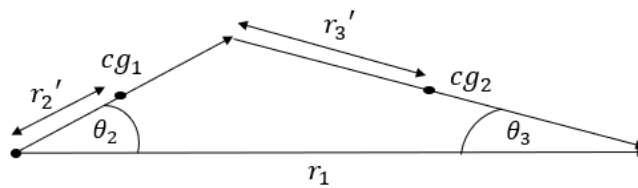


Figura 2.12 Representación de los centros de gravedad del mecanismo. [Elaboración propia]

Para la posición de los centros de gravedad de los elementos se tiene:

$$x_{cg1} = r_2' \sin(\theta_2) \quad (2.8)$$

$$y_{cg1} = -r_2' \cos(\theta_2) \quad (2.9)$$

$$x_{cg2} = (r_3 - r_3') \sin(\theta_3) \quad (2.10)$$

$$y_{cg2} = -(r_2 \cos(\theta_2) + r_3' \cos(\theta_3)) \quad (2.11)$$

Para la velocidad:

$$\dot{x}_{cg1} = r_2' \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2) \quad (2.12)$$

$$\dot{y}_{cg1} = -r_2' \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2) \quad (2.13)$$

$$\dot{x}_{cg2} = (r_3 - r_3') \dot{\theta}_3 \cos(\theta_3) \quad (2.14)$$

$$\dot{y}_{cg2} = (r_2 \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2) + r_3' \dot{\theta}_3 \sin(\theta_3)) \quad (2.15)$$

Para la aceleración:

$$\ddot{x}_{cg1} = r_2' \ddot{\theta}_2 \cos(\theta_2) - r_2' \dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_2) \quad (2.16)$$

$$\ddot{y}_{cg1} = r_2' \ddot{\theta}_2 \sin(\theta_2) + r_2' \dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2) \quad (2.17)$$

$$\ddot{x}_{cg2} = (r_3 - r_3')(\ddot{\theta}_3 \cos(\theta_3) - \dot{\theta}_3^2 \sin(\theta_3)) \quad (2.18)$$

$$\ddot{y}_{cg2} = r_2 \ddot{\theta}_2 \sin(\theta_2) + r_2 \dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2) + r_3' \sin(\theta_3) + r_3' \dot{\theta}_3^2 \cos(\theta_3) \quad (2.19)$$

Mediante las ecuaciones de Lagrange se obtuvieron los valores del torque y la potencia requeridos, se utilizó este método debido a que la formulación del sistema es sencilla y no se requiere de considerar las fuerzas internas (Kütük & Dülger, 2016):

$$L = T - V \quad (2.20)$$

Donde:

L = función de Lagrange

T = energía cinética

V = energía potencial

La expresión de Lagrange entonces viene descrita de la siguiente forma:

$$\sum_{i=1}^n \left[-\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{q}_i} \right) + \frac{\delta L}{\delta q_i} + Q_{inc} \right] \delta q_i = 0 \quad (2.21)$$

Donde:

q = coordenada generalizada

Q_{nc} = trabajo no conservativo

$$\delta W = \sum_{i=1}^n Q_i \delta q_i \quad (2.22)$$

Donde:

W = trabajo virtual

Además, se puede expresar la inercia del sistema como:

$$I_{sistema} = I_1 + m_1 r_2'^2 + \left(\frac{r_3 - r_3'}{r_3} m_2 + \frac{r_3'}{2r_3} m_2 + \frac{1}{2} m_3 \right) \quad (2.23)$$

Donde:

m_1 = masa del eje excéntrico

m_2 = masa de la barra conectora

m_3 = masa del carnero

I_1 = inercia del eje excéntrico

La ecuación dinámica del mecanismo:

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} r_2^2 \left[\frac{I_1 + I_2 c^2 + m_1 r_2'^2}{r_2^2} + \frac{(r_3 - r_3')^2}{r_3^2} m_2 \cos^2 \theta_2 + \text{sen}^2 \theta_2 \left[c^2 \left(\frac{r_3'^2}{r_3^2} m_2 + m_3 \right) + \right. \right. \\ \left. \left. 2c \left(\frac{r_3'}{r_3} m_2 + m_3 \right) + m_2 + m_3 \right] \right] + \frac{\theta^2 r_2^2 \text{sen}^3 \theta (c^3 - c)}{\cos \theta} \left[c \left(\frac{I_2}{r_2^2 \text{sen}^2 \theta} + \frac{r_3'^2}{r_3^2} m_2 + m_3 \right) + \frac{r_3'}{r_3} m_2 + \right. \\ \left. m_3 \right] + \theta^2 r_2^2 \text{sen} \theta \cos \theta \left[-\frac{(r_3 - r_3')^2}{r_3^2} m_2 + c^2 \left(\frac{r_3'^2}{r_3^2} m_2 + m_3 \right) + 2c \left(\frac{r_3'}{r_3} m_2 + m_3 \right) + m_2 + \right. \\ \left. m_3 \right] + g r_2 \text{sen} \theta \left(\frac{r_2'}{r_2} m_1 + \frac{r_3'}{r_3} m_2 c + m_3 c + m_2 + m_3 \right) = \tau + F r_2 \text{sen} \theta_1 (1 + c) \quad (2.24) \end{aligned}$$

Donde:

g = gravedad

I_2 = inercia de la barra conectora

Además, c se obtiene de la geometría del mecanismo:

$$c = \frac{r_2 \cos(\theta_2)}{\sqrt{r_3^2 - r_2^2 \text{sen}^2(\theta_2)}} \quad (2.25)$$

En base a estas expresiones y definiendo la energía cinética y potencial del sistema, se determinó el comportamiento dinámico del sistema utilizando la siguiente ecuación:

2.6.1.2.1 Fuerza de corte

Para la fuerza de corte se aplica la ecuación 1.1 ya mencionada. Los detalles del cálculo de esta fuerza se describen de mejor manera en el apéndice J.

La fuerza en el momento del corte no se produce cuando el eje excéntrico este perfectamente alineado con la vertical por lo que se debe direccionar esta carga con la vertical y horizontal del eje.

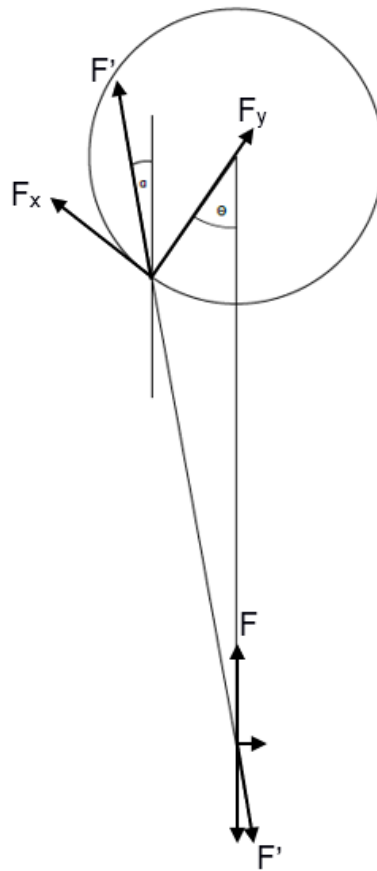


Figura 2.13 Dirección de la fuerza de corte. [Elaboración propia]

Por lo que en base a la figura 2.10 la fuerza interna F' viene dada por:

$$F' = \frac{F}{\cos(\alpha)} \quad (2.26)$$

Donde:

F = la fuerza máxima de corte

α = ángulo de la barra conectora con la vertical en el cual se produce la fuerza máxima

Por otra parte, las fuerzas direccionadas a lo largo del sentido Y y X del eje excéntrico son:

$$F_y = F' \cos(\alpha + \theta) \quad (2.27)$$

$$F_x = F' \sin(\alpha + \theta) \quad (2.28)$$

Donde:

F' = La fuerza máxima interna

θ = ángulo que forma el eje excéntrico con la vertical

Las fuerzas para el eje excéntrico se consideraron a lo largo de su eje Y y X para los siguientes cálculos.

2.6.2 Diseño de engranes

Para el diseño de los engranes se utilizó la norma AGMA cuyo procedimiento se detalla a continuación (American Gear Manufactures Association, 2004).

2.6.2.1 Análisis de falla de los engranes

Para los engranes se establecen parámetros geométricos de acuerdo con los requerimientos que se tiene, para poder hallar las fuerzas involucradas, los esfuerzos y los factores de seguridad. Se adjuntan las tablas necesarias en el Apéndice C. Según el libro Diseño de Máquinas (Norton, 2011) se tienen las siguientes ecuaciones:

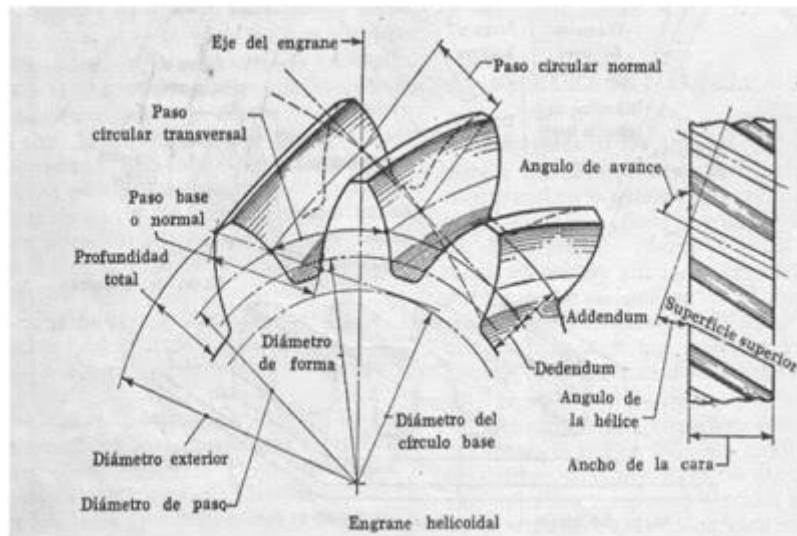


Figura 2.14 Geometría de un engrane helicoidal. [Norton, 2011]

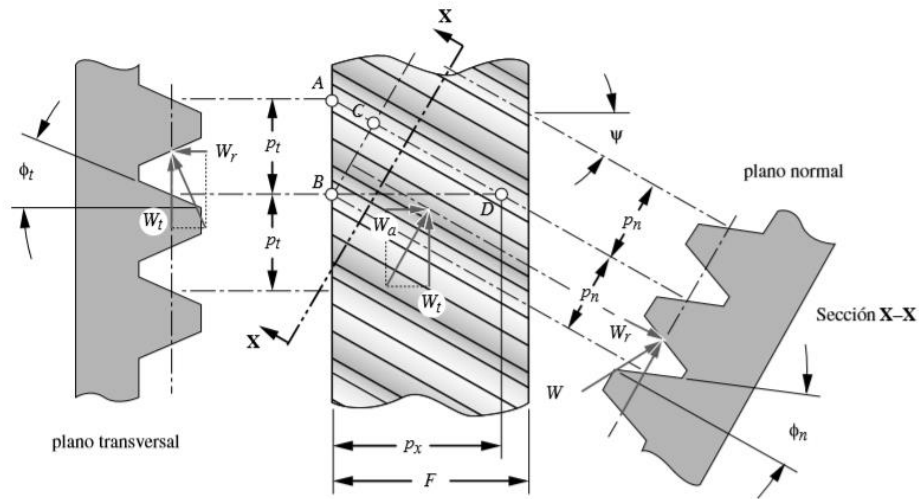


Figura 2.15 Vistas normal y transversal del engrane. [Norton, 2011]

El paso transversal en función del paso normal y el ángulo de hélice:

$$p_t = \frac{p_n}{\cos(\psi)} \quad (2.29)$$

El paso diametral para el sistema inglés:

$$P_d = \frac{N}{d_p} = \frac{\pi}{p_t} \quad (2.30)$$

Donde:

N = número de dientes

d_p = diámetro de paso

El módulo para el sistema métrico:

$$m = \frac{25.4}{P_d} \quad (2.31)$$

La fuerza transversal:

$$F_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2P_d T_p}{N_p} \quad (2.32)$$

Donde:

T_p = Torque del piñón

r_p = radio de paso

La fuerza radial y axial del engrane:

$$F_r = F_t \tan(\psi) \quad (2.33)$$

$$F_a = F_t \tan(\psi) \quad (2.34)$$

Esfuerzos de flexión y superficial en los engranes:

$$\sigma_b = \frac{F_t K_a K_m K_s K_B K_I}{F m J K_v} \quad (2.35)$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t C_a C_m C_s C_f}{F I d C_v}} \quad (2.36)$$

Donde K y C representan diversos factores los cuales se encuentran en el Apéndice C.

2.6.3 Diseño de ejes de transmisión y excéntrico

2.6.3.1 Análisis de falla de los ejes de transmisión y excéntrico

Para comenzar con los análisis estáticos y de fatiga, fue necesario establecer los diagramas de cuerpo libres de ciertos elementos en base a los diseños de forma de cada uno.

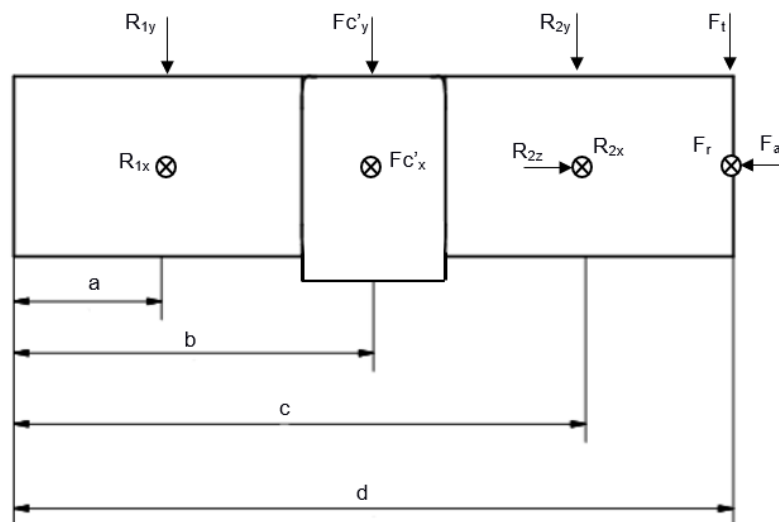


Figura 2.16 DCL del eje excéntrico. [Elaboración propia]

Consiste en un eje ordinario que posee una excentricidad en una de sus secciones como se muestra en la figura 2.16.

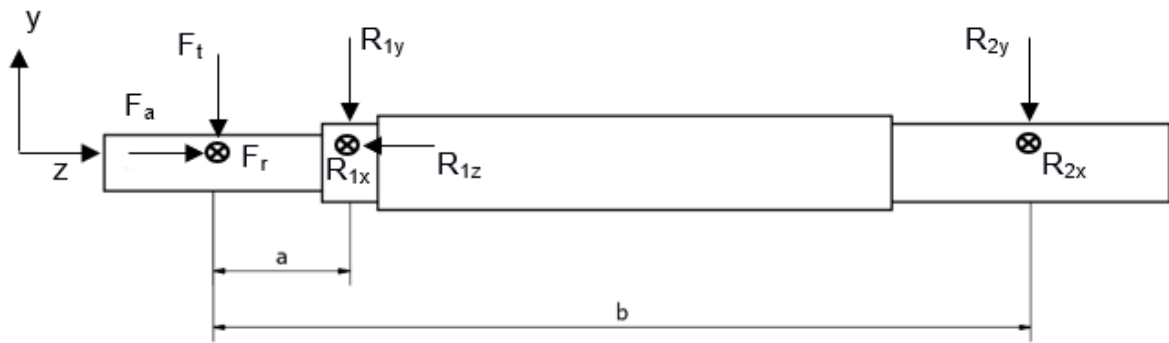


Figura 2.17 DCL del eje de transmisión. [Elaboración propia]

Por otra parte, el eje de transmisión es un eje ordinario donde se adjunta el piñón y se encuentra apoyado sobre dos rodamientos (reacciones).

Donde:

F_c = Fuerza de corte

F_c' = Componente de la fuerza de corte

W_t = Fuerza tangencial del engrane

W_r = Fuerza radial del engrane

R = Reacciones de los rodamientos

T = Torque transmitido

Se aplican sumatorias de fuerza y momento para hallar las reacciones de los rodamientos y por medio de los gráficos de fuerza cortante y momento flector se determinan los puntos críticos del eje excéntrico y el eje de transmisión. (Norton, 2011)

A continuación se tienen las ecuaciones usadas (Budynas & Keith, 2008).

El esfuerzo de flexión en función del momento flector, la distancia desde el centroide del elemento hasta el punto de aplicación del esfuerzo y el momento de inercia.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.37)$$

El esfuerzo de torsión en función del torque, radio de la sección transversal y el momento polar de inercia.

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (2.38)$$

Para el análisis estático se aplicó la Teoría de Distorsión, la cual representa el esfuerzo de Von Mises en función de los esfuerzos principales:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.39)$$

El factor de seguridad estático se presenta como:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.40)$$

Donde S_y es la resistencia a la fluencia del material.

Para el análisis de fatiga se tienen las siguientes ecuaciones:

El límite de resistencia a la fatiga expresado por el producto de 6 factores que ajustan la resistencia en viga rotatoria:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.41)$$

Los esfuerzos se multiplican por los factores de concentradores de esfuerzo por fatiga:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (2.42)$$

Donde q es la sensibilidad a la muesca y k_t es el factor teórico de concentración de esfuerzo.

Para estos valores se adjuntan los gráficos del 1 al 4 en el Apéndice I junto con las ecuaciones de los factores para el límite de resistencia a la fatiga.

Los esfuerzos presentes en este mecanismo tienen el siguiente comportamiento:

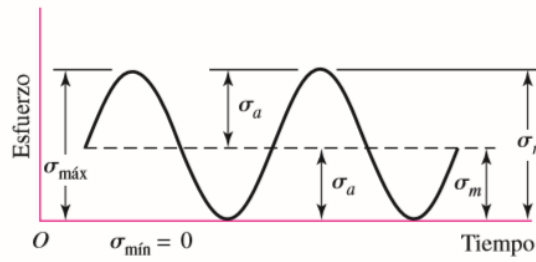


Figura 2.18 Esfuerzo repetido [Budynas & Keith, 2008]

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.43)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (2.44)$$

Donde:

σ_m = Componente de esfuerzo medio

σ_a = Componente de la amplitud

Esfuerzos de flexión y torsión en ejes corregidos:

$$\sigma = k_f \frac{Mc}{I} \quad (2.45)$$

$$\tau = k_{fs} \frac{Tc}{J} \quad (2.46)$$

Donde:

M = momentos flexionantes medio y alternante

T = pares de torsión medio y alternante

I = inercia

J = inercia rotacional

De la ecuación de la recta de Goodman modificada se obtiene el factor de seguridad de fatiga:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{s_{ut}}} \quad (2.47)$$

2.6.4 Diseño de la barra conectora.

La barra conectora une el eje excéntrico y el carnero para transmitir la potencia de corte al material.

2.6.4.1 Análisis de falla por compresión

En el caso de los elementos que conectan el eje excéntrico con el carnero, El esfuerzo al que están sometidos es puramente de compresión bajo la fuerza interna provocada por el corte. En algunos casos se debe evaluar el pandeo, para determinar si existe pandeo se determina la razón de esbeltez:

$$S_r = \frac{l}{\sqrt{\frac{I}{A}}} \quad (2.48)$$

Donde:

l = longitud del elemento

I = Inercia de la sección

A = área de la sección

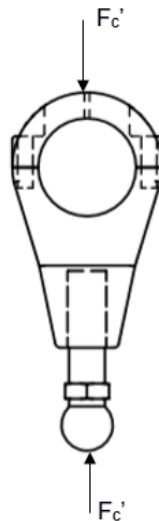


Figura 2.19 DCL de la barra conectora. [Elaboración propia]

2.6.4.2 Selección de servomotor

La curva de velocidad de un motor puede ser de diferentes formas, en este trabajo se consideró una curva trapezoidal cuyas especificaciones son de acuerdo con la siguiente figura (Omron, 2017):

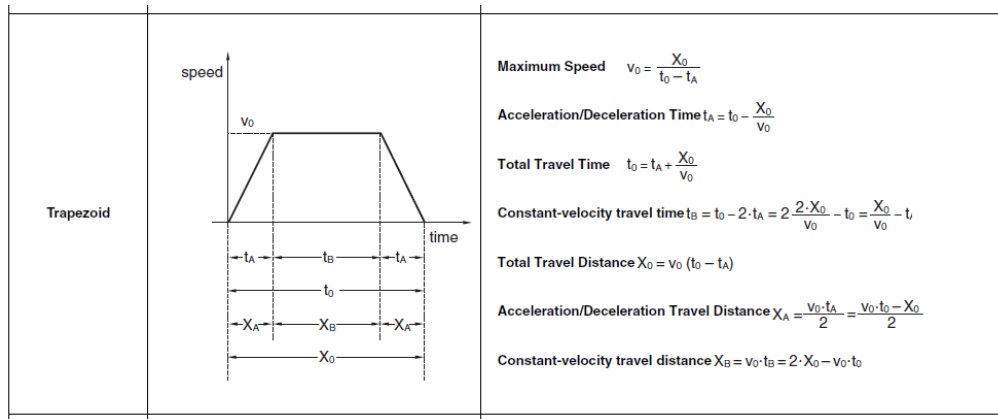


Figura 2.20 Curva de velocidad para servomotores y sus especificaciones. [Omron, 2017]

Para la selección del motor se debe determinar la inercia trasladada al eje del motor, entonces las inercias del sistema deben ser calculadas. Para obtener las inercias debido a la carga y el tren de engranes se utiliza la siguiente expresión (Omron, 2017):

$$J_w = J_l + G^2 \frac{(J_l + J_2)}{n} \quad (2.49)$$

Donde:

J_l = la inercia de la carga

J_1 = la inercia del piñón

J_2 = la inercia del engrane

G = la relación de velocidades de los engranes

n = la eficiencia del tren de engranes

Por otra parte, la inercia trasladada al eje del motor después de la caja reductora es:

$$J_m = J_g + G^2 \frac{(J_w)}{n} \quad (2.50)$$

J_w = la inercia después de los engranes

J_g = la inercia de la caja reductora

G = la relación de velocidades de la caja reductora

n = la eficiencia de la caja reductora

En el caso del torque, se realiza un análisis similar trasladando el torque en la carga hasta el eje del motor.

$$T_m = GG_g \frac{T_L}{nn_g} \quad (2.51)$$

Donde:

T_L = la inercia de la carga

G = la relación de velocidades de los engranes

n = la eficiencia del tren de engranes

G_g = la relación de velocidades de la caja reductora

n_g = la eficiencia de la caja reductora

El torque de operación continúa del motor es muy diferente al torque pico que es el máximo torque que experimenta. Este torque continuo es el que definirá el torque nominal necesario y se calcula utilizando el concepto del torque RMS (Omron, 2017):

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T f(x)^2 dx} \quad (2.52)$$

Donde:

T = el periodo de evaluación

$F(x)$ = la función correspondiente al torque

x = la variable con la cual se analiza el torque en este caso el tiempo

2.6.4.2.1 Consumo energético

se puede estimar los amperios consumidos por el motor utilizando el torque RMS o de uso continuo:

$$I = \frac{T}{n_m k_T} \quad (2.53)$$

Donde:

T = Torque RMS del motor

n_m = Eficiencia del motor

k_T = Constante de torque del motor

Tomando esta corriente y conociendo el voltaje RMS de operación del motor se puede utilizar la siguiente ecuación para estimar el consumo de energía eléctrica en kW:

$$C = \sqrt{3}VI \quad (2.54)$$

Donde:

V = Voltaje RMS del motor

I = Corriente calculada del motor

2.7 Estructura y otros elementos

Los elementos estructurales, como el marco, la placa base y el carnero, se diseñaron en base a la norma ASME B5.61 – 2003 y utilizando análisis de elementos finitos en Autodesk Inventor. Los procedimientos utilizados para rodamientos, sistema de balanceo y alimentación, así como la selección de la herramienta de corte se presentan en los Apéndices B, F, G y H.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Las ecuaciones fueron resueltas mediante el uso de las herramientas Matlab y Excel. El código de Matlab se adjunta en el Apéndice L. Los diseños de forma de los componentes de la máquina se realizaron mediante dibujos CAD y se muestran para cada componente. En este capítulo solo se muestran los resultados para los componentes principales de la tabla 2.5, los componentes auxiliares como el sistema de balanceo y alimentación, así como la selección de la herramienta de corte se presentan en los Apéndices F, G y H.

Cabe recalcar la metodología utilizada, como se muestra en la figura 2.8, se diseñó mediante un proceso iterativo, asumiendo dimensiones al inicio y resolviendo las ecuaciones repetidamente hasta obtener un factor de seguridad mayor o igual a 2.

3.1 Análisis Cinemático y Dinámico del mecanismo de corte

Los gráficos presentan las variables cinemáticas de posición, velocidad y aceleración en una revolución, esta ocurre en 0.5 segundos debido a las dimensiones asignadas a cada componente y la velocidad de rotación del eje excéntrico.

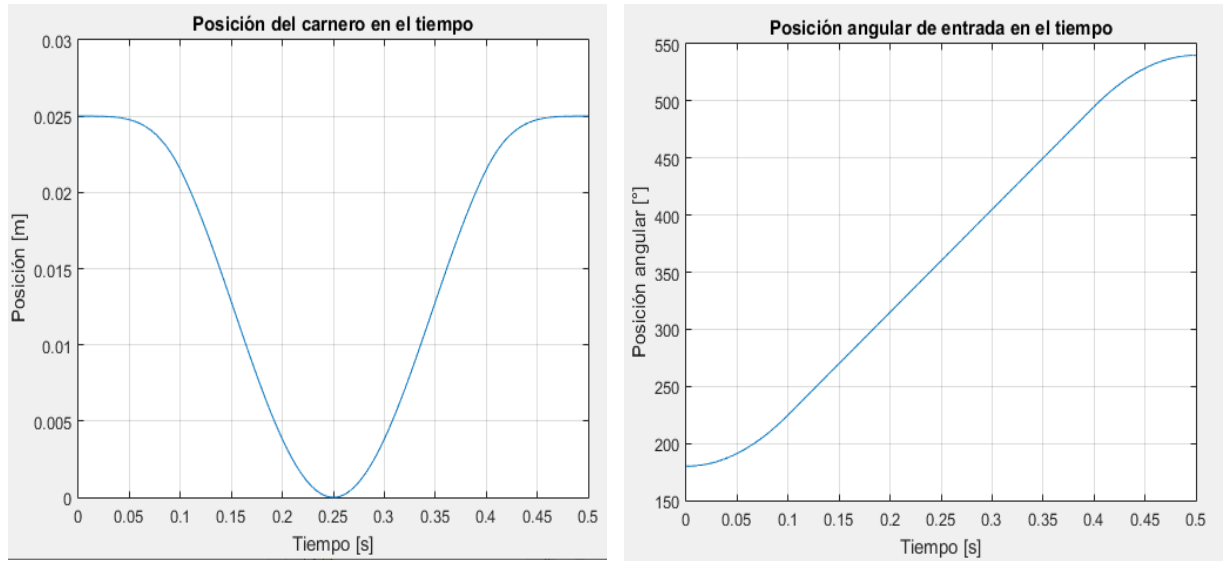


Figura 3.1 Posición angular de entrada y posición del carnero. [Elaboración propia]

En la figura 3.1 se observa como varía la posición tanto del carnero (salida) como del eje excéntrico (entrada). Como se definió previamente, el corte se realiza 1.6 mm por encima del punto muerto inferior, en base a estos análisis se puede determinar la posición angular del eje excéntrico que es un dato crucial para la determinación de las fuerzas y los análisis posteriores.

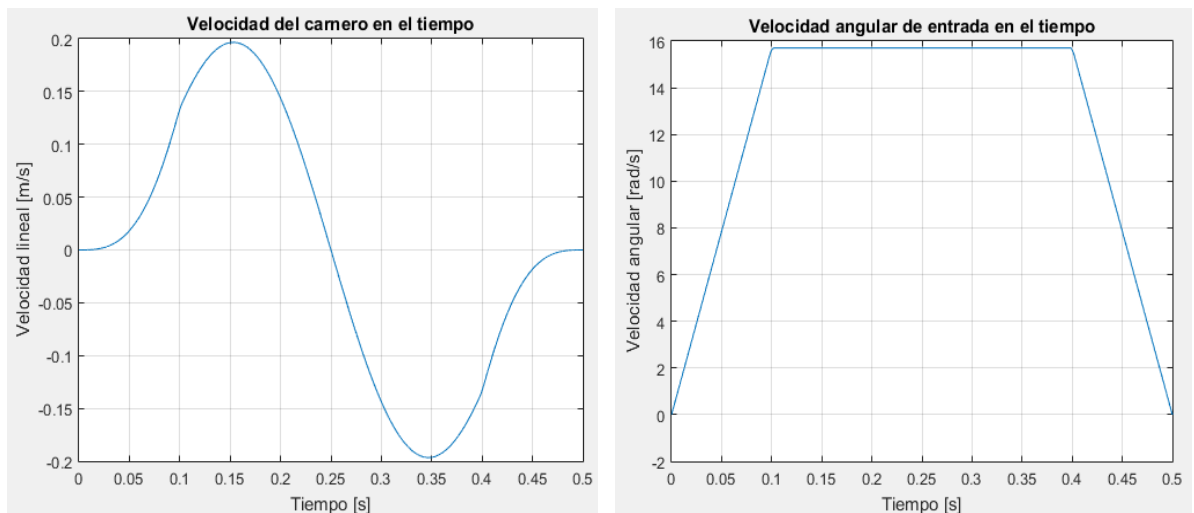


Figura 3.2 Velocidad del carnero y velocidad angular de entrada. [Elaboración propia]

En la figura 3.2 se observa, por otra parte, el comportamiento de la velocidad para entrada y salida del sistema. La entrada viene dictada por el motor, mientras que la salida tiene un comportamiento recíprocante. Las velocidades máximas son de

especial interés para el diseño de ciertos componentes como el sistema de balanceo.

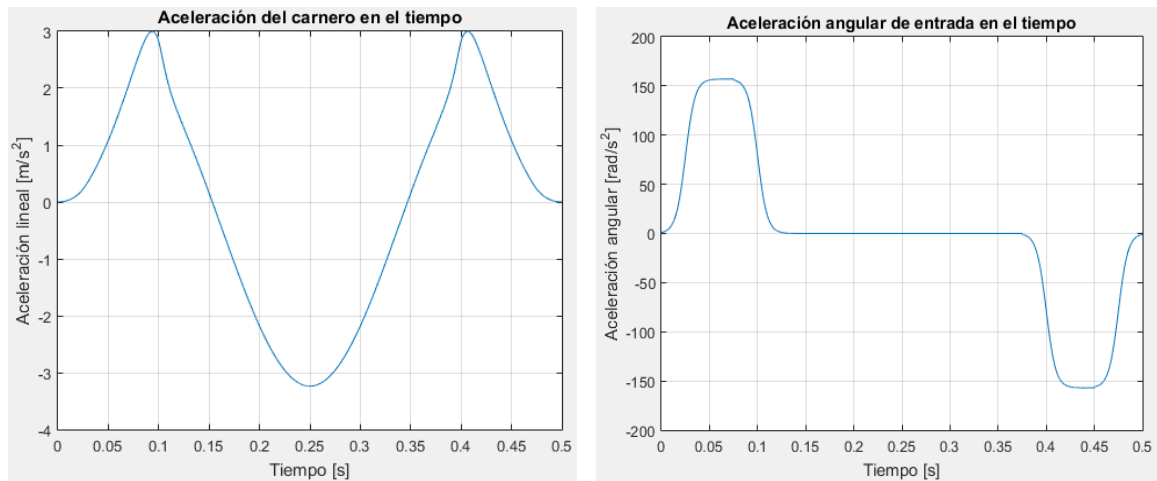


Figura 3.3 Aceleración del carnero y aceleración angular de entrada. [Elaboración propia]

Finalmente, la figura 3.3 muestra las aceleraciones del eje excéntrico y el carnero. El comportamiento de esta variable es necesario para la determinación de las cargas inerciales del sistema.

Como se puede observar el comportamiento cinemático del carnero se influencia directamente del movimiento del eje excéntrico. Basándose en estos gráficos se establece el punto nominal donde se producirá la fuerza de corte nominal. Se escoge 1.6 mm del punto muerto inferior (uno de los valores estándares de la norma ASME B5.61-2003) con la finalidad de mantener baja la velocidad con la que se impacta el material y así evitar daños a la máquina. (ASME, 2003)

Mediante la ecuación 2.24 se obtuvo la fuerza a lo largo del corte que se muestra a continuación:

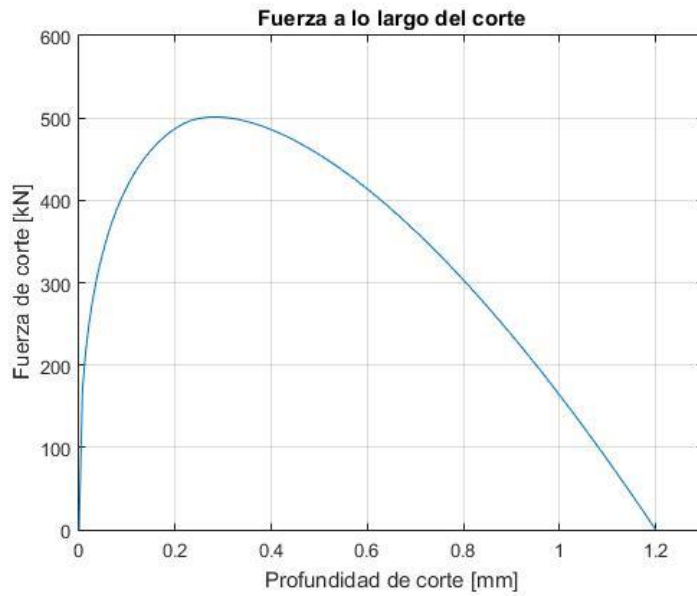


Figura 3.4 Fuerza de corte obtenida de la ecuación de Klingenberg [Klingenberg & Singh, 2005]

Se obtuvieron las gráficas de la Figura 3.4, las cuales muestran la fuerza de corte y el torque en un ciclo.

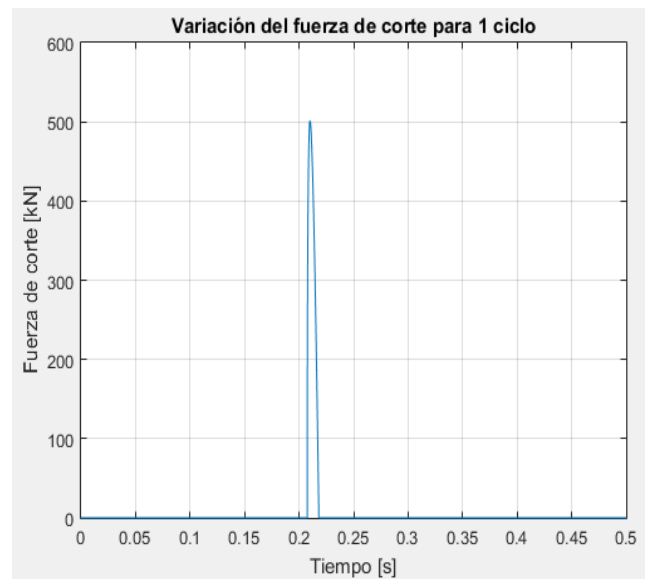
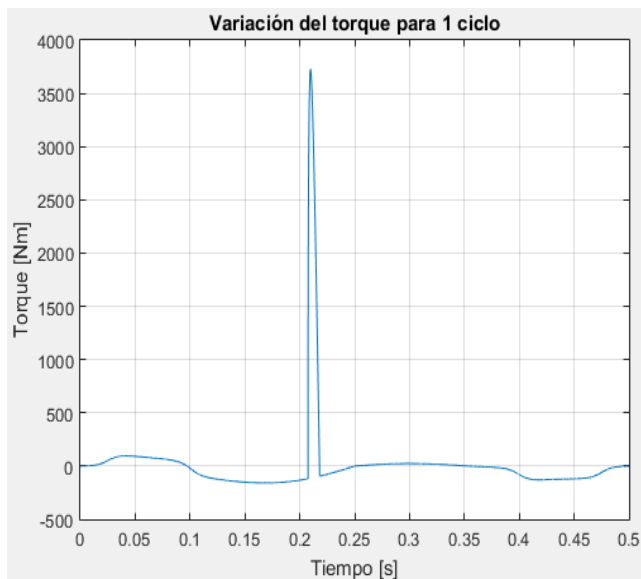


Figura 3.5 Torque y fuerza de corte para 1 ciclo. [Elaboración propia]

3.2 Diseño de la transmisión

El diseño del tren de engranajes se realizó considerando una relación aproximada de 1:5 con un piñón de 26 dientes y un engrane de 135 de acuerdo con los estándares de AGMA y con un factor de seguridad objetivo mayor o igual a 2. Los ángulos de presión y hélice se consideraron como 20° cada uno por consideraciones del valor de la fuerza axial. Se estableció un paso diametral inicial de 2 [in⁻¹] y con el requerimiento de la velocidad angular del eje de transmisión, se iteraron las dimensiones y parámetros necesarios para cumplir con la seguridad del diseño. (American Gear Manufactures Association, 2004)

Cabe recalcar la importancia del tratamiento térmico que se le da a la superficie de los engranajes con el fin de obtener la dureza que resista el desgaste. El material escogido para los engranes es el AISI 4340, las propiedades se encuentran en la tabla 3.2, el cual soporta altas cargas. Al ser un acero de bajo carbono el tratamiento térmico escogido es el de nitruración de acuerdo con el grado 2 establecido por AGMA. (American Gear Manufactures Association, 2004)

Tabla 3.1 Resultados del diseño del piñón y engrane. [Elaboración propia]

En la primera parte de la tabla se muestran los datos generales de dimensiones y velocidad, en la segunda parte se presenta la geometría característica de los engranajes; mientras que las fuerzas y esfuerzos determinados sobre estos componentes se presentan en la parte final.

| | Engrane principal | Piñón | |
|------------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|-------|
| # Dientes | 135 | 26 | |
| Velocidad angular [rpm] | 150 | 778.85 | |
| Diámetro exterior [mm] | 552.70 | 112 | |
| Diámetro interior [mm] | 524.13 | 88.13 | |
| Diámetro de paso [mm] | 540 | 104 | |
| Geometría | | | |
| Ángulo de hélice [°] | 20 | Dedendum [mm] | 5 |
| Ángulo de presión [°] | 20 | Paso transversal [mm] | 12.57 |
| Paso diametral [in ⁻¹] | 6.35 | Ángulo de presión transversal [°] | 21.17 |
| Módulo [mm] | 4 | Ancho de cara [mm] | 150 |
| Adendum [mm] | 4 | Velocidad de paso [m/s] | 4.24 |
| Fuerzas y Esfuerzos | | | |
| | Engrane principal | Piñón | |
| Fuerza tangencial [N] | 13614.05 | | |
| Fuerza radial [N] | 5272.34 | | |
| Fuerza axial [N] | 4955.11 | | |
| Fuerza total [N] | 15417.56 | | |
| Esfuerzo de flexión [MPa] | 138.46 | 153.85 | |
| Esfuerzo superficial [MPa] | 945.56 | 945.56 | |
| Factor de seguridad estático | 5.42 | 4.87 | |
| Factor de seguridad a la fatiga | 2.34 | 2.11 | |
| Factor de seguridad superficial | 4.46 | 4.46 | |

3.3 Diseño de componentes

Los materiales seleccionados para cada componente en función del tipo de operación del equipo se muestran a continuación:

Tabla 3.2 Propiedades del material. [Elaboración propia]

| Material | ANSI 4340 | ASTM A36 | ASTM A572 |
|---------------------------------|-----------|----------|-----------|
| Resistencia a la fluencia [MPa] | 750 | 250 | 345 |
| Resistencia última [MPa] | 1000 | 400 | 450 |
| Módulo de elasticidad [GPa] | 200 | 200 | 200 |
| Coefficiente de Poisson | 0.3 | 0.3 | 0.3 |

3.3.1 Eje excéntrico

En el apéndice E se pueden observar los gráficos obtenidos para la fuerza cortante, el momento flector y la deflexión del eje excéntrico. El material utilizado para este componente es AISI 4340 y se diseñó considerando falla por fatiga en ejes.

3.3.1.1 Diseño de forma

El diseño de forma del eje excéntrico se realizó en función de diseños existentes en otras servo-troqueladoras en el mercado que establecían; además, una excentricidad de entre 10 y 25 mm por lo que para este trabajo se asumió 12.5 mm para obtener así una carrera de 25 mm. (Schuler, 2015)

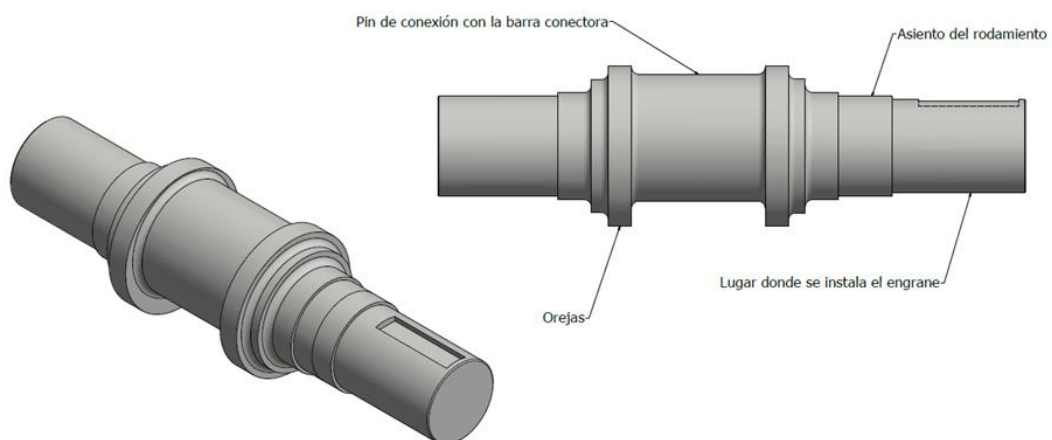


Figura 3.6 Diseño de forma del eje excéntrico. [Elaboración propia]

La separación entre rodamientos también se estimó inicialmente en 700 mm.

3.3.1.1 Análisis de falla del eje

Se establecieron las variables necesarias para el análisis de falla de acuerdo con el procedimiento establecido en el capítulo 2, además se utilizaron los gráficos de momento flector y deflexión que se encuentran en el apéndice E. El análisis de este componente depende de los resultados obtenidos para los engranes.

En la siguiente figura se presentan las fuerzas aplicadas sobre el eje direccionados a lo largo de su eje Y y X mediante uso del Matlab y el análisis cinemático para el momento en el cual se produce la fuerza máxima.

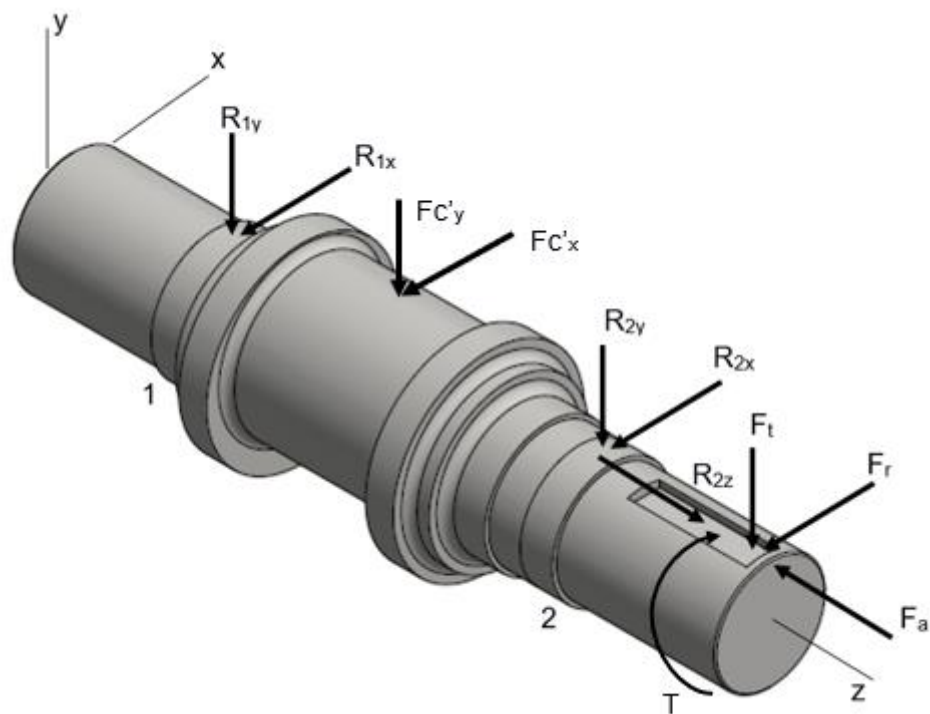


Figura 3.7 Fuerzas sobre el eje excéntrico. [Elaboración propia]

Donde:

R = apoyos de los rodamientos

F = fuerzas del engrane

Tabla 3.3 Variables utilizadas en el análisis de falla del eje excéntrico. [Elaboración propia]

Se muestran los valores calculados para las reacciones sobre el eje, el factor de seguridad estático estimado inicialmente y los factores de concentración de esfuerzos, así como el momento flector y deflexión máxima en el eje.

| | | | |
|--|-----------|-----------------------|------|
| Factor de seguridad estático | 5.65 | Concentradores | |
| Reacción 2 en x [N] | -170330 | K_1 | 2.05 |
| Reacción 1 en x [N] | -150060 | K_{s1} | 1.68 |
| Reacción 2 en y [N] | -208670 | K_2 | 1.8 |
| Reacción 1 en y [N] | -195110 | K_{s2} | 1.5 |
| Constante deflexión en x [Nm^2] | 4536.4 | | |
| Constante deflexión en y [Nm^2] | 5924.3 | | |
| Momento flector máximo [Nm] | 60804 | | |
| Posición en el eje del momento máximo [mm] | 247.03 | | |
| Deflexión máxima en el eje | 0.2346 mm | | |

La tabla 3.3 muestra los resultados de todas las variables requeridas para el análisis de falla, en función de estas se tomaron en cuenta dos puntos críticos para el diseño utilizando Matlab para determinar los diámetros requeridos para obtener un factor de seguridad a la fatiga objetivo de 2.5. La ubicación de los puntos críticos se muestra en la siguiente figura:

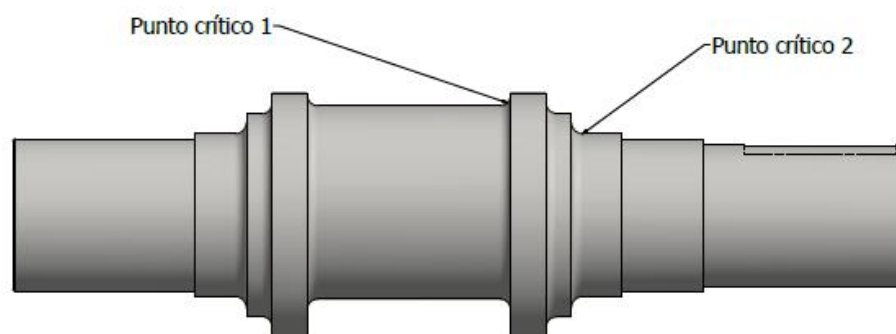


Figura 3.8 Ubicación de los puntos críticos para el eje excéntrico. [Elaboración propia]

3.3.1.2 Punto crítico 1

A continuación, se presentan los esfuerzos obtenidos mediante las ecuaciones que se presentaron en la sección 2.6.1.3:

Tabla 3.4 Resultados obtenidos en el análisis de falla del punto crítico 1. [Elaboración propia]

En el lado derecho se muestran los factores requeridos en el cálculo y en el lado izquierdo los esfuerzos obtenidos.

| | | | |
|---------------------------------------|--------|---|--------|
| Esfuerzo de flexión máximo [MPa] | 64.61 | Factores | |
| Esfuerzo de flexión mínimo [MPa] | 0 | Factor de sensibilidad a la muesca en flexión | 0.92 |
| Esfuerzo cortante máximo [MPa] | 3.07 | Factor de sensibilidad a la muesca en torsión | 0.95 |
| Esfuerzo cortante mínimo [MPa] | 0 | Factor de carga | 1 |
| Resistencia a la fatiga [MPa] | 207.23 | Factor de confiabilidad | 0.814 |
| Esfuerzo de flexión medio [MPa] | 32.30 | Factor de superficie | 0.71 |
| Esfuerzo de flexión de amplitud [MPa] | 32.30 | Factor de temperatura | 1 |
| Esfuerzo cortante medio [MPa] | 1.54 | Factor de tamaño | 0.7171 |
| Esfuerzo cortante de amplitud [MPa] | 1.54 | Concentrador de esfuerzo en fatiga (K_f) | 1.966 |
| | | Concentrador de esfuerzo en fatiga para torsión (K_{fs}) | 1.646 |
| | | Concentrador de esfuerzo en fatiga medio (K_{fm}) | 1.966 |
| | | Concentrador de esfuerzo en fatiga para torsión medio (K_{fsm}) | 1.646 |

Finalmente, la tabla 3.5 muestra los resultados obtenidos:

Tabla 3.5: Resultados obtenidos para el punto crítico 1. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|--------------------------------------|-------|
| Esfuerzo Von mises medio [MPa] | 63.66 |
| Esfuerzo Von mises de amplitud [MPa] | 63.66 |
| Diámetro [mm] | 190 |
| Factor de seguridad | 2.55 |

3.3.1.3 Punto crítico 2

Se realiza el mismo procedimiento para el punto crítico 2 y se obtienen los esfuerzos que se presentan en la tabla 3.6:

Tabla 3.6: Resultados obtenidos en el análisis de falla del punto crítico 2. [Elaboración propia]

En el lado derecho se muestran los factores requeridos en el cálculo y en el lado izquierdo los esfuerzos obtenidos.

| | | Factores | |
|---------------------------------------|--------|---|--------|
| Esfuerzo de flexión máximo [MPa] | 73.30 | | |
| Esfuerzo de flexión mínimo [MPa] | 0 | Factor de sensibilidad a la muesca en flexión | 0.92 |
| Esfuerzo cortante máximo [MPa] | 5.59 | Factor de sensibilidad a la muesca en torsión | 0.95 |
| Esfuerzo cortante mínimo [MPa] | 0 | Factor de carga | 1 |
| Resistencia a la fatiga [MPa] | 211.28 | Factor de confiabilidad | 0.814 |
| Esfuerzo de flexión medio [MPa] | 36.65 | Factor de superficie | 0.71 |
| Esfuerzo de flexión de amplitud [MPa] | 36.65 | Factor de temperatura | 1 |
| Esfuerzo cortante medio [MPa] | 2.79 | Factor de tamaño | 0.7171 |
| Esfuerzo cortante de amplitud [MPa] | 2.79 | Concentrador de esfuerzo en fatiga (Kf) | 1.74 |
| | | Concentrador de esfuerzo en fatiga para torsión (Kfs) | 1.48 |
| | | Concentrador de esfuerzo en fatiga medio (Kf) | 1.74 |
| | | Concentrador de esfuerzo en fatiga para torsión medio (Kfs) | 1.48 |

Mientras que los resultados del diseño para este punto se presentan en la tabla 3.7:

Tabla 3.7: Resultados obtenidos para el punto crítico 2. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|-------------------------------------|--------------|
| Esfuerzo Von mises medio [Pa] | 64.03 |
| Esfuerzo Von mises de amplitud [Pa] | 64.03 |
| Diámetro [mm] | 160 |
| Factor de seguridad | 2.57 |

3.3.1.4 Diseño final

Considerando los resultados obtenidos en las secciones anteriores y el factor de seguridad de fatiga de 2.5 objetivo, se presenta el diseño final del eje excéntrico con sus dimensiones en la siguiente figura. Cabe recalcar que para el asiento de los rodamientos se tomó la medida disponible de rodamientos inmediatamente 10 mm menor debido a recomendaciones del fabricante de estos. Las tolerancias se tomaron como típicas para rodamientos y engranes. Tras iteraciones la separación entre rodamientos final fue 500 mm.

Por otra parte, la deflexión en el eje también juega un factor fundamental, por lo que los diámetros se ajustaron para cumplir con una condición adicional la cual es que la deflexión en el punto donde se encuentran los engranes no cause que sus dientes se separen más de 0.13 mm (Childs, 2004). Esta última condición se verifica finalmente en el diseño del eje de transmisión que se detalla a continuación.

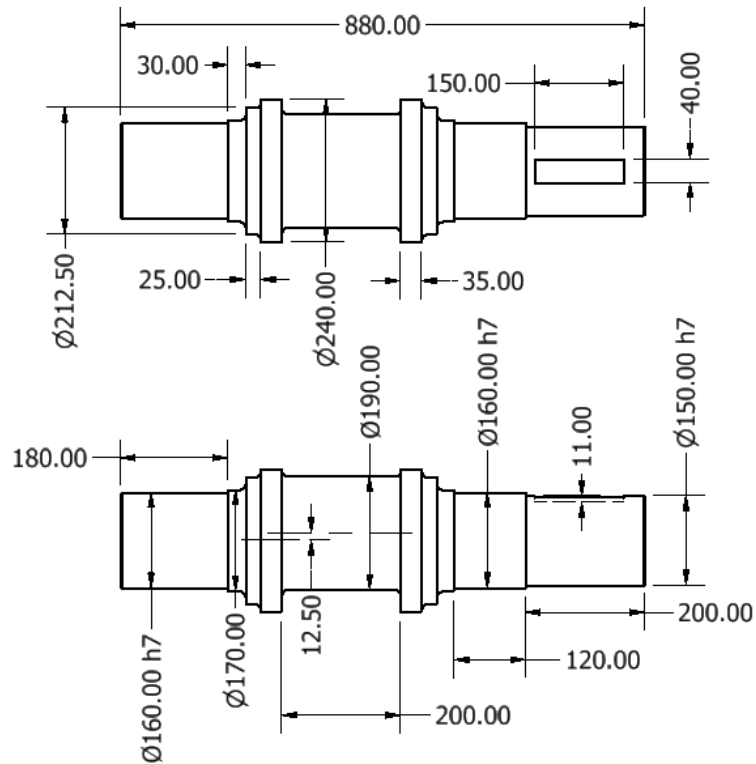


Figura 3.9: Diseño final del eje excéntrico. [Elaboración propia]

3.3.2 Eje de transmisión

El procedimiento para el diseño del eje de transmisión fue similar al utilizado para el eje excéntrico. Se tomaron dimensiones iniciales según los requerimientos y las normas, estas fueron iteradas de manera que el factor de seguridad no sea menor a 2. El material para el eje es igualmente AISI 4340.

3.3.2.1 Diseño de forma

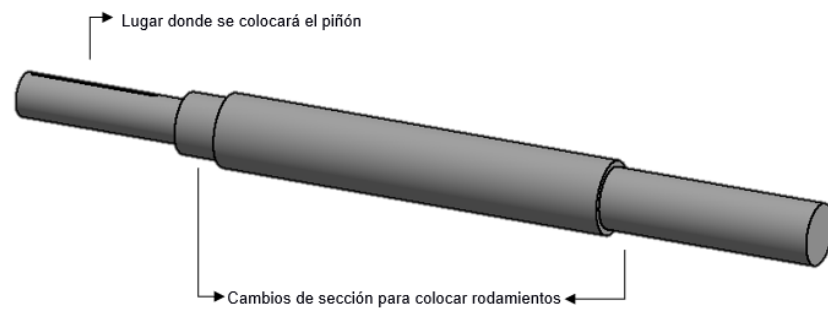


Figura 3.10 Diseño de forma del eje de transmisión. [Elaboración propia]

3.3.2.2 Análisis de falla

Mediante el diagrama de cuerpo libre se realiza el gráfico de fuerza cortante y momento flector para obtener las reacciones en los rodamientos y el punto crítico del componente.

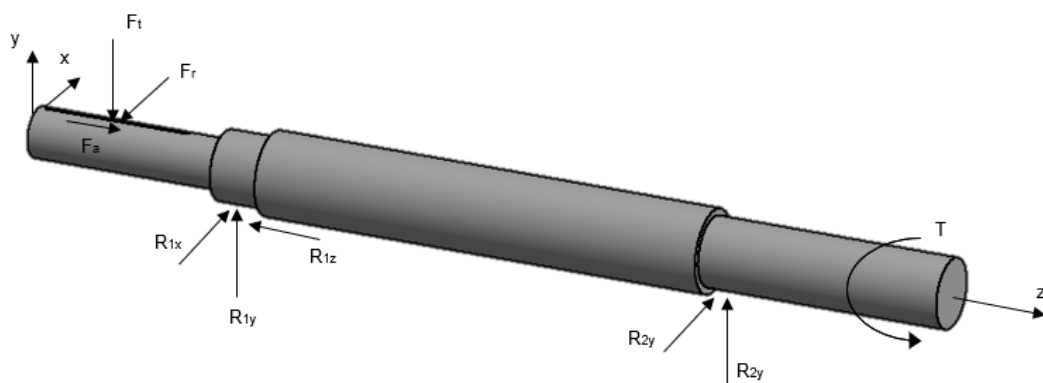


Figura 3.11 Fuerzas sobre el eje de transmisión. [Elaboración propia]

Tabla 3.8 Variables utilizadas en el análisis de falla del eje de transmisión. [Elaboración propia]

Se muestran los valores calculados para las reacciones sobre el eje, los factores de concentración de esfuerzos, así como el momento flector y deflexión máxima en el eje.

| | | | |
|--|----------|-----------------------|------|
| Reacción 2 en x [N] | -1436.98 | Concentradores | |
| Reacción 1 en x [N] | 6392.1 | K_t | 1.5 |
| Reacción 2 en y [N] | -3948.07 | K_{ts} | 1.4 |
| Reacción 1 en y [N] | 17562.12 | q | 0.9 |
| Momento flector máximo [Nm] | 2100.72 | q_s | 1 |
| Posición en el eje del momento máximo [mm] | 227 | K_f | 1.45 |
| Deflexión máxima [mm] | 0.47 | K_{fs} | 1.4 |

Al analizar el momento flector a lo largo del eje y definiendo la sección con el menor diámetro, se determina el punto crítico del componente.

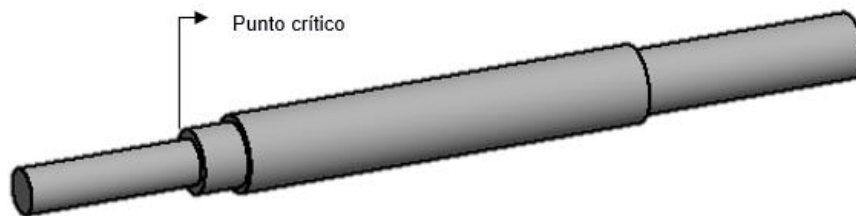


Figura 3.12 Ubicación de los puntos críticos para el eje de transmisión. [Elaboración propia]

3.3.2.3 Punto crítico

Se aplicaron las ecuaciones para el análisis de falla en ejes mencionadas en el capítulo 2, de manera que se obtuvieron los siguientes resultados.

Tabla 3.9 Resultados del diseño del eje de transmisión. [Elaboración propia]

En el lado derecho se muestran los factores requeridos en el cálculo y en el lado izquierdo los esfuerzos obtenidos y los factores de seguridad.

| Eje de transmisión - Punto crítico | | | |
|---------------------------------------|--------|----------|------|
| Diámetro mayor [mm] | 70 | Factores | |
| Diámetro menor [mm] | 50 | k_a | 0.77 |
| Radio [mm] | 6.25 | k_b | 0.76 |
| Límite resistencia fatiga Se' [MPa] | 500 | k_c | 1 |
| Límite resistencia fatiga Se [MPa] | 316.07 | k_d | 1 |
| Esfuerzo de flexión medio [MPa] | 92.14 | k_e | 1 |
| Esfuerzo de torsión medio [MPa] | 40.38 | k_f | 1 |
| Esfuerzo de Von Mises [MPa] | 115.68 | k_t | 1.5 |
| Esfuerzo máximo de Von Mises [MPa] | 231.35 | k_{ts} | 1.4 |
| Factor de seguridad a la fatiga | 2.08 | q | 0.9 |
| Factor de seguridad a la fluencia | 3.24 | q_s | 1 |
| | | k_r | 1.45 |
| | | k_{fs} | 1.2 |

El diseño permanece dentro del rango seguro y cumple con los requerimientos.

3.3.2.4 Diseño final del eje de transmisión

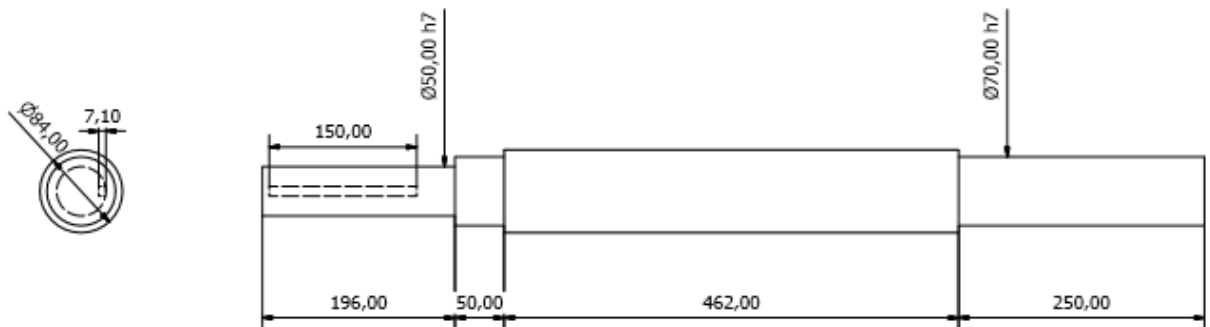


Figura 3.13 Diseño final del eje de transmisión. [Elaboración propia]

3.3.3 Selección de cuñas

Las cuñas se seleccionaron en función de los diámetros de los ejes y los esfuerzos a los que se encuentran sometidas.

Tabla 3.10 Dimensiones de cuñas y cuñeros. [Elaboración propia]

| Componente | Díámetro del eje [mm] | Anchura y profundidad del cuñero [mm] | Dimensiones de la cuña [mm] |
|---------------|-----------------------|---------------------------------------|-----------------------------|
| Eje del piñón | 65 - 75 | 20 x 7.1 | 20 x 12 |
| Eje | 150 - 170 | 40 x 12.6 | 40 x 22 |

3.3.4 Barra conectora

La barra conectora es un elemento que se encuentra sometido a compresión pura en el momento en el que se aplica la carga por lo que se diseñó en base a esta condición de carga.

3.3.4.1 Diseño de forma

La barra conectora consiste en tres partes, una tapa superior que permite instalarla en el eje excéntrico, un cuerpo que soporta los componentes, y una barra ajustable que es la que se conecta hacia el carnero y permite variar la altura de este. El diseño se muestra en la figura 3.14 a continuación.

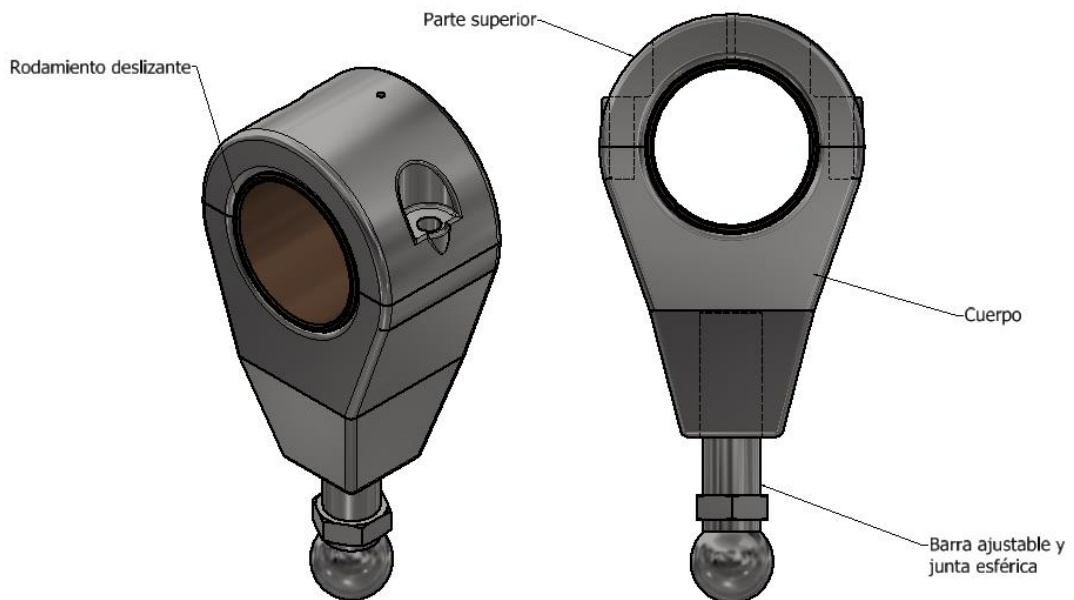


Figura 3.14 Diseño de forma de la barra conectora. [Elaboración propia]

3.3.4.2 Punto crítico

El punto crítico es simplemente el lugar del elemento con la menor sección transversal, Se diseñó este componente teniendo en mente una razón de esbeltez menor a 10, descartando el pandeo.

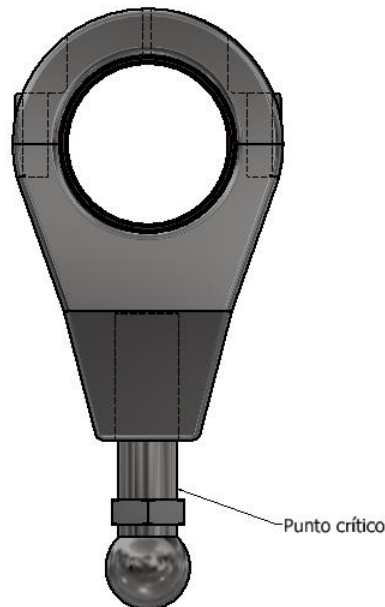


Figura 3.15 Punto crítico de la barra conectora. [Elaboración propia]

3.3.4.3 Análisis de falla por compresión

La fuerza de corte actúa directamente sobre el componente comprimiéndolo, por lo que el análisis se realiza en función a la falla por compresión.

Tabla 3.11 Análisis estático de la barra conectora. [Elaboración propia]

| Punto crítico | |
|---------------------------------------|---------|
| Diámetro menor [mm] | 70 |
| Componente de la fuerza de corte [kN] | 500.13 |
| Área transversal [m ²] | 0.00385 |
| Esfuerzo de compresión [MPa] | 129.96 |
| Factor de seguridad estático | 5.5 |

Con un factor de seguridad estático de 5.5 las dimensiones de la barra conectora cumplen con los requerimientos para operar adecuadamente y estando el elemento sometido a compresión no es necesario analizarlo desde el punto de vista de la fatiga.

3.3.4.4 Diseño final

El diseño final del componente con sus dimensiones y ensamble se muestra en la siguiente figura:

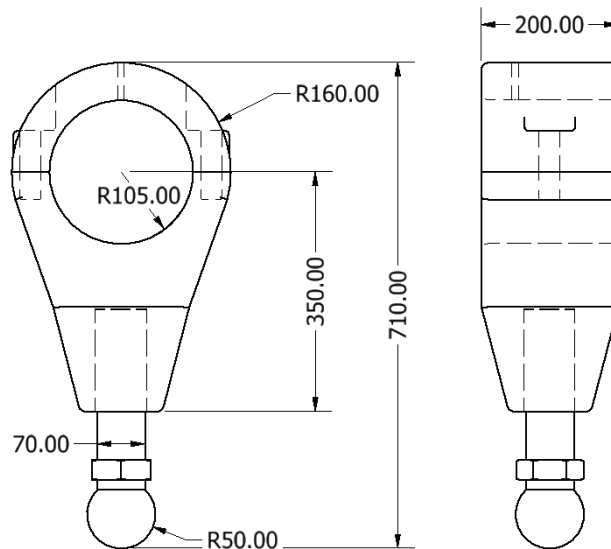


Figura 3.16 Diseño final de la barra conectora. [Elaboración propia]

3.4 Selección de rodamientos

Los rodamientos son indispensables para el funcionamiento de una máquina, por lo que su selección debe realizarse considerando diversos factores con la finalidad de obtener un resultado lo más adecuado posible a la realidad de operación. A continuación, se presentan los rodamientos seleccionados para la máquina troqueladora. El procedimiento utilizado para la selección de los rodamientos se encuentra en el apéndice B.

3.4.1 Rodamientos rodantes

Para los elementos de la máquina que giran a mayores velocidades (eje excéntrico y eje de transmisión), se decidió utilizar rodamientos rodantes para cargas elevadas.

3.4.1.1 Eje excéntrico

Para el eje excéntrico se seleccionaron rodamientos de rodillos esféricos debido a su alta robustez y su buena tolerancia a los posibles desalineamientos (SKF, 2015). Se utilizaron los datos de la tabla 3.3 para calcular las cargas sobre los rodamientos. Además, el rodamiento que se definió como axialmente fijo es el rodamiento 2.

Como resultado los rodamientos seleccionados son:

Tabla 3.12 Características del rodamiento en el apoyo 1. [Elaboración propia]

| Rodamiento apoyo 1 | 22332-2CS5/VT143 |
|--|-------------------------|
| Factor de contaminación | 0.6 |
| Factor de confiabilidad (99%) | 0.25 |
| Vida estimada [h] | 22000 |
| Factor de velocidad [mm/min] | 75000 |
| Factor de carga | 6.59 |
| Factor de rodamiento | 2 |
| Rango de temperatura [°C] | 40-70 |
| Grasa | LGEP 2 |
| Periodo de relubricación [h] | 4000 |
| Llenado inicial de grasa [g] | 278.30 |
| Cantidad de grasa de relubricación [g] | 77.52 |

Tabla 3.13 Características del rodamiento en el apoyo 2. [Elaboración propia]

| Rodamiento apoyo 2 | 22332-2CS5/VT143 |
|--|-------------------------|
| Factor de contaminación | 0.6 |
| Factor de confiabilidad (99%) | 0.25 |
| Vida estimada [h] | 26000 |
| Factor de velocidad [mm/min] | 75000 |
| Factor de carga | 6.95 |
| Factor de rodamiento | 2 |
| Rango de temperatura [°C] | 40-70 |
| Grasa | LGEP 2 |
| Periodo de relubricación [h] | 4000 |
| Llenado inicial de grasa [g] | 278.30 |
| Cantidad de grasa de relubricación [g] | 77.52 |

Debido a que la carga es alta y de impacto se debe de considerar un factor de seguridad estático mayor o igual a 4 por lo que se presenta el más crítico a continuación (SKF, 2015):

Tabla 3.14 Factor de seguridad estático para los rodamientos del eje excéntrico. [Elaboración propia]

| | |
|--|------|
| Factor de seguridad estático S_0 | 7.68 |
|--|------|

Por lo que los rodamientos cumplen con esta condición.

3.4.1.2 Eje de transmisión

Para el eje de transmisión se utilizan el mismo tipo de rodamientos que para el eje excéntrico:

Tabla 3.15 Características de los rodamientos para el eje de transmisión. [Elaboración propia]

| Características | Rodamiento apoyo 1 BS2-2214-2RS/VT14 | Rodamiento apoyo 2 BS2-2214-2RS/VT14 |
|--|---|---|
| Factor de contaminación | 0.6 | 0.6 |
| Factor de confiabilidad (99%) | 0.25 | 0.25 |
| Vida estimada [h] | 120000 | 120000 |
| Factor de velocidad [mm/min] | 165000 | 165000 |
| Factor de carga | 58.56 | 400.58 |
| Factor de rodamiento | 2 | 2 |
| Rango de temperatura [°C] | 40-70 | 40-70 |
| Grasa | LGEP 2 | LGEP 2 |
| Periodo de relubricación [h] | 15000 | 15000 |
| Llenado inicial de grasa [g] | 119.72 | 119.72 |
| Cantidad de grasa de relubricación [g] | 18 | 18 |

Así como en el eje excéntrico se debe comprobar el factor de seguridad estático:

Tabla 3.16 Factor de seguridad estático para los rodamientos del eje de transmisión. [Elaboración propia]

| | |
|------------------------------------|-------|
| Factor de seguridad estático S_0 | 14.96 |
|------------------------------------|-------|

Por lo que se cumple la condición y los rodamientos podrán soportar las cargas de impacto.

3.4.2 Rodamientos deslizantes

3.4.2.1 Barra conectora con eje excéntrico

Se selecciona un buje de bronce sólido debido a su resistencia y precio relativamente bajo, además, la velocidad de rotación de la barra conectora es baja en el momento que se aplica la fuerza con un valor de aproximadamente 6 RPM. Los cálculos se presentan en el apéndice B, mientras que los resultados y el rodamiento seleccionado se muestran a continuación:

Tabla 3.17 Características del rodamiento. [Elaboración propia]

| Rodamiento | PBM 190210200 M1G |
|--|--------------------------|
| Diámetro interno [mm] | 190 |
| Diámetro exterior [mm] | 210 |
| Ancho [mm] | 200 |
| Carga máxima dinámica [MPa] | 25 |
| Velocidad de deslizamiento permitida [m/s] | 0.5 |
| Carga en el rodamiento [MPa] | 19.9 |
| Velocidad de deslizamiento promedio [m/s] | 0.06 |

Como los valores en operación se encuentran por debajo de los valores permitidos por el fabricante, el cojinete de deslizamiento funcionará adecuadamente en la máquina, cabe recalcar que éste deberá de tener una debida lubricación mediante aceite para un óptimo desempeño.

3.4.2.2 Barra conectora con carnero

La unión entre la barra conectora y el carnero es de tipo esférica con un rodamiento deslizante esférico con las siguientes especificaciones:

Tabla 3.18 Especificaciones del rodamiento deslizante esférico. [Elaboración propia]

| Rodamiento | PBM 190210200 M1G |
|--|--------------------------|
| Diámetro interior [mm] | 100 |
| Diámetro exterior [mm] | 110 |
| Carga máxima dinámica [MPa] | 25 |
| Velocidad de deslizamiento permitida [m/s] | 0.5 |
| Carga en el rodamiento [MPa] | 6.59 |
| Velocidad de deslizamiento promedio [m/s] | 0.03 |

Por lo que el rodamiento podrá soportar las cargas de operación del sistema y podrá soportar las velocidades de operación sin inconvenientes.

3.4.2.3 Guías

El mecanismo cuenta con guías de bronce para para dirigir el movimiento y evitar que la herramienta se desalinee. Las guías seleccionadas son rectas con un riel endurecido como se muestran en la siguiente figura:



Figura 3.17 Guías del mecanismo. [Elaboración propia]

La guía auxiliar cuya función es absorber la carga lateral antes que las guías principales evitando así movimientos en el carnero debido a estas fuerzas. Este elemento consiste en un cilindro que une la barra conectora con el carnero que se desliza dentro de otro fijado a la estructura como se muestra en la siguiente figura:

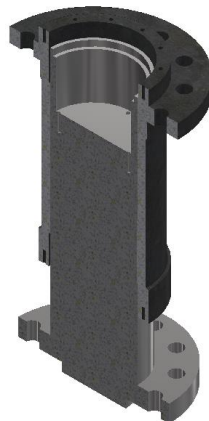


Figura 3.18 Guía auxiliar. [Elaboración propia]

3.5 Análisis estructural

La estructura de la troqueladora está construida como un solo bloque o “monobloque” soldado de lado recto (Bai et al., 2011; Halicioglu et al., 2016). La construcción general de la estructura se muestra en la figura 3.19.

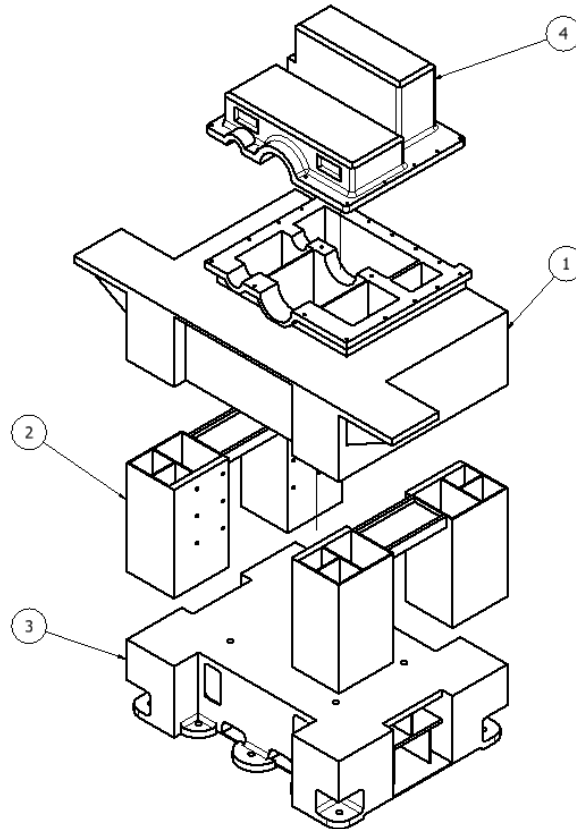


Figura 3.19 Construcción de la estructura tipo H. [Elaboración propia]

Donde:

Tabla 3.19 Partes de la estructura. [Elaboración propia]

| Ítem | Nombre |
|------|---------|
| 1 | Corona |
| 2 | Pilares |
| 3 | Base |
| 4 | Tapa |

3.5.1 Deflexión

Una de las variables de interés en el análisis estructural de una prensa troqueladora es la deflexión tanto de la mesa de trabajo como del carnero deslizante. Estas deflexiones deben de estar por debajo de 0.17 mm/m según la norma ASME B5.61-

2003 para prensas de lado recto (ASME, 2003). En las figuras a continuación se muestran las simulaciones utilizando el procedimiento establecido por la norma para la medición de la deflexión y la fuerza máxima de diseño de 500 kN.

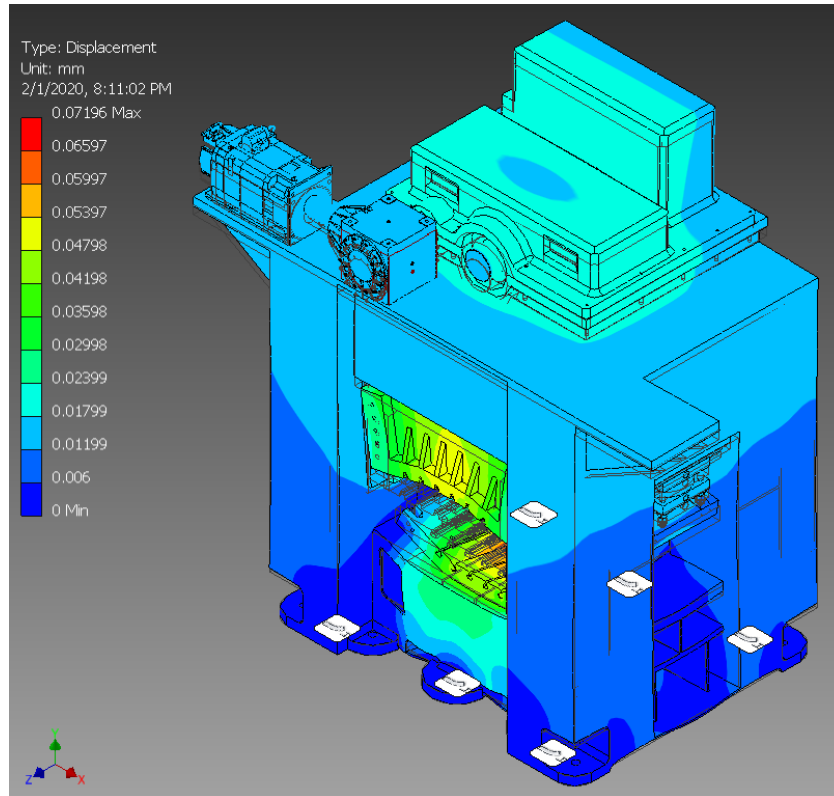


Figura 3.20 Simulación de la deflexión según procedimiento establecido en la norma ASME B5.61-2003. [Elaboración propia]

La longitud de la abertura de la placa base es de 950 mm y la longitud del carnero deslizable de 910 mm, las deflexiones máximas en cada uno son:

Tabla 3.20 Resultados de deflexión de la simulación. [Elaboración propia]

| Elemento | Deflexión máxima [mm] | Deflexión por metro [mm/m] |
|------------|-----------------------|----------------------------|
| Carnero | 0.05821 | 0.064 |
| Placa base | 0.07196 | 0.076 |

Por lo que los valores se encuentran adecuadamente por debajo del requerimiento de la norma, por lo que la estructura es lo suficientemente rígida para soportar las condiciones de operación.

3.5.2 Esfuerzos

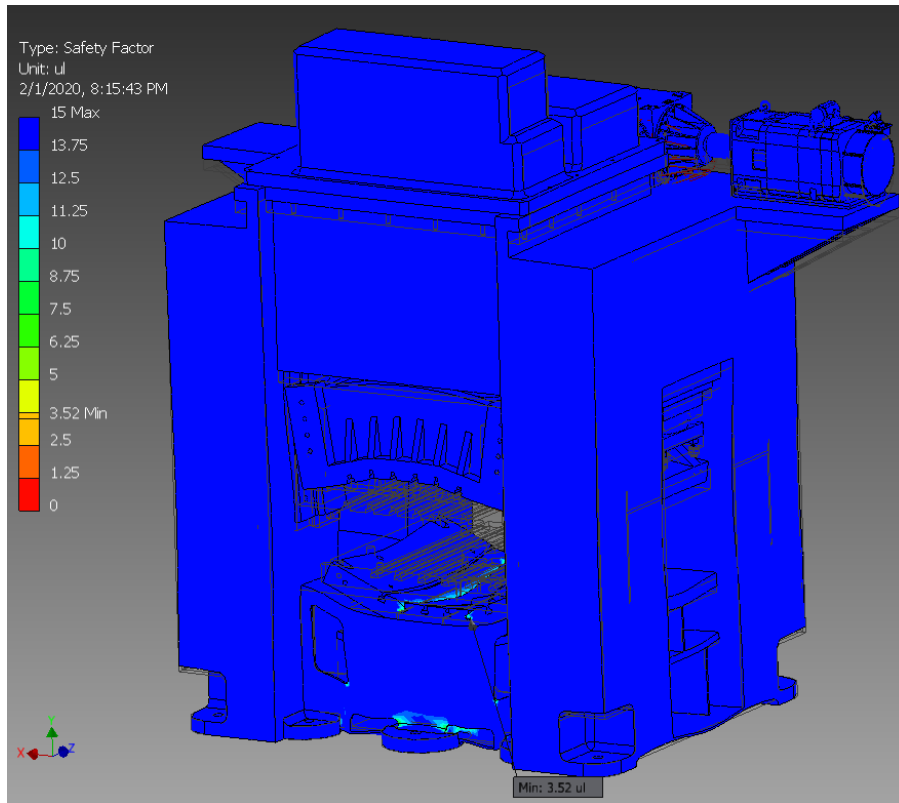


Figura 3.21 Simulación de la deflexión en la estructura después del impacto de corte. [Elaboración propia]

Por otra parte, en la figura 3.21 se puede observar el comportamiento de la estructura ante un impacto de corte, donde se observa que la zona más afectada es la de la placa base donde se presenta en mayor esfuerzo.

3.6 Selección del servomotor

El motor elegido para accionar el mecanismo fue un servomotor de alta potencia. Para realizar el proceso de selección del motor se estableció un proceso con la finalidad de considerar de la mejor forma las variables que se involucran en la operación del motor.

Se definen la máquina y el patrón de operación del motor en la siguiente tabla.

Tabla 3.21 Variables de operación del motor. [Elaboración propia]

| | |
|----------------------------|---|
| Máquina | Troqueladora mecánica de eje excéntrico |
| Patrón de operación | Velocidad tipo trapezoidal |

La gráfica de la velocidad para el motor con respecto al tiempo sigue el comportamiento de la entrada en la Figura 3.2 mostrada anteriormente en el análisis cinemático.

Se presentan las siguientes variables en función de los requerimientos de operación:

Tabla 3.22 Comportamiento requerido del motor. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|-------------------------------|--------|
| Velocidad en un ciclo [rad/s] | 15.708 |
| Tiempo de ciclo [s] | 0.5 |
| Tiempo de aceleración [s] | 0.1 |
| Carrera [mm] | 25 |

El comportamiento del sistema toma la siguiente forma.

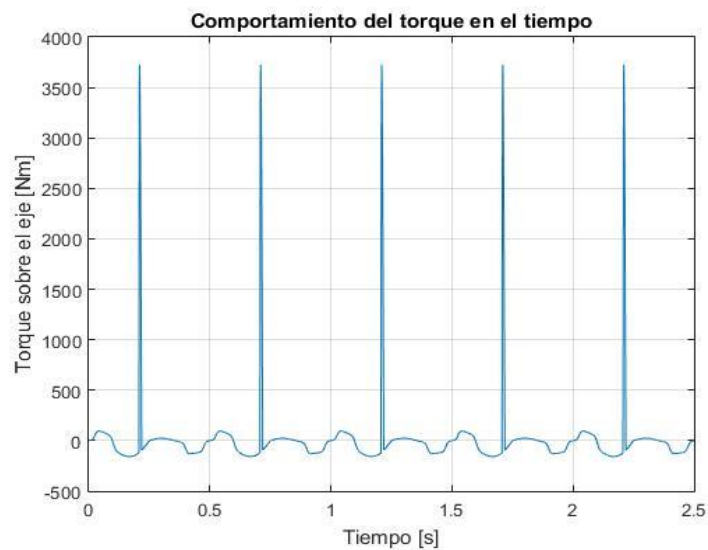


Figura 3.22 Comportamiento del torque en el tiempo. [Elaboración propia]

Se calcularon las cargas inerciales transferidas al motor debido a las inercias del mecanismo de corte, el engrane, el piñón y su correspondiente eje y la caja reductora utilizando las ecuaciones correspondientes a los cálculos de selección para servomotores y se presentan a continuación, la eficiencia de los engranes es 97% y de la caja es del 95%.

Tabla 3.23 Inercias de la carga, la caja reductora y el eje del motor. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|---|--------------|
| Inercia de la carga [kg m ²] | 6.0979 |
| Inercia en la caja reductora [kg m ²] | 0.243 |
| Inercia en el eje del motor [kg m ²] | 0.2048 |

Para una correcta selección se deben determinar los torques requeridos en el motor tanto de operación continua como de impacto, que son especialmente críticos debido al patrón de operación de la máquina y el torque requerido en la aceleración.

Tabla 3.24 Torques requeridos en el motor. [Elaboración propia]

| | |
|---|--------|
| Torque RMS (operación continua) [Nm] | 20.52 |
| Torque pico (Impacto) [Nm] | 194.77 |
| Torque de aceleración [Nm] | 0.24 |

De acuerdo con OMRON y a los resultados obtenidos el motor debería de cumplir con las siguientes especificaciones:

- La inercia en el eje del motor debe ser mayor a la inercia requerida por la carga dividida para 30
- El torque efectivo de la carga debe ser menor al 80% del torque nominal del motor
- El torque pico de la carga debe ser menor al 80% del torque máximo momentáneo del motor
- Velocidad nominal del motor es mayor a la velocidad requerida en operación

El motor seleccionado para accionar la troqueladora fue un servomotor SIEMENS SIMOTICS-S 1FT7108-5WF7:

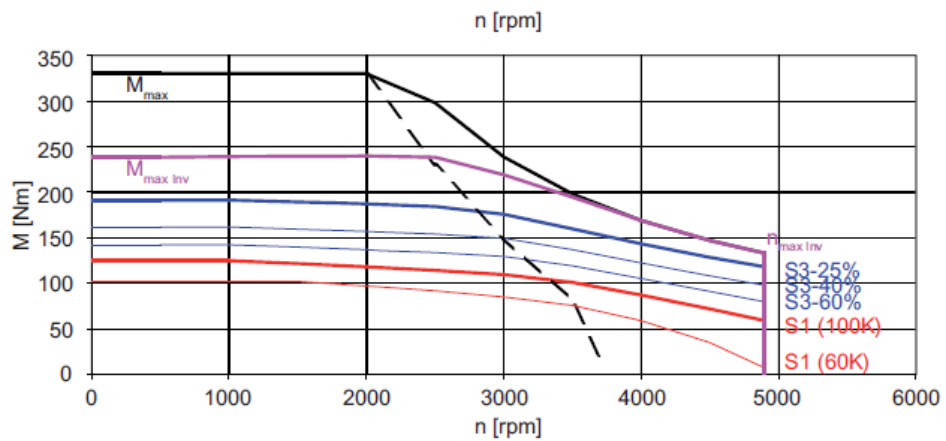


Figura 3.23 Curva torque vs velocidad característica para el motor principal [Siemens, 2006]

Tabla 3.25 Comparación de las variables del motor con los requerimientos. [Elaboración propia]

| Variable | Requerimiento | Motor | Condición | Cumplimiento |
|---|---------------|--------|--------------------------------|--------------|
| Torque RMS [Nm] | 20.52 | 109 | $0.8T_{motor} > T_{rms}$ | Cumple |
| Torque pico [Nm] | 194.77 | 250 | $0.8T_{motor} > T_{pico}$ | Cumple |
| Velocidad de rotación [RPM] | 3000 | 3000 | $RPM_{motor} \geq RPM_{carga}$ | Cumple |
| Inercia en eje del motor [kg m ²] | 0.2048 | 0.0265 | $I_{motor} > I_{carga}/30$ | Cumple |

Tabla 3.26 Características del motor seleccionado. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|-----------------------------|-----------|
| Potencia [kW] | 34.2 |
| Voltaje [V _{rms}] | 425 |
| Amperaje máximo [A] | 205 |
| Encoder | IC2048S/R |

Por lo que de acuerdo con las condiciones establecidas en la tabla 3.23, el motor seleccionado cumple con los requisitos para accionar la máquina adecuadamente.

3.6.1.1 Consumo

Para estimar el consumo se utiliza la constante de torque del motor y su eficiencia. La constante de torque del motor es de 1.92 Nm/A. (Siemens, 2006), mientras que la eficiencia se toma en 85%. Por lo que según las ecuaciones de la sección 2.6.1.6.1 el consumo estimado del servomotor es:

Tabla 3.27 Consumo del servomotor. [Elaboración propia]

| Amperaje [A] | Consumo [kW] |
|--------------|--------------|
| 12.57 | 9.24 |

3.6.2 Selección de la caja reductora

Considerando la velocidad angular del motor escogido de 3000 rpm y la velocidad requerida del eje de transmisión de 780 rpm, se seleccionó la caja reductora biselada helicoidal Power Jacks serie N40 con una relación de 4:1 y eficiencia del 95%.

Tabla 3.28 Catálogo de reductores Power Jacks serie N [Power Jacks, 2018]

| Series 40 | | |
|------------------|---------------|-----------|
| Torque (Nm) | Nominal#1 | 1353 |
| | Max Running#2 | 3088 |
| | Max Start-Up | 4632 |
| Input Speed | Max (rpm) | 3000 |
| Thermal Limit | Power (kW) | 90 |
| Backlash | arcmin | 7 to 10 |
| Efficiency | (%) | 95% - 98% |
| Service Life | (hours) | >10000 |
| Housing Material | | SG Iron |
| Oil Quantity | Litres | 3.27 |
| | Pints | 5.75 |
| Weight (kg) | 2 Way - 2:1 + | 126.5 |
| | 3 Way - 2:1 + | 131 |

Los torques que soporta la caja deben estar por encima de los torques de operación considerando factores de servicio, esto se muestra en la tabla 3.29.

Tabla 3.29 Comparación de torques. [Elaboración propia]

| | Sistema | Caja reductora |
|------------------|---------|----------------|
| Torque pico [Nm] | 1619.00 | 4632 |
| Torque RMS [Nm] | 170.60 | 8 |

Los factores de servicio se muestran en la tabla 3.30.

Tabla 3.30 Factores de servicio de la caja reductora. [Elaboración propia]

| Factor | Valor |
|-----------------------|--------------|
| Factor de choque | 1.75 |
| Factor de frecuencia | 1 |
| Factor de transmisión | 1.25 |

3.7 Ensamble de la máquina

A continuación, se presenta el ensamble de la troqueladora, este cuenta con los componentes principales diseñados o seleccionados. Cabe recalcar que la descripción del sistema de balanceo, selección de la herramienta de corte y el diseño conceptual de la alimentación del mecanismo, se encuentra en los apéndices F, G y H respectivamente.

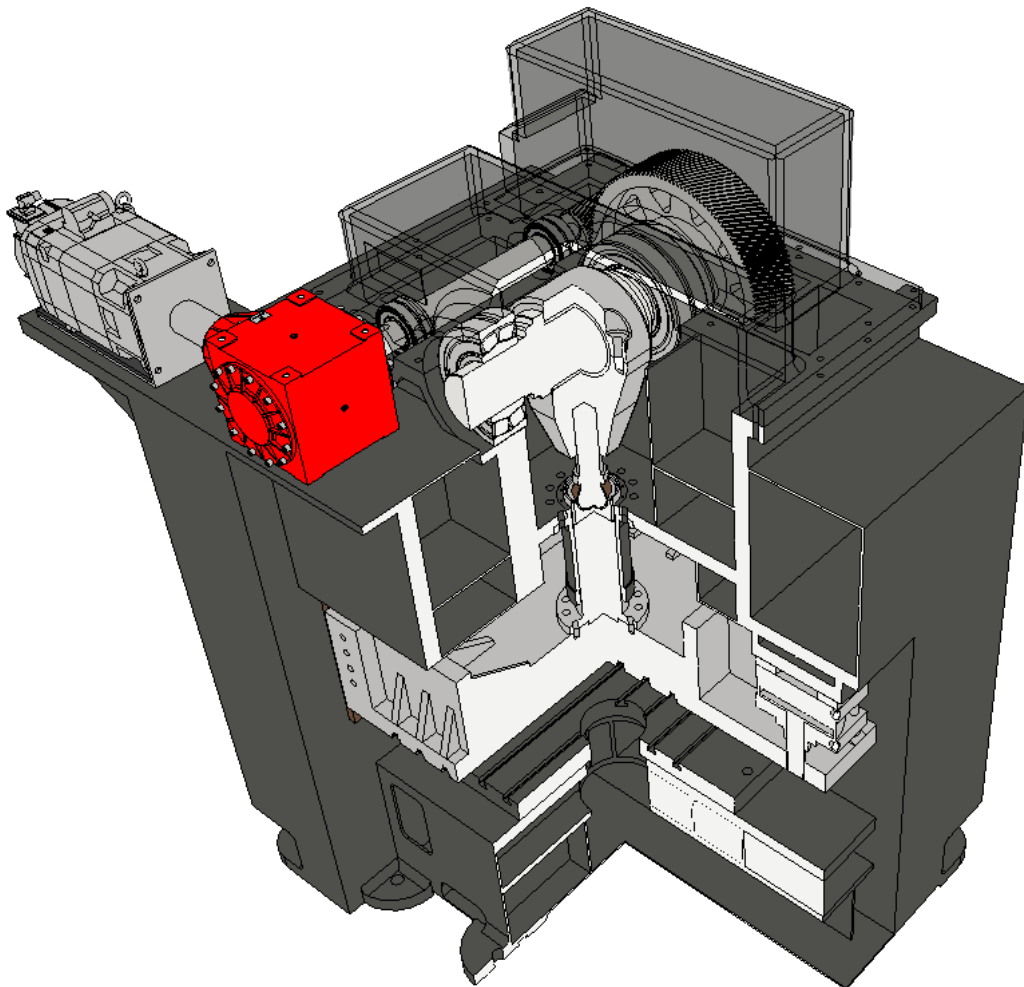


Figura 3.24 Ensamble final de la troqueladora. [Elaboración propia]

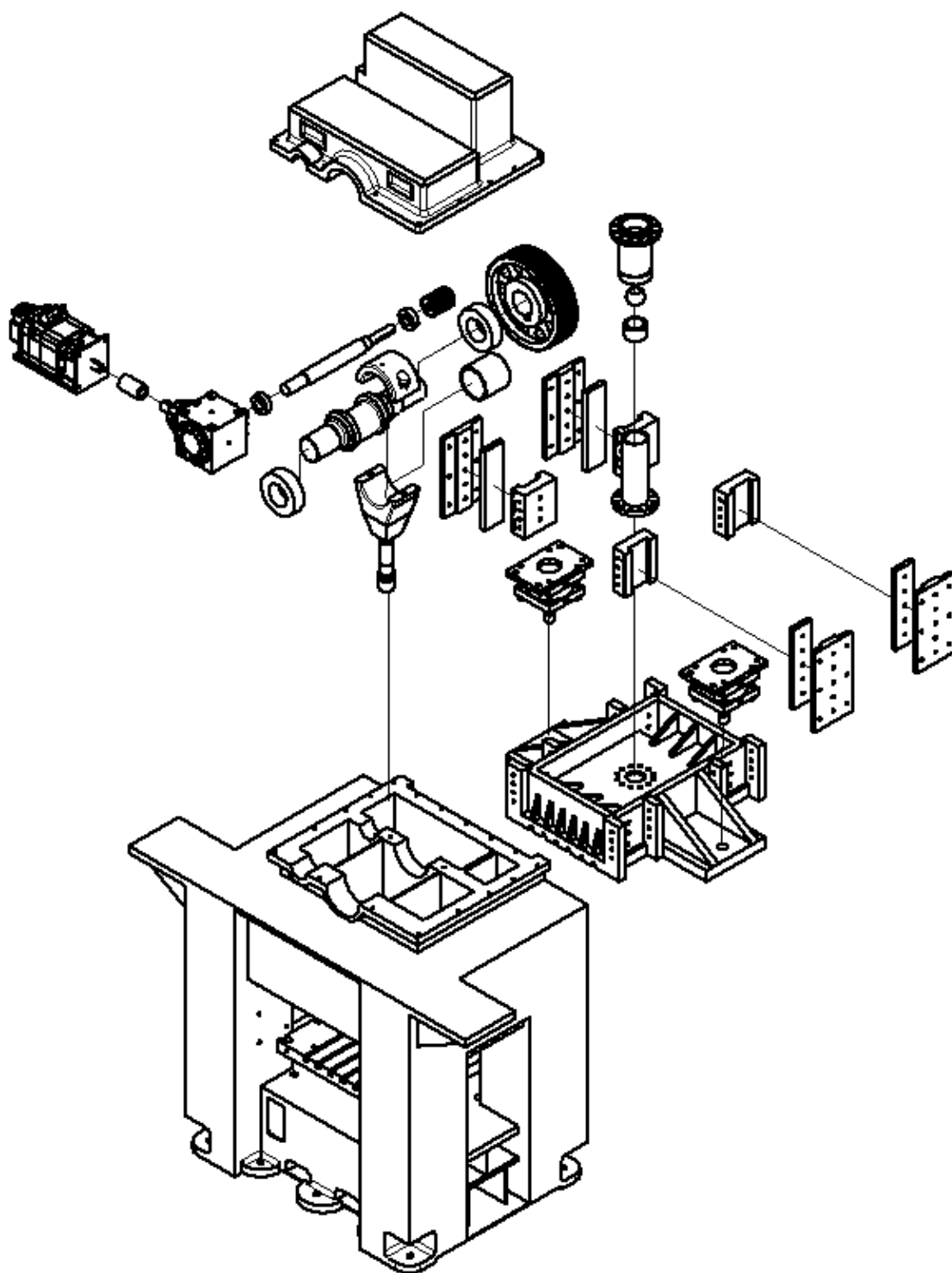


Figura 3.25 Vista en explosión de la máquina. [Elaboración propia]

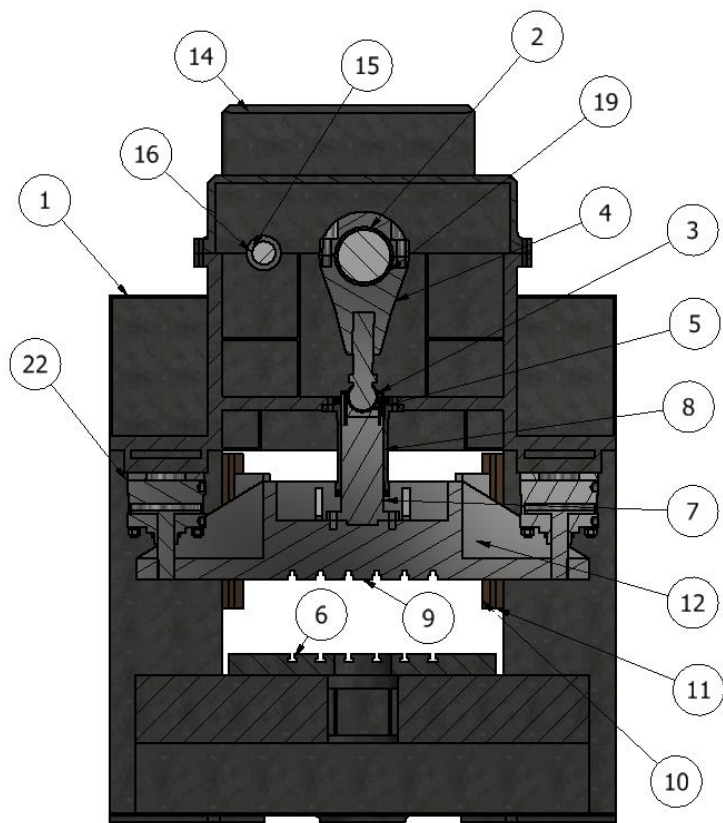


Figura 3.26 Sección frontal de la troqueladora. [Elaboración propia]

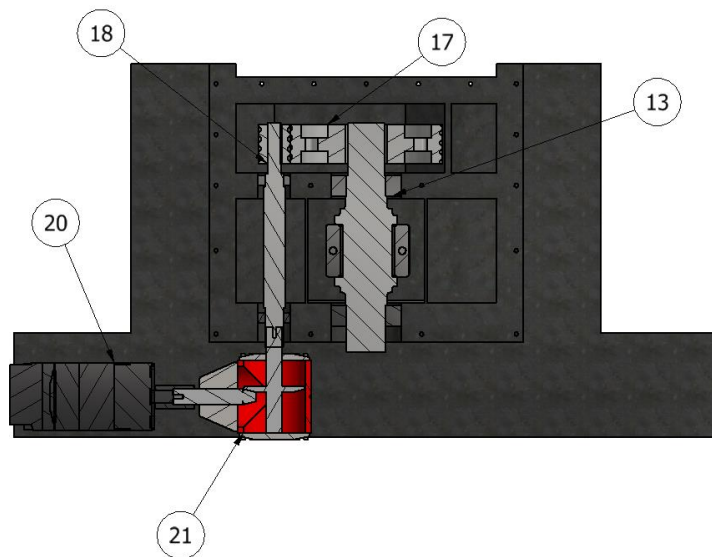


Figura 3.27 Sección superior de la troqueladora. [Elaboración propia]

Tabla 3.31 Componentes de la troqueladora. [Elaboración propia]

| Ítem | Nombre | Descripción |
|------|--|--------------------------|
| 1 | Estructura | Tipo H monobloque |
| 2 | Eje excéntrico | Excentricidad de 12.5 mm |
| 3 | Asiento de esférico | |
| 4 | Barra conectora | |
| 5 | Rodamiento esférico | Bronce sólido |
| 6 | Placa Base | Según norma B5.61-2003 |
| 7 | Conector | |
| 8 | Guía auxiliar | |
| 9 | Carnero | Según norma B5.61-2003 |
| 10 | Tira endurecida | Bronce sólido |
| 11 | Guía de la bancada | Bronce sólido |
| 12 | Guía del carnero | Bronce sólido |
| 13 | Rodamiento eje excéntrico | SKF 22332-2CS5/VT143 |
| 14 | Tapa | |
| 15 | Rodamiento eje del piñón | SKF BS2-2314-2RS/VT14 |
| 16 | Eje de transmisión | |
| 17 | Engrane helicoidal | 135 dientes módulo 4 |
| 18 | Piñón helicoidal | 26 dientes módulo 4 |
| 19 | Rodamiento deslizante | SKF PMB 190210200 M1G |
| 20 | Motor principal | 1FT7108-5WF7 |
| 21 | Caja reductora biselada helicoidal Power Jacks | Serie N40 reducción 4:1 |
| 22 | Cilindro neumático SMC | CS1 250 |

Tabla 3.32 Propiedades dinámicas del mecanismo de corte. [Elaboración propia]

| | Masa [kg] | Inercia rotacional [kgm ²] | Distancia centro de masa al centro de giro |
|------------------------|--------------|---|---|
| Eje excéntrico | 165.93 | 0.73 | 6.709 |
| Barra conectora | 116.8 | 5.37 | 129.07 |
| Carnero | 1042.99 | - | - |

3.8 Sistemas de monitoreo y control

Las servo troqueladoras generalmente poseen distintos elementos que ayudan a asegurar una operación segura y controlada, aprovechando así las ventajas y

flexibilidad de un servo motor. Los sistemas mayormente implementados que se utilizaron también en este trabajo son:

3.8.1 Sistema de capacitores

Es el encargado de almacenar la energía que no se utiliza después de que se realiza el corte para luego enviarla nuevamente al servomotor.

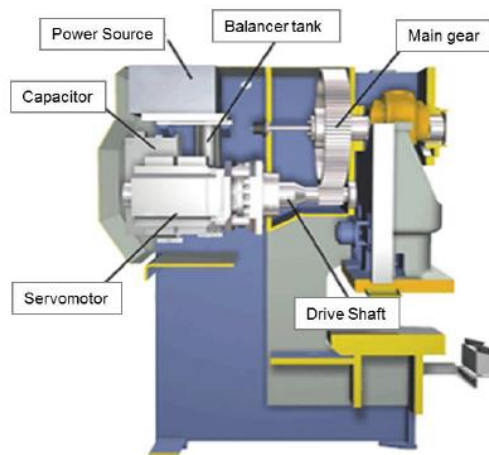


Figura 3.28 Sistema de capacitores para aprovechamiento de la energía durante la operación [Horie, 2006]

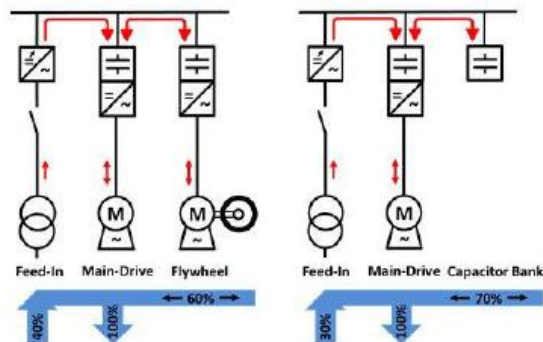


Figura 3.29 Funcionamiento del sistema de capacitores [König, 2008]

3.8.2 Sistema de control en cascada

Este sistema consiste en combinar sensores lineales de posición con celdas de carga para obtener datos acerca de en qué punto de la carrera se encuentra el carnero y bajo que carga se encuentra en todo momento, adicionalmente se utilizan encoders propios de los servomotores para retroalimentar el sistema por posición y por velocidad y se controla mediante un driver.

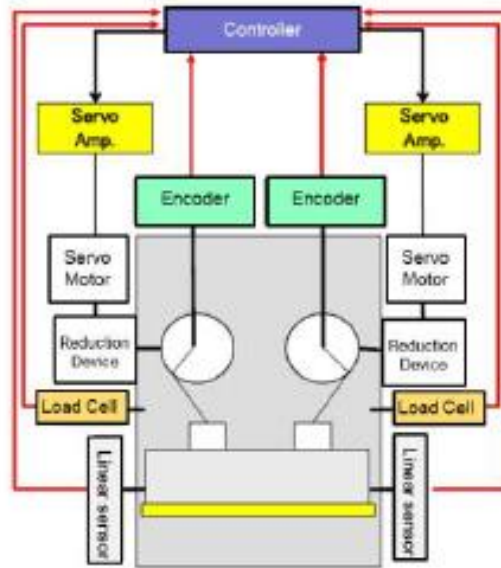


Figura 3.30 Esquemático del sistema de control de la troqueladora [Komatsu, 2005]

El sistema se puede combinar con retroalimentación de corriente en el motor para garantizar mayor robustez y precisión.

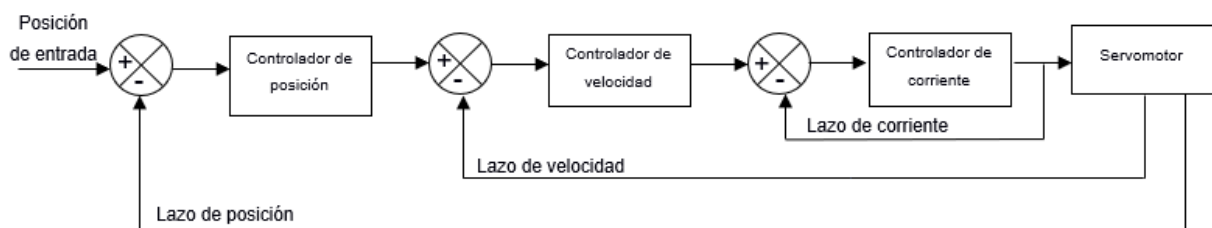


Figura 3.31 Sistema de control en cascada. [Elaboración propia]

Finalmente, el sistema aplicado incluyendo un controlador y se vería de la siguiente manera:

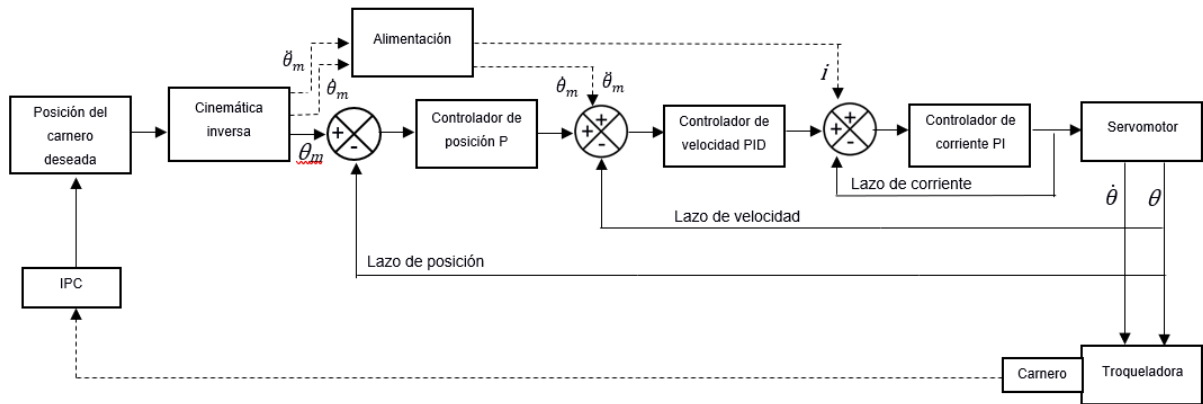


Figura 3.32 Sistema de control del servo troqueladora. [Elaboración propia]

3.8.3 Sistema de protección a la sobrecarga

Se incluye un sistema en la junta esférica con el carnero deslizante para el control de la sobrecarga del equipo que consiste en un arreglo hidráulico que se encarga de medir cuando existe una sobrecarga y detiene a la máquina en caso de que este ejerciendo una fuerza generalmente 1.5 veces mayor que la nominal.

El sistema luce de la siguiente manera:

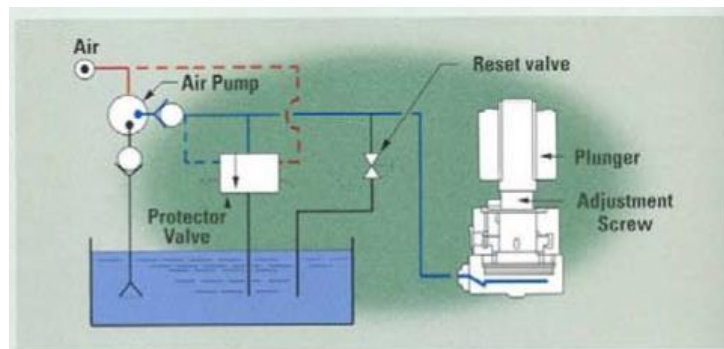


Figura 3.33 Esquemático del sistema de protección a sobrecarga [Komatsu, 2005]

3.9 Análisis de Costos

Los costos de fabricación estimados del proyecto se estipulan a continuación, los factores considerados fueron:

- Material (ArcelorMittal, 2011)
- Accionamiento
- Sistemas auxiliares
- Manufactura
- Instalación
- Elementos mecánicos adicionales

Tabla 3.33 Costo desglosado de la máquina. [Elaboración propia]

| Ítem | Precio |
|---------------------------------|-----------------|
| Material | \$ 5200 |
| Accionamiento | \$ 1500 |
| Sistemas auxiliares | \$ 1200 |
| Manufactura | \$ 5000 |
| Instalación | \$ 9000 |
| Elementos mecánicos adicionales | \$ 2000 |
| Total | \$ 23900 |

Por lo que el costo de los componentes de la máquina es de \$9900 y el del equipo puesto en marcha es de \$23900. Los precios de estos equipos en el mercado varían entre \$9000 y \$47000.

A pesar de que la potencia del servomotor es de 34.7 kW debido a que es un trabajo intermitente, el torque RMS nominal es mucho más bajo que el torque necesario para cada corte por lo que la potencia consumida se estimó en alrededor de 9.24 kW que puede ser menor utilizando el sistema de capacitores para hacer más eficiente el uso de la energía (König, 2008). Los costos de instalación incluyen el traslado del material.

Los costos de operación de la máquina se distribuyen de la siguiente manera:

Tabla 3.34 Costos de operación anuales de la troqueladora. [Elaboración propia]

| Rubro | Costo anual |
|-------------------|--------------------|
| Operador | \$ 8,400.00 |
| Consumo eléctrico | \$ 1,470.00 |
| Mantenimiento | \$ 2,868.00 |
| Depreciación | \$ 2,390.00 |
| Suministros | \$ 1,195.00 |
| Traslado | \$ 717.00 |
| Arriendo | \$ 478.00 |
| Seguros | \$ 239.00 |

Como el costo anual necesario para llevar a cabo esta operación en la empresa solo involucra la mano de obra del operador. La diferencia de costos es negativa y muy elevada, además la máquina quedaría subutilizada durante el año debido a que el volumen de producción obtenido con esta es mucho mayor a las necesidades de la empresa. El traslado corresponde a costos de traslado de insumos y del producto terminado. La depreciación es de tipo línea recta a lo largo de 10 años de vida útil de la máquina.

Tabla 3.35 Comparación de costos de operación. [Elaboración propia]

| Rubro | Costo anual actual | Costo con la troqueladora |
|--------------------|---------------------------|----------------------------------|
| Costo de operación | \$ 8400 | \$16233 |

Tabla 3.36 Inversión requerida. [Elaboración propia]

| Rubro | Actual | Con la troqueladora |
|--------------|---------------|----------------------------|
| Inversión | 0 | \$23900 |

Por lo que visto desde este punto de vista el proyecto no es factible más allá de la ayuda ergonómica que pueda presentar.

3.9.1 Posible proyecto futuro

El proyecto no es factible para aplicarse a la empresa, sin embargo, se puede considerar otro enfoque dado que esta tiene los medios para obtener la malla de acero inoxidable a precios más económicos de los que existen actualmente en el mercado.

Se puede tomar el enfoque de aprovechar el tiempo de no uso de la máquina para la producción de filtros para la venta en el mercado local. Los costos de producir estos discos considerando materia prima y costos de operación son:

Tabla 3.37 Costo unitario de producción de los discos de malla. [Elaboración propia]

| Rubro | Costo por disco |
|---------------------|------------------------|
| Materia prima | \$ 0.29 |
| Costos de operación | \$ 0.20 |
| Total | \$ 0.49 |

Estos valores se obtienen asumiendo un mercado en el que se venden 720 rollos de malla en forma de discos anuales y considerando una participación en ese mercado del 15%.

Por lo que el flujo para este proyecto considerando todos los costos expuestos en esta sección, 5% de las ventas en publicidad, 10% de las ventas en transporte y un impuesto del 25% quedaría:

Tabla 3.38 Flujo de caja del proyecto de venta de filtros. [Elaboración propia]

| | Año 0 | Año 1 | Año 2 | Año 3 | Año 4 | Año 5 | Año 6 |
|--------------------------------------|---------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------------|
| Inversión | \$25,899.65 | | | | | | |
| Ingresos ventas por Disco | | \$76,194 | \$76,194 | \$76,194 | \$76,194 | \$76,194 | |
| Volumen de Venta Discos | | 89,640 | 89,640 | 89,640 | 89,640 | 89,640 | |
| Precio de Venta por Disco | | \$0.85 | \$0.85 | \$0.85 | \$0.85 | \$0.85 | |
| | | | | | | | |
| Costos | | \$61,525 | \$61,525 | \$61,525 | \$61,525 | \$61,525 | |
| Costo de Producción | | \$43,924 | \$43,924 | \$43,924 | \$43,924 | \$43,924 | |
| Depreciación (10 años) | | \$1,690 | \$1,690 | \$1,690 | \$1,690 | \$1,690 | |
| Costo Logístico | | \$7,619 | \$7,619 | \$7,619 | \$7,619 | \$7,619 | |
| Costo Mercadeo | | \$3,810 | \$3,810 | \$3,810 | \$3,810 | \$3,810 | |
| Utilidad antes de Impuestos | | \$19,151.34 | \$19,151.34 | \$19,151.34 | \$19,151.34 | \$19,151.34 | |
| Impuesto Causado | | \$4,787.83 | \$4,787.83 | \$4,787.83 | \$4,787.83 | \$4,787.83 | |
| Impuesto Pagado | | | \$4,787.83 | \$4,787.83 | \$4,787.83 | \$4,787.83 | \$4,787.83 |
| Utilidad después de Impuestos | | \$19,151.34 | \$14,363.50 | \$14,363.50 | \$14,363.50 | \$14,363.50 | -\$4,787.83 |
| | | | | | | | |
| Depreciación | | \$1,689.96 | \$1,689.96 | \$1,689.96 | \$1,689.96 | \$1,689.96 | |
| | | | | | | | |
| Flujo Neto de Efectivo | -\$23,900.00 | \$20,841.30 | \$16,053.47 | \$16,053.47 | \$16,053.47 | \$16,053.47 | -\$4,787.83 |

A partir de este flujo se obtiene lo siguiente:

Tabla 3.39 Resultados del proyecto. [Elaboración propia]

| | |
|--------------------------------|-------------|
| VAN | \$26,496.12 |
| TIR | 70% |
| Periodo de Recuperación | 14 meses |
| Utilidad/Ventas | 27.4% |

El proyecto es rentable en un periodo de 5 años, ya que posee un van positivo. La inversión se recupera en 14 meses por lo que es otro punto favorable.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

Para la resolución de las ecuaciones, el uso de las herramientas de Matlab y Excel para automatizar los cálculos, así como análisis de elementos finitos, permitió una gran facilidad de rediseño y la capacidad de emplear un cierto grado de optimización a cada elemento analizado. El enfoque de diseño iterativo permitió definir elementos de una medida en particular y hacer cálculos iterativos hasta obtener valores que cumplan los estándares para resistir falla estática y fatiga, otorgando un sistema confiable y evitando el sobredimensionamiento. El proceso usado probó ser beneficioso en la realización de este trabajo, ya que permitió recalcular cuantas veces sea necesario, hasta encontrar un diseño apto en concordancia con las restricciones establecidas, obteniendo así, la geometría final de cada componente.

Mediante el análisis de factibilidad, se obtuvo que el costo representativo en la fabricación de la servo troqueladora fue el material, debido a la gran cantidad de acero necesaria para fabricar la estructura y los elementos del mecanismo. El valor total del equipo sería de \$9900. Los precios de estos equipos para capacidades similares a las que se utilizan en este proyecto generalmente varían entre \$9000 y \$47000 dependiendo del fabricante, especificaciones y sistemas auxiliares incorporados, por lo que el equipo diseñado posee un costo competitivo con los que se encuentran generalmente en el mercado.

Finalmente, se determinó que instalar una troqueladora en la empresa sería factible implementando la propuesta de un micronegocio como fue mostrado en el análisis financiero. Debido a que los beneficios radican netamente en la ergonomía y los costos de operación no se justifican para el tamaño de la empresa. Por otra parte, existe la posibilidad de aprovechar la alta producción que una troqueladora puede otorgar e implementar un proyecto para la comercialización de filtros de malla de acero inoxidable a otras empresas del medio que necesiten de este producto. Basándose en el relativo bajo costo de la materia prima para realizar los discos de

malla y en una simulación del mercado, el proyecto presentado para su comercialización es factible con un VAN positivo y un tiempo de retorno de 14 meses. Esto significa que, si bien la inversión es relativamente baja, esta se recupera rápidamente y deja ganancias que van en relación con el pequeño tamaño del proyecto.

4.2 Recomendaciones

Primero que nada, se debe considerar establecer los parámetros de diseño brindando un margen de seguridad al mecanismo, ya que los sistemas siempre tendrán pérdidas y se deben considerar al momento de alcanzar con los requerimientos del proyecto. Por otro lado, se deben tener en cuenta las normas y sugerencias de fabricantes o investigadores para una mayor orientación al iniciar con los diseños de concepto.

BIBLIOGRAFÍA

- Alta, T., & Tekkaya, A. E. (2002). *Sheet Metal Fundamentals*. <https://doi.org/10.1201/9781420048599.ch7>
- American Gear Manufactures Association. (2004). *ANSI/AGMA 2001-D04 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*. 04, 66. ANSI/AGMA 2001-D04
- ArcelorMittal. (2011). *Products & Prices USA Plate Products* (p. 87).
- ASME. (2003). *B5.61-2003.pdf* (p. 42).
- Bai, Y., Gao, F., & Guo, W. (2011). Design of mechanical presses driven by multi-servomotor. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25(9), 2323–2334. <https://doi.org/10.1007/s12206-011-0603-9>
- Boljanovic, V. (2004). *Sheet metal forming processes and die design*. 219.
- Budynas, R., & Keith, J. (2008). Fallas por fatiga resultantes de carga variable. *Diseño En Ingeniería Mecánica*, 257–278.
- Childs, P. R. N. (2004). Mechanical Design. In *Butterworth Heinemann* (Issue 2). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Counterbalance, S. (2002). *Press Balancing Systems Pneumatic Counterbalancers*: 1–3.
- Dieter, G. (2009). *Engineering Desing 4th Edition*.
- ESAB Welding and cutting products. (2006). Factors affecting quality in oxy-fuel cutting. *Esab*, 6.
- Gmbh, H. E., & Kg, C. (2018). *High Performance Steels for Punching and Blanking*.
- Halicioglu, R., Dulger, L. C., & Bozdana, A. T. (2016). Structural design and analysis of a servo crank press. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 19(4), 2060–2072. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2016.08.008>
- Hoffmann, H., Schweitzer, M., & Milberg, J. (1999). Rotary blanking. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 48(1), 213–216. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)63168-0](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)63168-0)
- Klingenberg, W., & Singh, U. P. (2005). Comparison of two analytical models of blanking and proposal of a new model. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45(4–5), 519–527. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2004.09.002>
- Komatsu. (2005). *Komatsu C* (p. 8).
- König, M. (2008). Energy-Efficient Drive Solutions Increase Productivity. *Münchener Kolloquium - Innovation Für Die Produktion*, 139–150.
- Kumar, K. S., & Prashanth, B. (2017). *Design & Fabrication of Hydraulic Press*. 2(7), 227–230.
- Kütük, M. E., & Dülger, L. C. (2016). Dynamic modeling, simulation and control of a hybrid driven press mechanism. *International Journal of Mechanics*, 10(January 2016),

288–293.

- Miyamoto, I., & Maruo, H. (1991). Mechanism of laser cutting. *Welding in the World, Le Soudage Dans Le Monde*, 29(9–10), 283–294. <https://doi.org/10.22486/iwj.v25i2.148338>
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas*.
- Norton, R. L. (2013). Diseño de Maquinaria. In *McGraw Hill* (Issue 4). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Ojeda, M. (2011). Extrusión de materiales plásticos. *Tecnología de los plásticos*. <https://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/03/extrusion-de-materiales-plasticos.html>
- Omron. (2017). *Servo Motor Technical Guide*. 3–13.
- Osakada, K., Mori, K., Altan, T., & Groche, P. (2011). Mechanical servo press technology for metal forming. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 60(2), 651–672. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2011.05.007>
- Pneumatics, B. (2010). *Air Cylinders Model Selection*. 21.
- Power Jacks. (2018). *Range-N 2 Way Solid Shaft* (p. 1).
- Schuler. (1998). Metal Forming Handbook. In *Metal Forming Handbook* (Issue c). <https://doi.org/10.1007/978-3-642-58857-0>
- Schuler. (2015). *STAMPING AND FORMING SYSTEMS 250 – 32,000 kN* (p. 32).
- Siemens. (2006). Sinamics S120 1FT7 synchronous motors configuration manual. *Control*, 1–6.
- SKF. (2015). Selección de Rodamientos. *Catalogo SKF Rodamientos*, 1382.
- Stanley, F. A. (1919). *Punches and Dies Layout, Construction and Use* (p. 446).
- Subramonian, S., Altan, T., Ciocirlan, B., & Campbell, C. (2013). Optimum selection of variable punch-die clearance to improve tool life in blanking non-symmetric shapes. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 75(December 2013), 63–71. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2013.09.004>
- Sueiro Telas Metálicas (2020). Solicitud de productos. Buenos Aires, Argentina. <https://www.sueirotelametalica.com.ar/2017/09/14/telas-metalicas/>
- Syed, A. V. (2006). *A New Analytical Model for Tool Life*.
- Tschaetsch, H. (2006). Metal Forming Practise. In *Metal Forming Practise*. <https://doi.org/10.1007/3-540-33217-0>
- United Performance Metals. (2019). *Stainless 316, 316L, 317, 317L. Stainless*, 3.
- VDI. (1970). *STANDARDS ON LAND AND EDGE WIDTHS IN PRESSWORKING; DETERMINATION OF THE NUMBER OF STRIPS AND WORKPIECES*.
- Vukota, B., Paquin, J. R., & Crowley, R. E. (2005). *Die design fundamentals*.
- Wagner, J. R. J., Mount, Eldridge M., I., & Giles, Harold F., J. (2014). *Extrusion - The Definitive Processing Guide and Handbook (Wagner Jr. et al).pdf*>.

Whelan, T., & Dunning, D. (1988). *The Dynisco Extrusion Processors Handbook*.

APÉNDICES

A. Casa de la Calidad

QFD: House of Quality
 Project:
 Revision:
 Date:

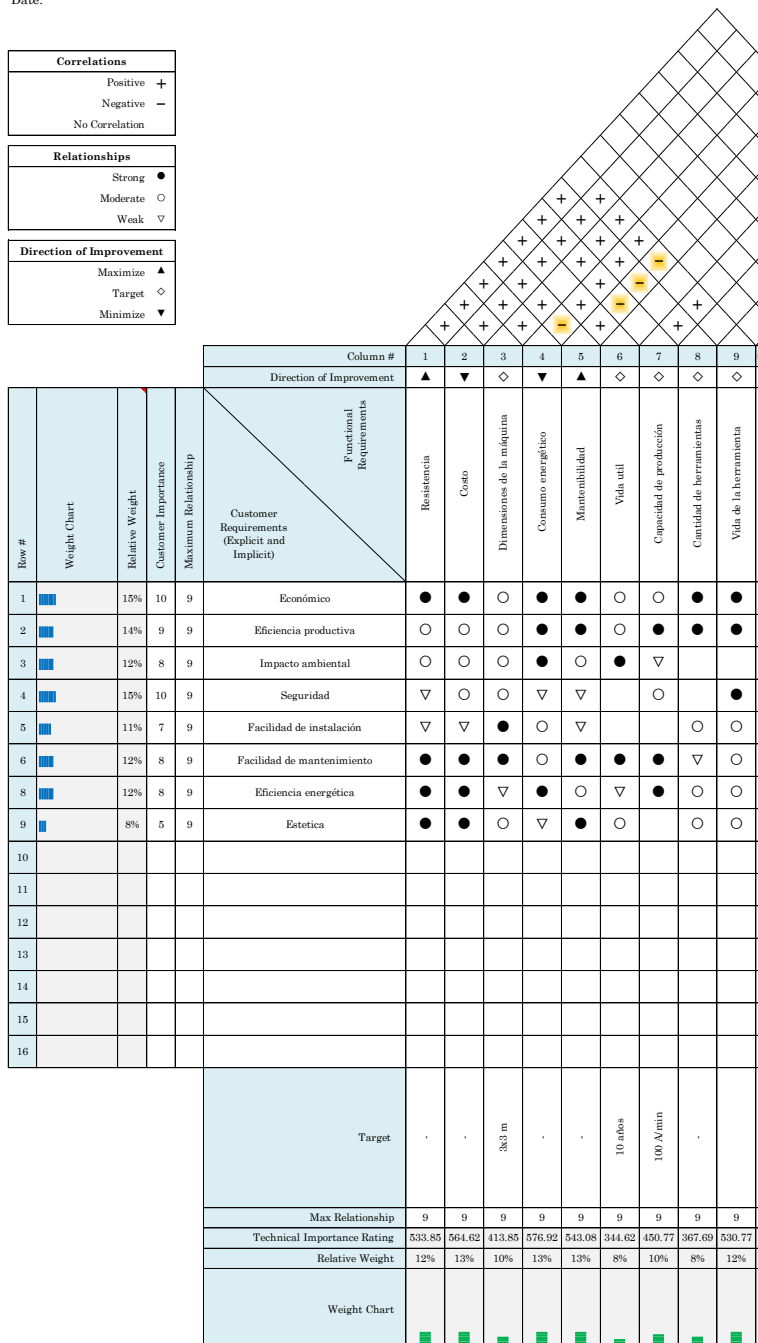


Figura A 1 Casa de la calidad utilizada en el proyecto. [Elaboración propia]

B. Ecuaciones utilizadas para la selección de rodamientos

Los cálculos involucrados en la selección de los rodamientos rodantes se basan en la determinación de la carga equivalente sobre el rodamiento.

Para rodamientos de rodillos esféricos (SKF, 2015):

Se define la relación de carga axial y carga radial R como:

$$R = \frac{F_a}{F_r} \quad (\text{B } 1)$$

Donde:

F_a es la carga axial sobre el rodamiento

F_r es la carga radial sobre el rodamiento

Si esta relación es menor que el factor y del rodamiento la carga equivalente se calcula como:

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad (\text{B } 2)$$

Donde:

Y_1 es un factor propio del rodamiento

Si la relación es mayor:

$$P = 0.67 F_r + Y_2 F_a \quad (\text{B } 3)$$

Donde:

Y_2 es un factor propio del rodamiento

La vida en horas de un rodamiento según SKF se calcula con la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{1 \times 10^6}{60 \omega} \right) a_1 a_{skf} \left(\frac{C_d}{P} \right)^p \quad (\text{B } 4) \text{ (SKF, 2015)}$$

Donde:

ω son las RPM del eje

a_1 es el factor de confiabilidad

a_{skf} es el factor de vida SKF

C_d es la capacidad de carga dinámica del rodamiento

P es la carga equivalente

p es un coeficiente dependiente del tipo de rodamiento (10/3 en caso de rodamientos de rodillos)

El factor a_1 se obtiene de la siguiente tabla:

| Values for life adjustment factor a_1 | | | |
|---|----------------------------|-----------------------------|-----------------|
| Reliability | Failure probability n | SKF rating life L_{nm} | Factor a_1 |
| % | % | million revolutions | – |
| 90 | 10 | L_{10m} | 1 |
| 95 | 5 | L_{5m} | 0,64 |
| 96 | 4 | L_{4m} | 0,55 |
| 97 | 3 | L_{3m} | 0,47 |
| 98 | 2 | L_{2m} | 0,37 |
| 99 | 1 | L_{1m} | 0,25 |

Tabla B 1 Factores de confiabilidad para rodamientos [SKF, 2015]

Para poder determinar el factor de vida SKF es necesario considerar la razón de viscosidad k :

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (B 5)$$

Donde:

v es la viscosidad en operación del lubricante

v_1 es la viscosidad nominal del lubricante

La viscosidad en operación se estima en función de la temperatura con el siguiente gráfico:

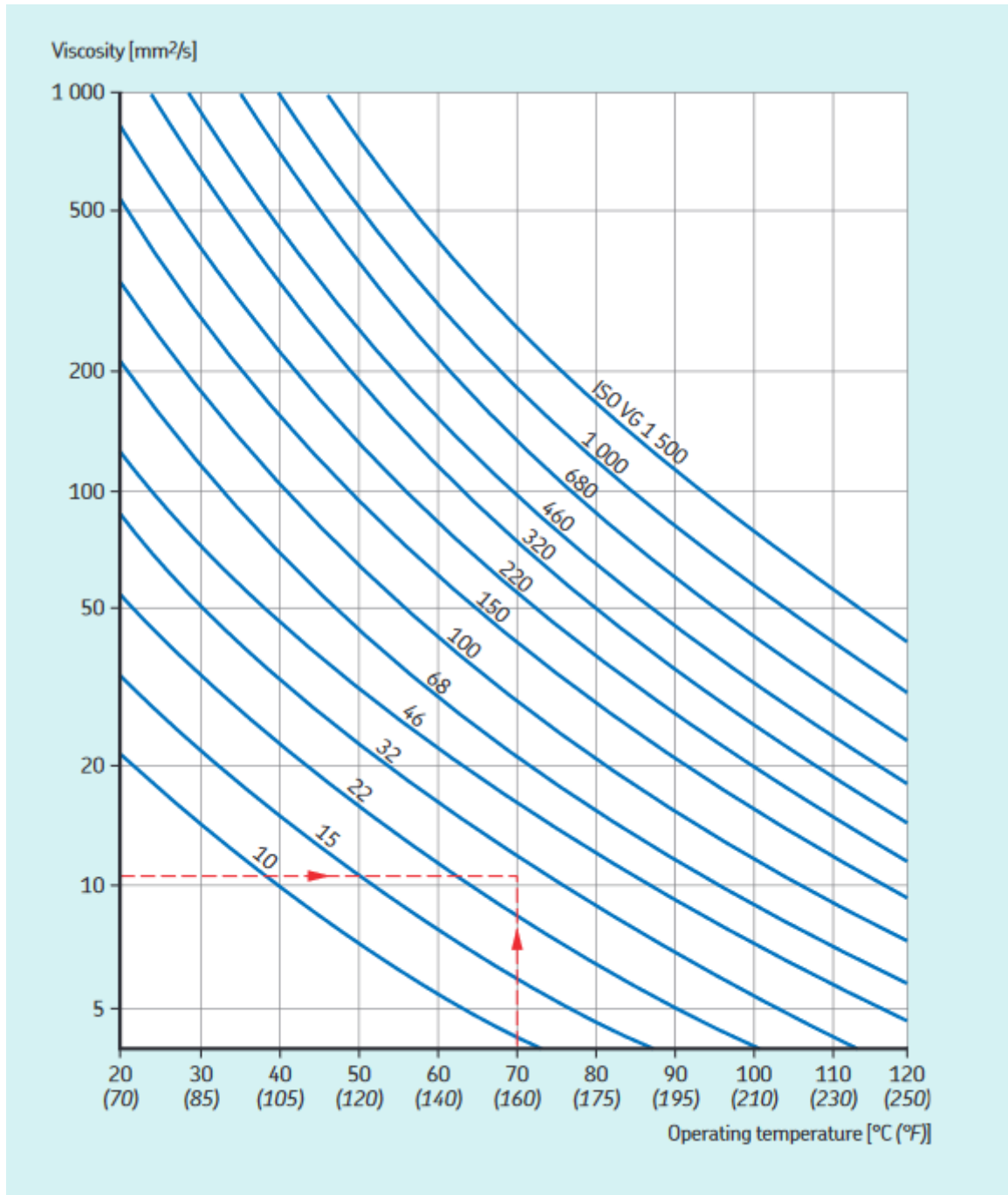


Gráfico B 1 Viscosidad en función de la temperatura de operación [SKF, 2015]

Por otro lado, para la viscosidad nominal se necesita conocer el factor de velocidad del rodamiento calculado con las siguientes expresiones

Para el diámetro medio del rodamiento:

$$d_m = \frac{1}{2}(d + D) \quad (B 6)$$

Donde:

D es el diámetro exterior del rodamiento

d es el diámetro interior del rodamiento

el factor de velocidad se calcula con la siguiente expresión

$$FV = nd_m \quad (B 7)$$

La viscosidad nominal se calcula empleando estas variables y el siguiente gráfico:

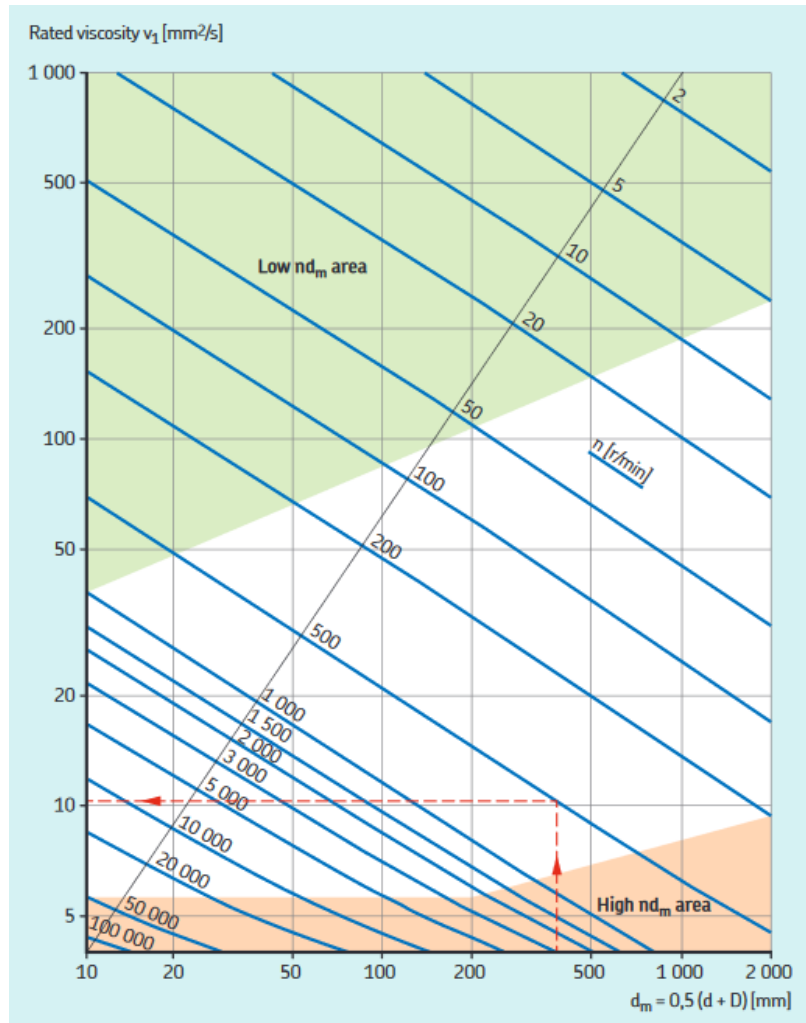


Gráfico B 2 Viscosidad nominal del lubricante en función del factor de velocidad [SKF, 2015]

También se debe considerar la resistencia a la fatiga del rodamiento P_u y el factor de contaminación. Valores para el factor de contaminación se presentan a continuación, mientras que la resistencia a la fatiga se encuentra en las tablas de producto de los rodamientos.

| Guideline values for factor η_c for different level of contamination | | |
|--|---|-------------------|
| Conditions | Factor $\eta_c^{(1)}$ for bearings with diameter | |
| | $d_m < 100$ | $d_m \geq 100$ mm |
| Extreme cleanliness <ul style="list-style-type: none"> • Particle size of the order of the lubricant film thickness • Laboratory conditions | 1 | 1 |
| High cleanliness <ul style="list-style-type: none"> • Oil filtered through an extremely fine filter • Typical conditions: sealed bearings that are greased for life | 0,8 ... 0,6 | 0,9 ... 0,8 |
| Normal cleanliness <ul style="list-style-type: none"> • Oil filtered through a fine filter • Typical conditions: shielded bearings that are greased for life | 0,6 ... 0,5 | 0,8 ... 0,6 |
| Slight contamination <ul style="list-style-type: none"> • Typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and slight ingress of contaminants | 0,5 ... 0,3 | 0,6 ... 0,4 |
| Typical contamination <ul style="list-style-type: none"> • Typical conditions: bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles, and ingress from surroundings | 0,3 ... 0,1 | 0,4 ... 0,2 |
| Severe contamination <ul style="list-style-type: none"> • Typical conditions: high levels of contamination due to excessive wear and/or ineffective seals • Bearing arrangement with ineffective or damaged seals | 0,1 ... 0 | 0,1 ... 0 |
| Very severe contamination <ul style="list-style-type: none"> • Typical conditions: contamination levels so severe that values of η_c are outside the scale, which significantly reduces the bearing life | 0 | 0 |

Tabla B 2 Valores para el factor de contaminación [SKF, 2015]

En función de estas variables se determina el factor de vida SKF con el siguiente gráfico:

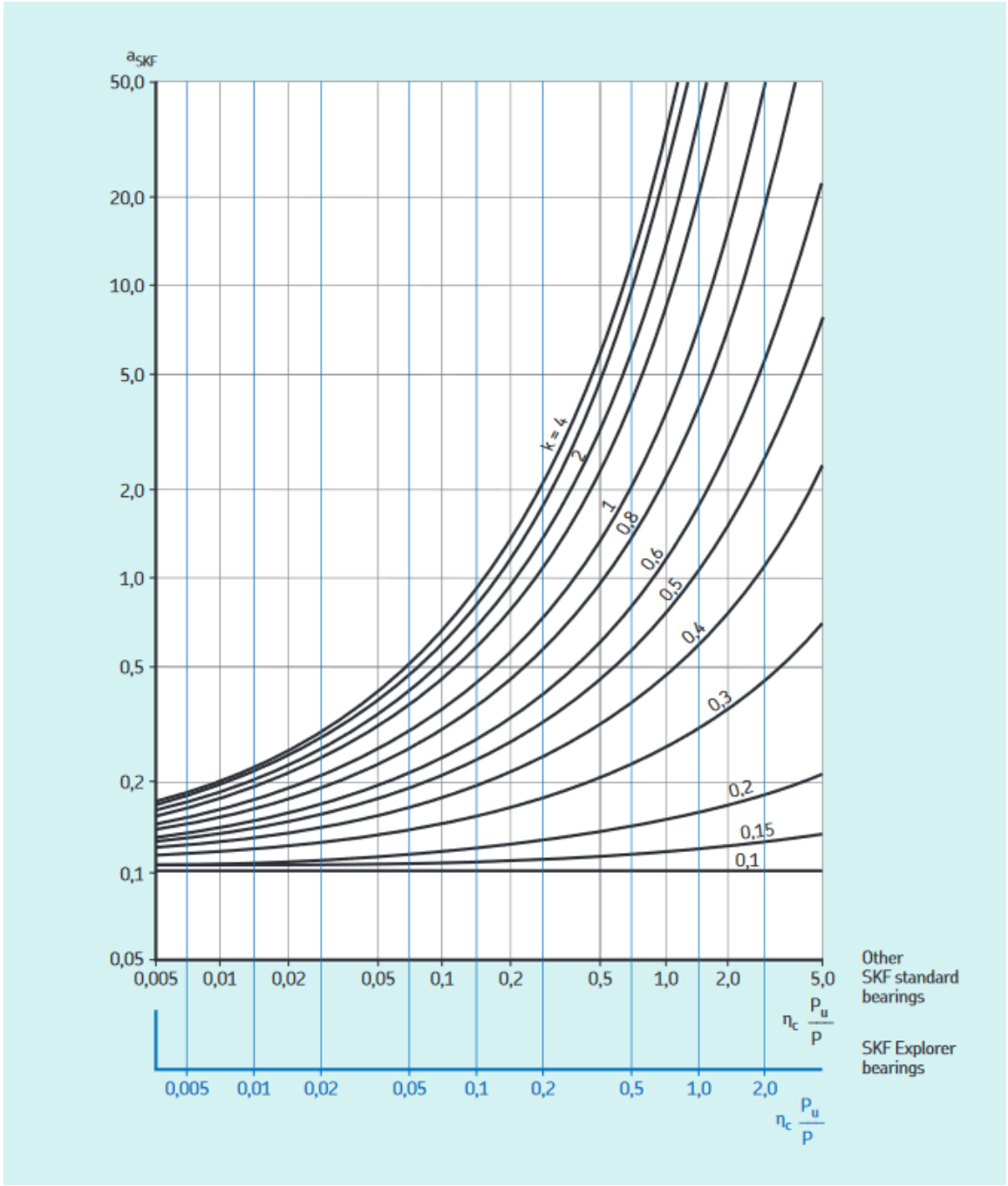


Gráfico B 3 Factor de vida SKF para rodamientos radiales de rodillos [SKF, 2015]

Los intervalos de lubricación se calculan utilizando el factor de velocidad, la relación entre la capacidad de carga dinámica y la carga equivalente en el siguiente gráfico:

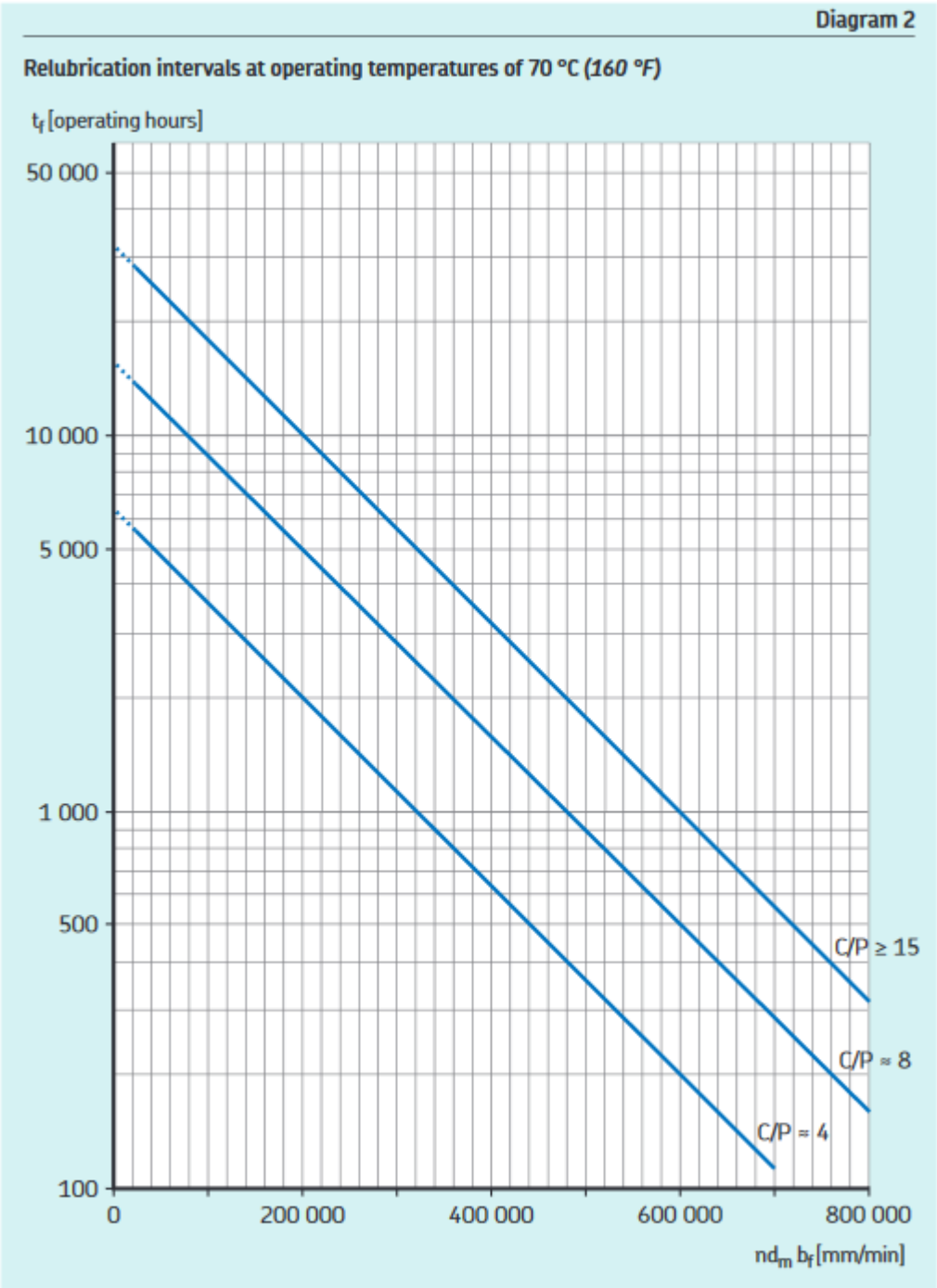


Gráfico B 4 Periodo de lubricación en función del factor de seguridad [SKF, 2015]

También se debe de considerar que el límite de velocidad no exceda los límites estipulados en la siguiente tabla:

| Bearing factors and recommended nd_m limits | | | | |
|--|----------------------|--|------------------|-----------------|
| Bearing type ¹⁾ | Bearing factor b_f | Recommended nd_m limits for load ratio | | |
| | | $C/P \geq 15$ | $C/P \approx 8$ | $C/P \approx 4$ |
| | | mm/min | | |
| Deep groove ball bearings | 1 | 500 000 | 400 000 | 300 000 |
| Angular contact ball bearings | 1 | 500 000 | 400 000 | 300 000 |
| Self-aligning ball bearings | 1 | 500 000 | 400 000 | 300 000 |
| Cylindrical roller bearings | | | | |
| – non-locating bearing | 1,5 | 450 000 | 300 000 | 150 000 |
| – locating bearing, without external axial loads or with light but alternating axial loads | 2 | 300 000 | 200 000 | 100 000 |
| – locating bearing, with constantly acting light axial load | 4 | 200 000 | 120 000 | 60 000 |
| – without a cage, full complement ²⁾ | 4 | NA ³⁾ | NA ³⁾ | 20 000 |
| Needle roller bearings | | | | |
| – with a cage | 3 | 350 000 | 200 000 | 100 000 |
| Tapered roller bearings | 2 | 350 000 | 300 000 | 200 000 |
| Spherical roller bearings | | | | |
| – when the load ratio $F_a/F_r \leq e$ and $d_m \leq 800$ mm | | | | |
| series 213, 222, 238, 239 | 2 | 350 000 | 200 000 | 100 000 |
| series 223, 230, 231, 232, 240, 248, 249 | 2 | 250 000 | 150 000 | 80 000 |
| series 241 | 2 | 150 000 | 80 000 | 50 000 |
| – when the load ratio $F_a/F_r \leq e$ and $d_m > 800$ mm | | | | |
| series 238, 239 | 2 | 230 000 | 130 000 | 65 000 |
| series 230, 231, 232, 240, 248, 249 | 2 | 170 000 | 100 000 | 50 000 |
| series 241 | 2 | 100 000 | 50 000 | 30 000 |
| – when the load ratio $F_a/F_r > e$ | | | | |
| all series | 6 | 150 000 | 50 000 | 30 000 |
| CARB toroidal roller bearings | | | | |
| – with a cage | 2 | 350 000 | 200 000 | 100 000 |
| – without a cage, full complement ²⁾ | 4 | NA ³⁾ | NA ³⁾ | 20 000 |
| Thrust ball bearings | 2 | 200 000 | 150 000 | 100 000 |
| Cylindrical roller thrust bearings | 10 | 100 000 | 60 000 | 30 000 |
| Needle roller thrust bearings | 10 | 100 000 | 60 000 | 30 000 |
| Spherical roller thrust bearings | | | | |
| – rotating shaft washer | 4 | 200 000 | 120 000 | 60 000 |

Tabla B 3 Límites recomendados para el factor de velocidad [SKF, 2015]

La cantidad inicial de grasa y la de relubricación se debe obtener el volumen libre en el rodamiento:

$$V = \frac{\pi}{4} B(D^2 - d^2) \times 10^{-3} - \frac{M}{7.8 \times 10^{-3}} \quad (\text{B } 8)$$

Donde:

B es el ancho del rodamiento

D el diámetro exterior

D el diámetro interior

M es la masa del rodamiento

Finalmente, la cantidad a utilizar en la lubricación inicial y en la relubricación:

$$G_i = 0.2V \quad (\text{B } 9)$$

$$G_p = 0.002DB \quad (\text{B } 10)$$

Para los rodamientos deslizantes se emplean dos variables, la carga sobre el rodamiento y la velocidad de deslizamiento de este que deben estar por debajo de los siguientes valores para los rodamientos de bronce:

| Characteristics | |
|--|--------------|
| Permissible load (dyn/stat), N/mm ² | 25 / 45 |
| Permissible sliding velocity, m/s | 0,5 |
| Friction coefficient μ (greased) | 0,08 .. 0,15 |
| Temperature range, °C | -40 .. +250 |
| Application recommendations | |
| Shaft tolerance | e7 – e8 |
| Housing tolerance | H7 |
| Shaft roughness R_a , μm | 0 .. 1,0 |
| Shaft hardness, HB | 165 – 400 |

Figura B 1 Especificaciones permitidas para rodamientos deslizantes de bronce sólido [SKF, 2015]

La carga se calcula con la siguiente ecuación:

$$p = \frac{F}{A} \quad (\text{B } 11)$$

Donde:

F es la fuerza ejercida sobre el rodamiento

A es el área exterior de contacto

Por otra parte, la velocidad de deslizamiento es:

$$v = 5.87 \times 10^{-7} d \beta f \quad (\text{B 12})$$

Donde:

d es el diámetro interno

β es ángulo de oscilación (90° para rotación)

f es la velocidad de rotación del eje

C. Diseño de engranes

Se parte de las revoluciones por minuto necesarias en el eje excéntrico para realizar el corte y se escoge el paso diametral y los números de dientes que nos proporcionen los requerimientos deseados.

La siguiente tabla presenta las equivalencias del paso diametral y módulo métrico estándar.

Tabla C 1 Equivalencias del módulo métrico y paso diametral. [Norton, 2011]

| Módulo métrico (mm) | Equivalente P_d (in ⁻¹) |
|---------------------|---------------------------------------|
| 0.3 | 84.67 |
| 0.4 | 63.50 |
| 0.5 | 50.80 |
| 0.8 | 31.75 |
| 1 | 25.40 |
| 1.25 | 20.32 |
| 1.5 | 16.93 |
| 2 | 12.70 |
| 3 | 8.47 |
| 4 | 6.35 |
| 5 | 5.08 |
| 6 | 4.23 |
| 8 | 3.18 |
| 10 | 2.54 |
| 12 | 2.12 |
| 16 | 1.59 |
| 20 | 1.27 |
| 25 | 1.02 |

Se tiene en cuenta el número de dientes mínimo del piñón para eliminar la interferencia con los engranes de diversos tamaños y dientes de profundidad total.

Tabla C 2 Número de dientes mínimo del piñón. [Norton, 2011]

| Número mínimo de dientes en el piñón | Número máximo de dientes en el engrane |
|--------------------------------------|--|
| 17 | 1 309 |
| 16 | 101 |
| 15 | 45 |
| 14 | 26 |
| 13 | 16 |

Además, la geometría del diente se puede obtener de la norma.

Tabla C 3 Geometría del diente. [Norton, 2011]

| Parámetro | Paso grueso ($p_d < 20$) | Paso fino ($p_d \geq 20$) |
|---|----------------------------|-----------------------------|
| Ángulo de presión ϕ | 20° o 25° | 20° |
| Adéndum a | 1.000 / p_d | 1.000 / p_d |
| Dedéndum b | 1.250 / p_d | 1.250 / p_d |
| Profundidad de trabajo | 2.000 / p_d | 2.000 / p_d |
| Profundidad total | 2.250 / p_d | 2.200 / p_d + 0.002 in |
| Espesor circular del diente | 1.571 / p_d | 1.571 / p_d |
| Radio de filete: cremallera básica | 0.300 / p_d | no estandarizado |
| Holgura básica mínima | 0.250 / p_d | 0.200 / p_d + 0.002 in |
| Ancho mínimo del borde superior | 0.250 / p_d | no estandarizado |
| Holgura (dientes esmerilados o pulidos) | 0.350 / p_d | 0.350 / p_d + 0.002 in |

Para hallar los esfuerzos de los engranes es necesario determinar una serie de factores y de parámetros los cuales se presentan a continuación.

La calidad del engrane recomendada por la AGMA para diversas aplicaciones o según la velocidad de paso:

Tabla C 4 Calidad del engrane según la aplicación. [Norton, 2011]

| Aplicación | Q_v |
|--|-------|
| Tambor impulsor en una mezcladora de cemento | 3-5 |
| Horno de cemento | 5-6 |
| Impulsor de acero de un molino | 5-6 |
| Cosechadoras de maíz | 5-7 |
| Grúas | 5-7 |
| Perforadora a presión | 5-7 |
| Correa transportadora en minería | 5-7 |
| Máquina para fabricar cajas de papel | 6-8 |
| Mecanismo de un medidor de gas | 7-9 |
| Taladro de baja potencia | 7-9 |
| Lavadora de ropa | 8-10 |
| Prensa impresora | 9-11 |
| Mecanismo de computadoras | 10-11 |
| Transmisión automotriz | 10-11 |
| Impulsor de antena de radar | 10-12 |
| Impulsor de propulsión marina | 10-12 |
| Impulsor de motor de avión | 10-13 |
| Giroscopio | 12-14 |

Tabla C 5 Calidad del engrane según la velocidad de paso. [Norton, 2011]

| Velocidad de paso | Q_v |
|-------------------|-------|
| 0-800 fpm | 6-8 |
| 800-2000 fpm | 8-10 |
| 2000-4000 fpm | 10-12 |
| Más de 4000 fpm | 12-14 |

El factor dinámico se representa por:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B \quad (\text{C } 1)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{C } 2)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}}{4} \text{ para } 6 \leq Q_v \leq 11 \quad (\text{C } 3)$$

El factor de distribución de carga:

Tabla C 6 Factor de distribución de carga según el ancho de carga. [Norton, 2011]

| Ancho de cara in (mm) | K_m |
|--------------------------|-------|
| <2 (50) | 1.6 |
| 6 (150) | 1.7 |
| 9 (250) | 1.8 |
| ≥20 (500) | 2.0 |

Aplicación del factor K_a :

Tabla C 7 Factor K_a . [Norton, 2011]

| Máquina impulsora | Máquina impulsada | | |
|--|-------------------|------------------|----------------|
| | Uniforme | Impacto moderado | Impacto fuerte |
| Uniforme (motor eléctrico, turbina) | 1.00 | 1.25 | 1.75 o mayor |
| Impacto suave (motor de varios cilindros) | 1.25 | 1.50 | 2.00 o mayor |
| Impacto medio (motor de un solo cilindro) | 1.50 | 1.75 | 2.25 o mayor |

El Factor de tamaño K_s se recomienda que sea igual a 1, a menos que se necesite incrementarlo para casos más conservadores al cambiar la geometría. El factor del espesor del aro K_b es igual a 1 para engranes de disco sólido o cuando la razón entre el espesor del aro y la profundidad del diente es mayor a 1.2, lo cual es este caso. El factor de engrane loco K_i es igual a 1 debido a que no es el caso.

El factor geométrico de flexión J :

Tabla C 8 Factor geométrico de flexión de la AGMA para $\psi= 20^\circ$, $\Phi=20^\circ$ y dientes de profundidad total. [Norton, 2011]

| Dientes del engrane | Dientes del piñón | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|-------------------|---|----|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--|
| | 12 | | 14 | | 17 | | 21 | | 26 | | 35 | | 55 | | 135 | | |
| | P | G | P | G | P | G | P | G | P | G | P | G | P | G | P | G | |
| 12 | U | U | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | U | U | U | U | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | U | U | U | U | 0.44 | 0.44 | | | | | | | | | | | |
| 21 | U | U | U | U | 0.45 | 0.46 | 0.47 | 0.47 | | | | | | | | | |
| 26 | U | U | U | U | 0.45 | 0.49 | 0.48 | 0.49 | 0.50 | 0.50 | | | | | | | |
| 35 | U | U | U | U | 0.46 | 0.51 | 0.49 | 0.52 | 0.51 | 0.53 | 0.54 | 0.54 | | | | | |
| 55 | U | U | U | U | 0.47 | 0.54 | 0.50 | 0.55 | 0.52 | 0.56 | 0.55 | 0.57 | 0.58 | 0.58 | | | |
| 135 | U | U | U | U | 0.48 | 0.58 | 0.51 | 0.59 | 0.54 | 0.60 | 0.57 | 0.61 | 0.60 | 0.62 | 0.64 | 0.64 | |

El factor geométrico superficial I:

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p m_N} \quad (C 4)$$

$$m_N = \frac{F}{L_{min}} \quad (C 5)$$

$$L_{min} = \frac{m_p F - n_a n_r p_x}{\cos\psi_b} \quad \text{para } n_a \leq 1 - n_r \quad (C 6)$$

Donde n_r y n_a son las partes fraccionarias de la razón de contacto transversal m_p y axial m_f respectivamente.

$$m_p = \frac{Z}{p_b} \quad (C 7)$$

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos\phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos\phi)^2} - C \sin\phi \quad (C 8)$$

$$p_b = p_t \cos\phi \quad (C 9)$$

$$m_f = \frac{F}{p_x} \quad (C 10)$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos\phi \quad (C 11)$$

$$\rho_g = C \sin\phi - \rho_p \quad (C 12)$$

Coeficiente elástico:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (C 13)$$

Donde E es el módulo de elasticidad y ν el coeficiente de Poisson para piñón y engrane.

El factor de acabado superficial C_f es igual a 1 para engranes fabricados por métodos convencionales.

Para la resistencia a la fatiga en flexión y superficial se consideraron los siguientes factores. El factor de vida K_L , factor de temperatura K_T y el factor de confiabilidad K_R . se les dio un valor de 1 debido las recomendaciones. De igual manera los factores de vida superficial C_L , de dureza C_H , C_T y C_R (equivalentes a K_R y K_T) se recomiendan ser igual a 1.

Las resistencias a la fatiga:

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad (C 14)$$

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' \quad (C 15)$$

Tabla C 9 Resistencias de fatiga por flexión de la AGMA. [Norton, 2011]

| Material | Clase AGMA | Designación del material | Tratamiento térmico | Dureza superficial mínima | Resistencia a la fatiga por tensión | |
|-----------------------------|---------------|----------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|---------|
| | | | | | psi x 10 ³ | MPa |
| Acero | A1-A5 | | Endurecido totalmente | ≤ 180 HB | 25-33 | 170-230 |
| | | | Endurecido totalmente | 240 HB | 31-41 | 210-280 |
| | | | Endurecido totalmente | 300 HB | 36-47 | 250-325 |
| | | | Endurecido totalmente | 360 HB | 40-52 | 280-360 |
| | | | Endurecido totalmente | 400 HB | 42-56 | 290-390 |
| | | | Endurecido por llama o por inducción | Patrón tipo A 50-54 HRC | 45-55 | 310-380 |
| | | | Endurecido por llama o por inducción | Patrón tipo B | 22 | 150 |
| | | | Carburado y recubrimiento endurecido | 55-64 HRC | 55-75 | 380-520 |
| | | | AISI 4140 Niturado | 84.6 HR15N [†] | 34-45 | 230-310 |
| | | | AISI 4340 Niturado | 83.5 HR15N | 36-47 | 250-325 |
| | | | Nitroaleación 135M Niturado | 90.0 HR15N | 38-48 | 260-330 |
| Nitroaleación N Niturado | 90.0 HR15N | 40-50 | 280-345 | | | |
| Cromo al 2.5% Niturado | 87.5-90.0 15N | 55-65 | 380-450 | | | |
| Hierro colado | 20 | Clase 20 | Como está fundido | | 5 | 35 |
| | 30 | Clase 30 | Como está fundido | 175 HB | 8 | 69 |
| | 40 | Clase 40 | Como está fundido | 200 HB | 13 | 90 |
| Hierro nodular (dúctil) | A-7-a | 60-40-18 | Recocido | 140 HB | 22-33 | 150-230 |
| | A-7-c | 80-55-06 | Templado y revenido | 180 HB | 22-33 | 150-230 |
| | A-7-d | 100-70-03 | Templado y revenido | 230 HB | 27-40 | 180-280 |
| | A-7-e | 120-90-02 | Templado y revenido | 230 HB | 27-40 | 180-280 |
| Hierro maleable (perlitico) | A-8-c | 45007 | | 165 HB | 10 | 70 |
| | A-8-e | 50005 | | 180 HB | 13 | 90 |
| | A-8-f | 53007 | | 195 HB | 16 | 110 |
| | A-8-i | 80002 | | 240 HB | 21 | 145 |
| Bronce | Bronce 2 | AGMA 2C | Fundido en arena | 40 ksi resistencia a la tensión mín. | 5.7 | 40 |
| | Al/Br 3 | ASTM B-148 78 aleación 954 | Tratado térmicamente | 90 ksi resistencia a la tensión mín. | 23.6 | 160 |

Tabla C 10 Resistencias de fatiga superficial de la AGMA. [Norton, 2011]

| Material | Clase AGMA | Denominación del material | Tratamiento térmico | Dureza superficial mínima | Resistencia superficial a la fatiga | |
|-----------------------------|------------|----------------------------|--------------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-----------|
| | | | | | psi x 10 ³ | MPa |
| Acero | A1-A5 | | Endurecido totalmente | ≤ 180 HB | 85-95 | 590-660 |
| | | | Endurecido totalmente | 240 HB | 105-115 | 720-790 |
| | | | Endurecido totalmente | 300 HB | 120-135 | 830-930 |
| | | | Endurecido totalmente | 360 HB | 145-160 | 1000-1100 |
| | | | Endurecido totalmente | 400 HB | 155-170 | 1100-1200 |
| | | | Endurecido por llama o por inducción | 50 HRC | 170-190 | 1200-1300 |
| | | | Endurecido por llama o por inducción | 54 HRC | 175-195 | 1200-1300 |
| | | | Carburado y recubrimiento endurecido | 55-64 HRC | 180-225 | 1250-1300 |
| | | | AISI 4140 Nitruado | 84.6 HR15N [†] | 155-180 | 1100-1250 |
| | | | AISI 4340 Nitruado | 83.5 HR15N | 150-175 | 1050-1200 |
| | | | Nitroaleación 135M Nitruado | 90.0 HR15N | 170-195 | 1170-1350 |
| | | | Nitroaleación N Nitruado | 90.0 HR15N | 195-205 | 1340-1410 |
| Cromo al 2.5% Nitruado | 87.5 HR15N | 155-172 | 1100-1200 | | | |
| Cromo al 2.5% Nitruado | 90.0 HR15N | 192-216 | 1300-1500 | | | |
| Hierro fundido | 20 | Clase 20 | Como se fundió | | 50-60 | 340-410 |
| | 30 | Clase 30 | Como se fundió | 175 HB | 65-70 | 450-520 |
| | 40 | Clase 40 | Como se fundió | 200 HB | 75-85 | 520-590 |
| Hierro nodular (ductil) | A-7-a | 60-40-18 | Recocido | 140 HB | 77-92 | 530-630 |
| | A-7-c | 80-55-06 | Templado y revenido | 180 HB | 77-92 | 530-630 |
| | A-7-d | 100-70-03 | Templado y revenido | 230 HB | 92-112 | 630-770 |
| | A-7-e | 120-90-02 | Templado y revenido | 230 HB | 103-126 | 710-870 |
| Hierro maleable (perlítico) | A-8-c | 45007 | | 165 HB | 72 | 500 |
| | A-8-e | 50005 | | 180 HB | 78 | 540 |
| | A-8-f | 53007 | | 195 HB | 83 | 570 |
| | A-8-i | 80002 | | 240 HB | 94 | 650 |
| Bronce | Bronce 2 | AGMA 2C | Fundido en arena | | 40 ksi resistencia a la tensión mín. | 30 450 |
| | Al/Br 3 | ASTM B-148 78 aleación 954 | Tratado térmicamente | | 90 ksi resistencia a la tensión mín. | 65 450 |

Los resultados son:

Tabla C 11 Resultados del Apéndice C. [Elaboración propia]

| Factores | | | |
|---------------|---------|-----------------|---------|
| A | 65.06 | ρ_g [in] | 3.64 |
| B | 0.73 | K_L | 1 |
| K_a | 1.75 | K_T | 1 |
| K_m | 1.60 | K_R | 1 |
| K_v | 0.76 | C_L | 1 |
| K_s | 1.00 | C_H | 1 |
| K_B | 1.00 | C_T | 1 |
| K_i | 1.00 | C_R | 1 |
| J_p | 0.54 | Q_v | 7 |
| J_g | 0.60 | m_n | 0.09 |
| C_p | 2252.40 | L_{min} | 1704.41 |
| C_a | 1.75 | m_f | 11.22 |
| C_m | 1.6 | m_p | 10.77 |
| C_v | 0.76 | n_r | 0.77 |
| C_s | 1 | n_a | 0.22 |
| C_f | 1 | Ψ_b [°] | 18.88 |
| I | 0.13 | S_{fb}' [psi] | 47000 |
| ρ_p [in] | 0.70 | S_{fc}' [psi] | 175000 |

D. Matriz de decisión del sistema de corte

Para escoger el sistema de corte se realizó la siguiente matriz de decisión:

Tabla D 1 Matriz de decisión para el sistema de corte. [Elaboración propia]

| | Ponderación % | Térmico | Erosivo | Mecánico |
|-----------------------------|---------------|---------|---------|----------|
| Costo | 30 | 1 | 2 | 3 |
| Mantenimiento | 20 | 1 | 2 | 3 |
| Capacidad de producción | 10 | 2 | 2 | 3 |
| Vida útil de la herramienta | 25 | 2 | 3 | 1 |
| Precisión | 15 | 3 | 2 | 3 |
| Total % | 100 | 165 | 235 | 250 |

De acuerdo con los beneficios presentados en el capítulo 2, el sistema mecánico es la mejor opción.

E. Gráficos obtenidos del análisis cinemático y dinámico

Del análisis cinemático y dinámico del mecanismo se obtuvieron los siguientes gráficos:

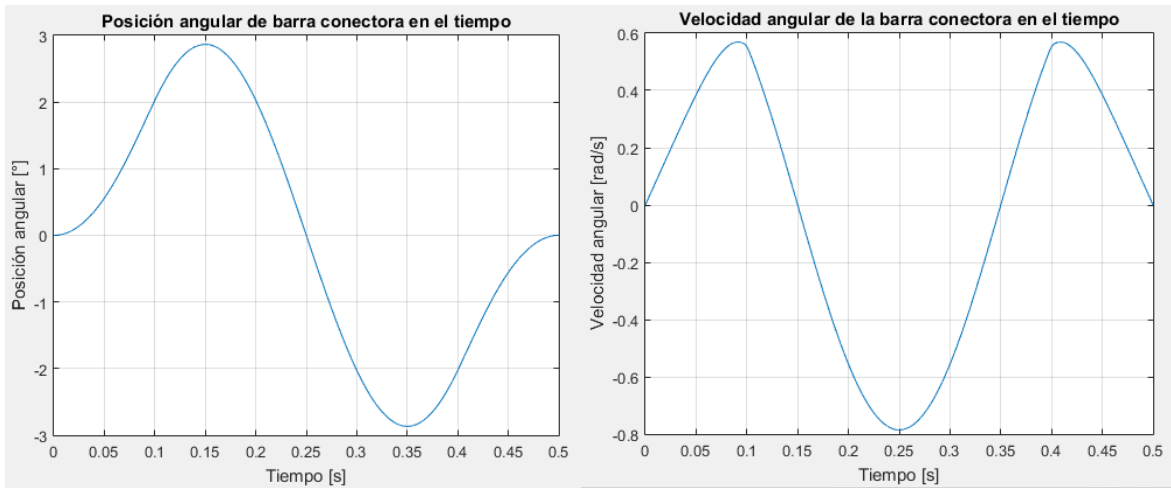


Figura E 1 Posición y velocidad angular de la barra conectora. [Elaboración propia]

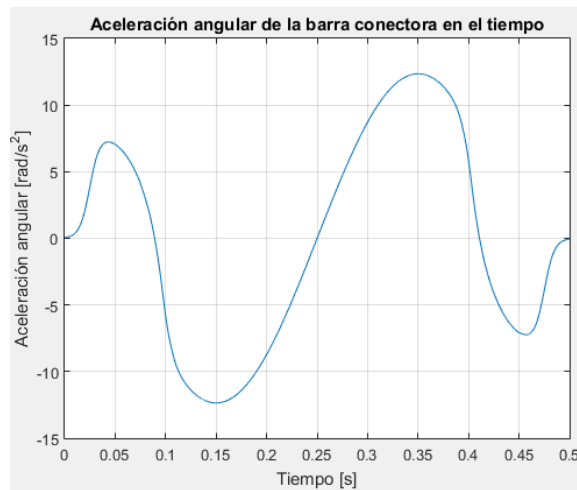


Figura E 2 Aceleración de la barra conectora. [Elaboración propia]

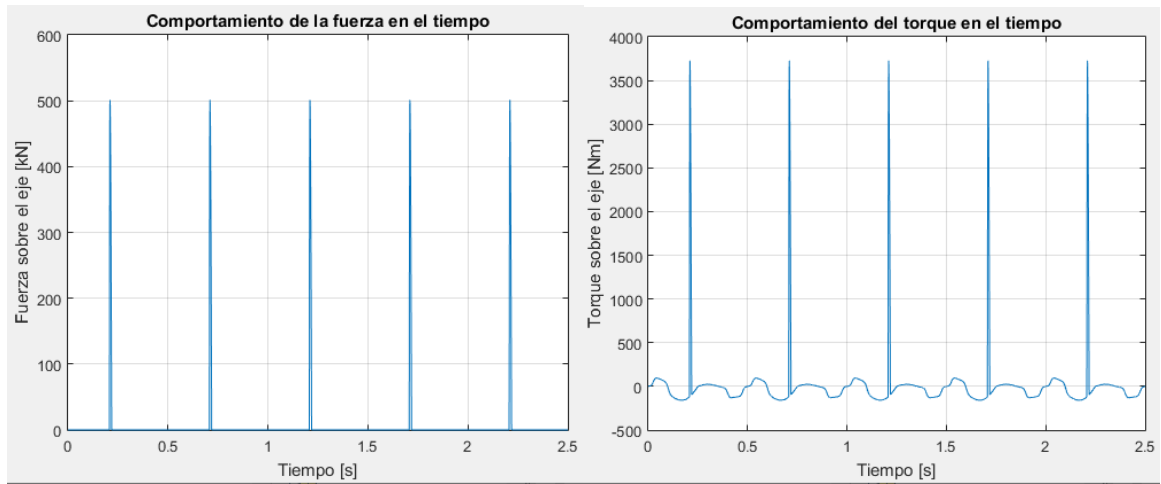


Figura E 3 Fuerza de corte y torque en el eje excéntrico. [Elaboración propia]

F. Sistema de balanceo del carnero

Las prensas troqueladoras generalmente poseen un sistema de balanceo que utiliza cilindros neumáticos para cancelar el peso del carnero y permitir una mayor facilidad en los ajustes de altura que se requieran hacer, así como también facilitar la carrera de retorno ya que el motor no debe encargarse de mover el peso del sistema (Counterbalance, 2002).

Se sigue el procedimiento presentado en (Pneumatics, 2010) para la selección del sistema y se obtienen los siguientes parámetros.

Tabla F 1 Parámetros para los cilindros neumáticos. [Elaboración propia]

| Sistema de Balanceo: SMC CS1 250 | | | |
|---|---------|--|--------|
| Fuerza del cilindro [N] | 17778.7 | Diámetro del pistón | 0.06 |
| Factor de carga | 0.5 | Velocidad máxima del carnero [mm/s] | 192 |
| Presión [MPa] | 0.5 | Velocidad máxima permitida del cilindro [mm/s] | 500 |
| Diámetro del cilindro [m] | 0.25 | Máxima carga lateral [N] | 500 |
| Requerimientos volumétricos | | | |
| Consumo por ciclo [L ANR] | 53.14 | Volumen requerido [L/min ANR] | 5635.8 |
| Amortiguamiento de aire para el cilindro | | | |
| Energía cinética del sistema [J] | 23.36 | Energía máxima absorbible [J] | 136 |

La fuerza del cilindro se determinó en función del peso del sistema mecánico incrementado en un 25% por lo que de acuerdo con las gráficas de selección propias de los cilindros neumáticos SMC el pistón adecuado para realizar el balanceo fue el modelo CS1 250 cuyas especificaciones se mostraron en la tabla anterior. Se especifican además los requerimientos de aire en operación y se asegura que el sistema de amortiguamiento por colchón de aire podrá disipar la energía cinética del sistema al momento que este llega al punto muerto inferior.

G. Herramienta de corte

Se seleccionó la herramienta de corte de acuerdo con los modelos existentes. El mecanismo presenta el troquel, la matriz y el pisador, el cual sostiene el material mientras se realiza el corte.

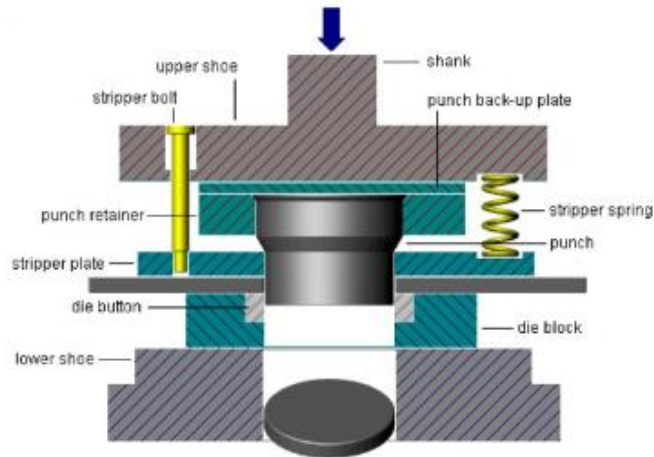


Figura G 1 Mecanismo de corte. [Stanley, 1919]

Tabla G 1 Numeración de componentes. [Elaboración propia]

| # | Componente |
|---|---------------|
| 1 | Base superior |
| 2 | Placa base |
| 3 | Troquel |
| 4 | Retenedor |
| 5 | Resorte |
| 6 | Perno |
| 7 | Pisador |
| 8 | Matriz |
| 9 | Base inferior |

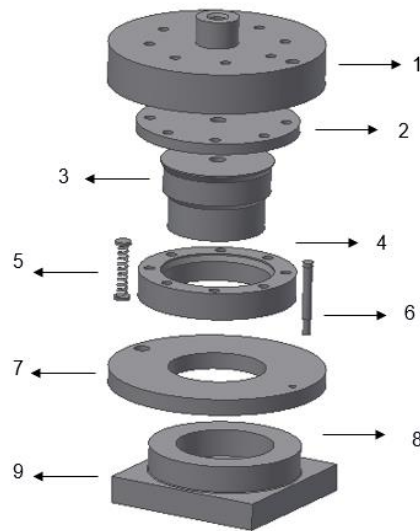


Figura G 2 Componentes para la herramienta de corte. [Elaboración propia]

Vida del troquel

Para el cálculo de la vida del troquel se utilizó la resistencia al desgaste normalizada expresada por:

$$K' = \frac{V}{FSN} \quad (G 1) \text{ (Syed, 2006)}$$

Donde:

V es el volumen desprendido por desgaste

F es la fuerza de corte

S es la longitud de contacto entre el troquel y el material

N es la cantidad de cortes realizados

Se utiliza un acero dedicado para la operación de troquelado como el acero K340 de Böhler según recomendaciones obtenidas de su catálogo de materiales para herramientas. Sus propiedades se pueden aproximar a las del AISI M2 que se presentan en la tabla a continuación. (Gmbh & Kg, 2018)

Tabla G 2 Coeficiente de desgaste normalizado para el acero utilizado en la herramienta [Syed, 2006]

| | | |
|---------------------|-----|------------------------------|
| AISI M ₂ | 715 | 1.21 ± 0.3X10 ⁻¹³ |
|---------------------|-----|------------------------------|

Por lo que despejando la ecuación anterior y utilizando el coeficiente de la tabla G 2 se puede determinar la cantidad de cortes que se pueden realizar con el troquel definiendo

una tolerancia para la pérdida de volumen en función de las dimensiones del troquel y la longitud de corte como 2.8 mm, obteniendo así un valor de 4663 cortes.

H. Mecanismo de Alimentación

El componente por diseñar es el tornillo de potencia, el cual produce el movimiento de la lámina para ser cortada.

El tornillo tiene cuerda ACME como se puede apreciar en la figura.

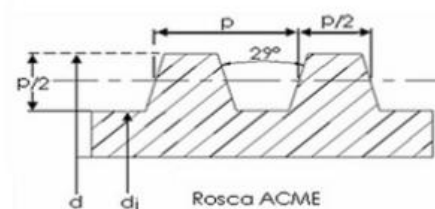


Figura H 1 Geometría de la rosca ACME. [Norton, 2011]

Las dimensiones se establecen según el estándar.

Tabla H 1 Dimensiones de cuerdas ACME. [Norton, 2011]

| Diámetro mayor (in) | Cuerdas por pulgada | Paso de la cuerda (in) | Diámetro de paso (in) | Diámetro menor (in) | Área de esfuerzo por tensión (in ²) |
|---------------------|---------------------|------------------------|-----------------------|---------------------|---|
| 0.250 | 16 | 0.063 | 0.219 | 0.188 | 0.032 |
| 0.313 | 14 | 0.071 | 0.277 | 0.241 | 0.053 |
| 0.375 | 12 | 0.083 | 0.333 | 0.292 | 0.077 |
| 0.438 | 12 | 0.083 | 0.396 | 0.354 | 0.110 |
| 0.500 | 10 | 0.100 | 0.450 | 0.400 | 0.142 |
| 0.625 | 8 | 0.125 | 0.563 | 0.500 | 0.222 |
| 0.750 | 6 | 0.167 | 0.667 | 0.583 | 0.307 |
| 0.875 | 6 | 0.167 | 0.792 | 0.708 | 0.442 |
| 1.000 | 5 | 0.200 | 0.900 | 0.800 | 0.568 |
| 1.125 | 5 | 0.200 | 1.025 | 0.925 | 0.747 |
| 1.250 | 5 | 0.200 | 1.150 | 1.050 | 0.950 |
| 1.375 | 4 | 0.250 | 1.250 | 1.125 | 1.108 |
| 1.500 | 4 | 0.250 | 1.375 | 1.250 | 1.353 |
| 1.750 | 4 | 0.250 | 1.625 | 1.500 | 1.918 |
| 2.000 | 4 | 0.250 | 1.875 | 1.750 | 2.580 |
| 2.250 | 3 | 0.333 | 2.083 | 1.917 | 3.142 |
| 2.500 | 3 | 0.333 | 2.333 | 2.167 | 3.976 |
| 2.750 | 3 | 0.333 | 2.583 | 2.417 | 4.909 |
| 3.000 | 2 | 0.500 | 2.750 | 2.500 | 5.412 |
| 3.500 | 2 | 0.500 | 3.250 | 3.000 | 7.670 |
| 4.000 | 2 | 0.500 | 3.750 | 3.500 | 10.321 |
| 4.500 | 2 | 0.500 | 4.250 | 4.000 | 13.364 |
| 5.000 | 2 | 0.500 | 4.750 | 4.500 | 16.800 |

El torque para levantar la carga, o en el caso de tornillos horizontales, empujar la carga en dirección contraria a la fuerza, es el siguiente:

$$T_u = \frac{Pd_p(\mu\pi d_p + L\cos\alpha)}{2(\pi d_p \cos\alpha + \mu L)} \quad (\text{H } 1)$$

Donde:

P = Carga

d_p = diámetro de paso

μ = coeficiente de fricción

L = longitud del tornillo

$\alpha = 14.5^\circ$

La eficiencia es:

$$e = \frac{PL}{2\pi T} \quad (\text{H } 2)$$

El esfuerzo cortante para el barrido de la cuerda:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \quad (\text{H } 3)$$

Donde A_s viene dada por la tabla H 3.

El esfuerzo de torsión:

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (\text{H } 4)$$

Tabla H 2 Ángulo de avance y eficiencia de cuerdas estándar ACME. [Norton, 2011]

Ángulo de avance y eficiencia de cuerdas estándar Acme con el coeficiente de fricción $\mu = 0.15$

| Tamaño | Ángulo de avance (grad) | Eficiencia % |
|-----------|-------------------------|--------------|
| 1/4 - 16 | 5.2 | 36 |
| 5/16 - 14 | 4.7 | 34 |
| 3/8 - 12 | 4.5 | 34 |
| 7/16 - 12 | 3.8 | 30 |
| 1/2 - 10 | 4.0 | 31 |
| 5/8 - 8 | 4.0 | 31 |
| 3/4 - 6 | 4.5 | 34 |
| 7/8 - 6 | 3.8 | 30 |
| 1 - 5 | 4.0 | 31 |
| 1 1/8 - 5 | 3.6 | 28 |
| 1 1/4 - 5 | 3.2 | 26 |
| 1 3/8 - 4 | 3.6 | 29 |
| 1 1/2 - 4 | 3.3 | 27 |
| 1 3/4 - 4 | 2.8 | 24 |
| 2 - 4 | 2.4 | 21 |
| 2 1/4 - 3 | 2.9 | 25 |
| 2 1/2 - 3 | 2.6 | 23 |
| 2 3/4 - 3 | 2.4 | 21 |
| 3 - 2 | 3.3 | 27 |
| 3 1/2 - 2 | 2.8 | 24 |
| 4 - 2 | 2.4 | 21 |
| 4 1/2 - 2 | 2.1 | 19 |
| 5 - 2 | 1.9 | 18 |

Tabla H 3 Factores de área. [Norton, 2011]

Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas

| Tipo de cuerda | w_i (menor) | w_o (mayor) |
|----------------|---------------|---------------|
| UNS/ISO | 0.80 | 0.88 |
| Cuadrada | 0.50 | 0.50 |
| Acme | 0.77 | 0.63 |
| Reforzada | 0.90 | 0.83 |

Tornillo de potencia

Tabla H 4 Diseño del tornillo de potencia. [Elaboración propia]

| Tornillo de Potencia - Cuerda ACME | |
|--------------------------------------|----------|
| Ángulo ACME [°] | 14.5 |
| Ángulo de avance [°] | 2.4 |
| Paso [mm] | 6.35 |
| Avance [mm] | 6.35 |
| Diámetro de paso [mm] | 47.62 |
| Diámetro exterior [mm] | 50.8 |
| Diámetro interior [mm] | 44.45 |
| Coefficiente de fricción | 0.15 |
| Velocidad [mm/s] | 500 |
| Carga [kg] | 350 |
| Cuerdas por pulgada | 4 |
| Torque de subida [Nm] | 16.21 |
| Eficiencia [%] | 21 |
| Área mayor [m ²] | 0.000628 |
| Esfuerzo cortante de la cuerda [MPa] | 5.46 |
| Esfuerzo de torsión [MPa] | 0.94 |

Para establecer la velocidad de la mesa es necesario analizar la posición del corte en el material junto con los golpes por minuto que dará la herramienta de corte, el diámetro del troque y las dimensiones del material a cortar. En la siguiente figura se puede apreciar la forma óptima para cortar discos.

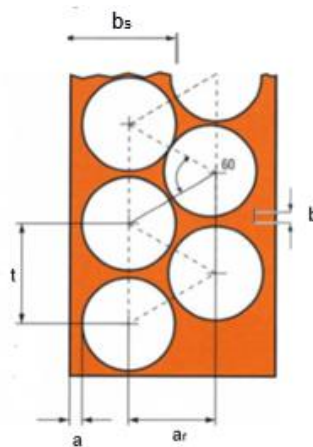


Figura H 2 Arreglo de corte. [VDI, 1970]

Donde:

d = diámetro del corte

a = distancia del borde

b = distancia entre cortes

t = paso de alimentación
 a_r = espacio entre columnas
 b_s = tamaño de la tira

La siguiente tabla presenta las dimensiones mínimas según la norma VDI 3367 sobre trabajos de prensado. (VDI, 1970)

Tabla H 5 Distancias permitidas entre cada corte para troquelado de láminas finas. [VDI, 1970]

| strip width b_s | web length l_w resp. rim length l_r in mm | web width b rim width a | Sheet metal thickness s in mm | | | | | | |
|-----------------------|---|-------------------------|-------------------------------|------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | | 0.1 | 0.5 | 1 | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 |
| to 100 mm | up to 10 and round parts | b a | 0.8 1 | 0.8 0.9 | 1 | 1.3 | 1.6 | 1.9 | 2.1 |
| | 11... 50 | b a | 1.6 1.9 | 0.9 1.0 | 1.1 | 1.4 | 1.7 | 2 | 2.3 |
| | 51... 100 | b a | 1.8 2.2 | 1.0 1.2 | 1.3 | 1.6 | 1.9 | 2.2 | 2.5 |
| | over 100 | b a | 2.0 2.4 | 1.2 1.5 | 1.5 | 1.8 | 2.1 | 2.4 | 2.7 |
| | side cutter scrap i | | 1.5 | | | 2.2 | 3 | 3.5 | 4.5 |
| over 100 mm to 200 mm | up to 10 and round parts | b a | 0.9 1.2 | 1.0 1.1 | 1.1 | 1.4 | 1.7 | 2 | 2.3 |
| | 11... 50 | b a | 1.8 2.2 | 1.0 1.2 | 1.3 | 1.6 | 1.9 | 2.2 | 2.5 |
| | 51... 100 | b a | 2.0 2.4 | 1.2 1.5 | 1.5 | 1.8 | 2.1 | 2.4 | 2.7 |
| | über 100 | b a | 2.2 2.7 | 1.4 1.7 | 1.7 | 2 | 2.3 | 2.6 | 2.9 |
| | side cutter scrap i | | 1.5 | | | 2.5 | 3.5 | 4 | 5 |

La velocidad de la mesa y los rodillos viene dada por:

$$v = \omega r \quad (H 5)$$

Donde:

ω = velocidad angular

r = radio

Se propuso un mecanismo de alimentación para la troqueladora en base a los requerimientos y las dimensiones de la máquina. El elemento que se diseñó fue

el tornillo de potencia que otorga el movimiento y se seleccionaron los motores necesarios. Para los demás componentes se presenta una descripción de su funcionamiento.

Se establecieron los valores mínimos que puede tener la geometría según la norma mencionada.

Tabla H 6 Valores mínimos de la posición de corte de la figura 2.15. [Elaboración propia]

| | |
|-----------------------------|-------|
| Tamaño de la tira [mm] | 200 |
| Distancia del borde [mm] | 1.1 |
| Distancia entre cortes [mm] | 1.3 |
| Paso de alimentación [mm] | 181.3 |
| Espacio entre columnas [mm] | 157 |

Tomando en cuenta los golpes por minuto del troquel y la ecuación H 5, la velocidad lineal de los rodillos que impulsan el material es de 200 mm/s y la de la mesa 314 mm/s.

Componentes

Las siguientes figuras muestran el sistema de alimentación propuesto para la troqueladora, con el servomotor 1 se acciona el rodillo inferior el cual se usa para impulsar el material a cortar hacia el troquel. El servomotor 2 acciona al tornillo de potencia otorgando el movimiento transversal de la mesa.

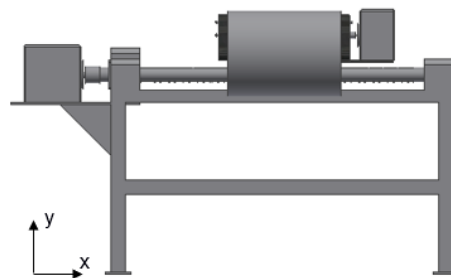


Figura H 3 Vista frontal del mecanismo de alimentación. [Elaboración propia]

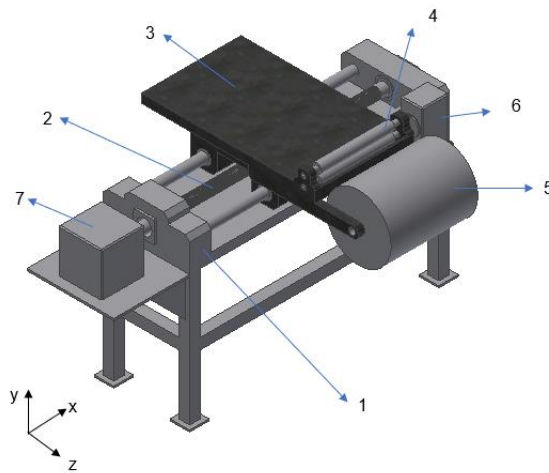


Figura H 4 Numeración del sistema de alimentación. [Elaboración propia]

Tabla H 4 Componentes del sistema de alimentación. [Elaboración propia]

| # | Componente |
|---|----------------------|
| 1 | Estructura |
| 2 | Tornillo de potencia |
| 3 | Mesa móvil |
| 4 | Rodillos |
| 5 | Material enrollado |
| 6 | Motor 1 |
| 7 | Motor 2 |

Motor de la mesa móvil

Se sigue el mismo procedimiento que para la selección del motor principal, pero tomando en cuenta la aplicación. Además, se establece una velocidad lineal de diseño de 500 mm/s tanto para la mesa como para los rodillos. Para este caso se tiene:

Tabla H 5 Inercia de la carga y del motor de la mesa. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|--|---------|
| Inercia de la carga [kg m ²] | 0.0011 |
| Inercia en el eje del motor [kg m ²] | 0.00028 |

El motor seleccionado para accionar la mesa fue un servomotor SIEMENS 1FT7042-AK7.

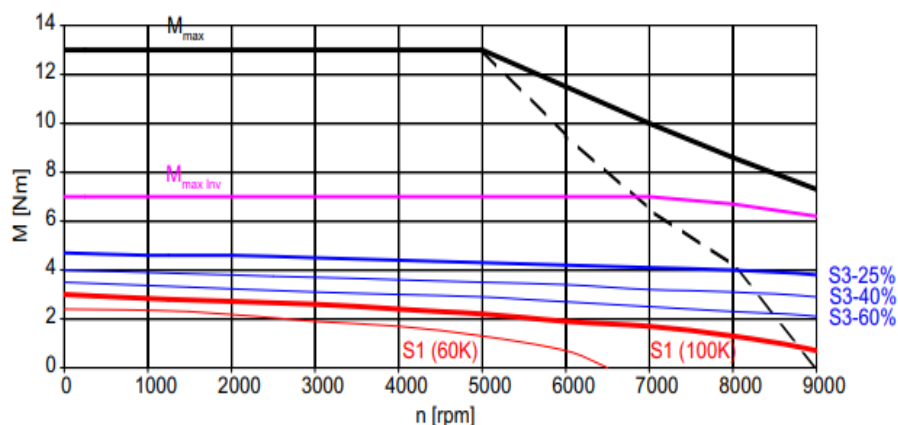


Figura H 5 Curva torque vs velocidad característica para el motor de la mesa [Siemens, 2006]

Tabla H 6 Comparación de las variables del motor para la mesa con los requerimientos. [Elaboración propia]

| Variable | Requerimiento | Motor | Condición | Cumplimiento |
|---|---------------|---------|--------------------------------|--------------|
| Torque RMS [Nm] | 0.69 | 2 | $0.8T_{motor} > T_{rms}$ | Cumple |
| Torque pico [Nm] | 1.39 | 13 | $0.8T_{motor} > T_{pico}$ | Cumple |
| Velocidad de rotación [RPM] | 5000 | 9000 | $RPM_{motor} \geq RPM_{carga}$ | Cumple |
| Inercia en eje del motor [kg m ²] | 0.0011 | 0.00028 | $I_{motor} > I_{carga}/30$ | Cumple |

Tabla H 7 Características del motor de la mesa. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|---------------------|-----------|
| Potencia [kW] | 1,26 |
| Voltaje [V] | 425 |
| Amperaje máximo [A] | 21 |
| Encoder | AM2048S/R |

Motor de los rodillos

Para este caso se tiene:

Tabla H 8 Inercia de la carga y del motor de los rodillos. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|--|--------|
| Inercia de la carga [kg m ²] | 0.0095 |
| Inercia en el eje del motor [kg m ²] | 0.0178 |

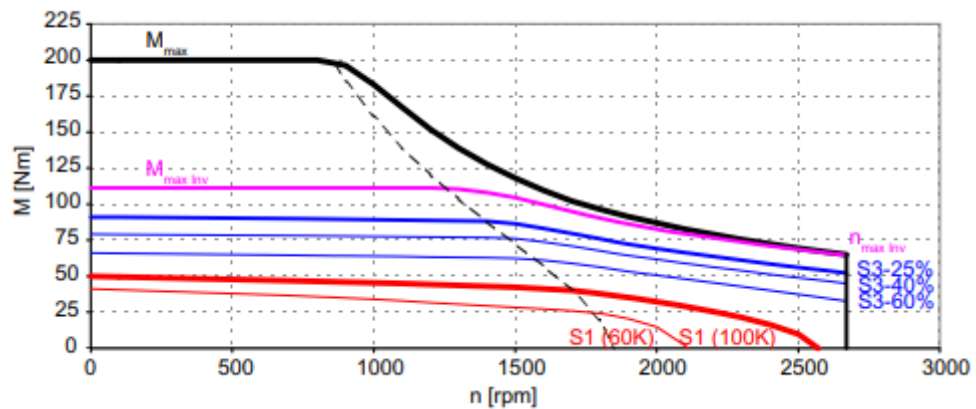


Figura H 6 Curva torque vs velocidad característica para el motor de los rodillos [Siemens, 2006]

Tabla H 9 Comparación de las variables del motor para los rodillos con los requerimientos. [Elaboración propia]

| Variable | Requerimiento | Motor | Condición | Cumplimiento |
|---|---------------|--------|--------------------------------|--------------|
| Torque RMS [Nm] | 3.42 | 41 | $0.8T_{motor} > T_{rms}$ | Cumple |
| Torque pico [Nm] | 3.79 | 200 | $0.8T_{motor} > T_{pico}$ | Cumple |
| Velocidad de rotación [RPM] | 213 | 1500 | $RPM_{motor} \geq RPM_{carga}$ | Cumple |
| Inercia en eje del motor [kg m ²] | 0.0095 | 0.0178 | $I_{motor} > I_{carga}/30$ | Cumple |

El motor seleccionado para accionar los rodillos fue un servomotor SIEMENS 1FT7105-AC7.

Tabla H 10 Características del motor de los rodillos. [Elaboración propia]

| Variable | Valor |
|---------------------|-----------|
| Potencia [kW] | 6.6 |
| Voltaje [V] | 380 |
| Amperaje máximo [A] | 13 |
| Encoder | IC2048S/R |

I. Análisis de fallas en ejes

Para los concentradores de esfuerzo y la sensibilidad de la muesca se usaron los siguientes gráficos.

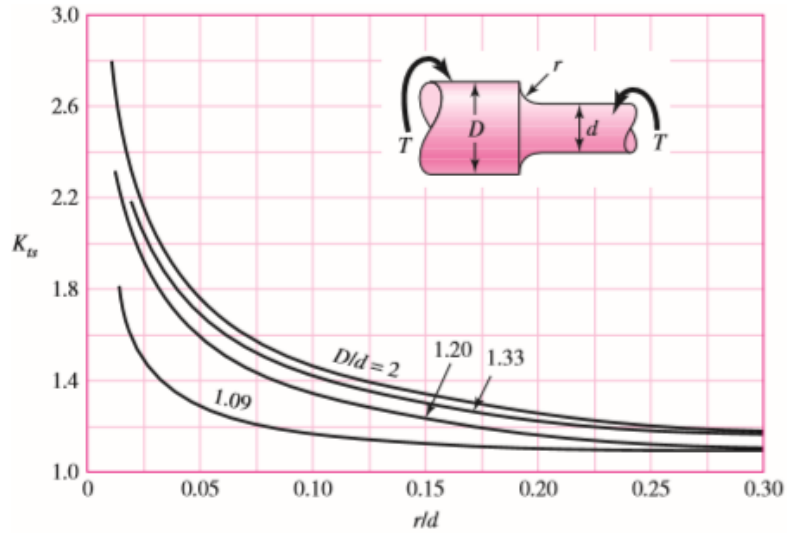


Gráfico I 1 Factores de concentración de esfuerzo en torsión [Budynas & Keith, 2008]

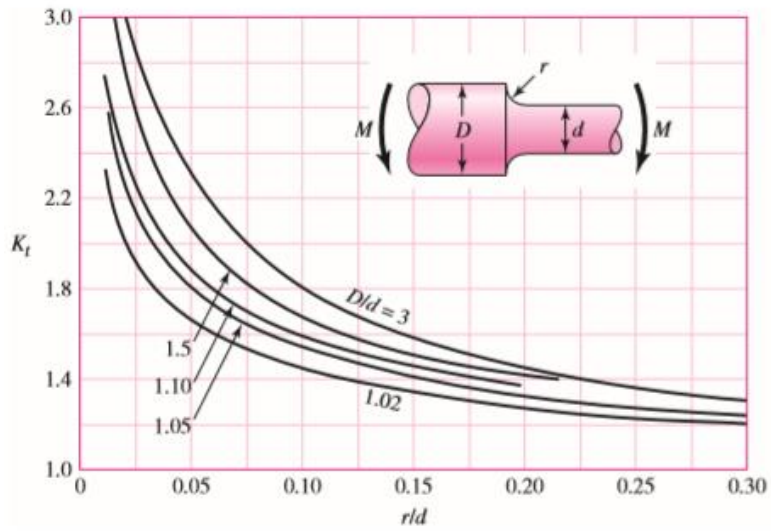


Gráfico I 2 Gráfico I 1 Factores de concentración de esfuerzo en flexión [Budynas & Keith, 2008]

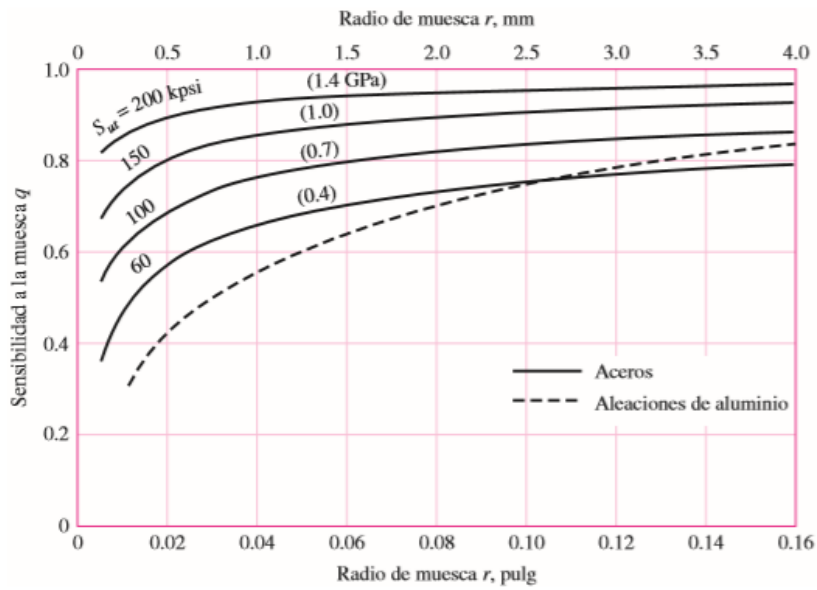


Gráfico I 3 Sensibilidad a la muesca [Budynas & Keith, 2008]

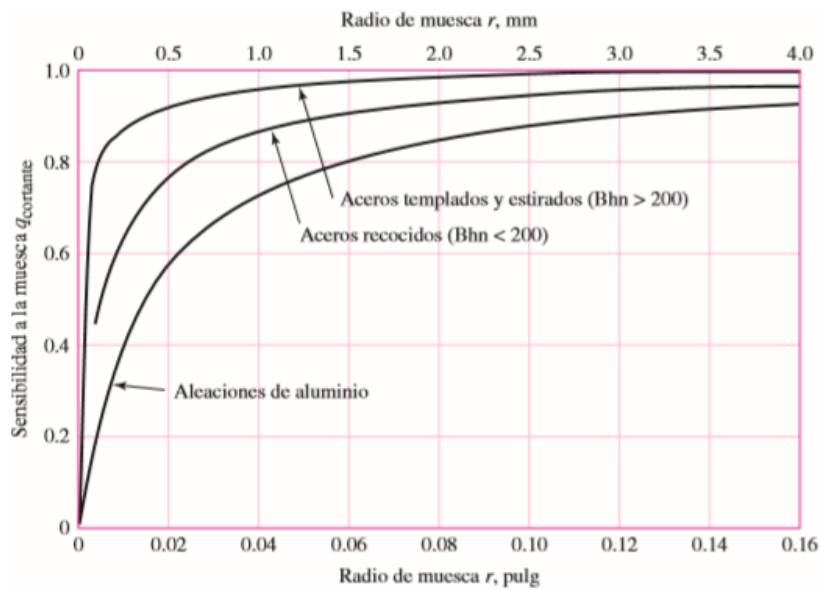


Gráfico I 4 Sensibilidad a la muesca para cortante [Budynas & Keith, 2008]

Para el límite de resistencia a la fluencia se tienen los siguientes factores.

El factor de superficie k_a :

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (11)$$

Para esto es necesario la siguiente tabla:

Tabla I 1 Parámetros de condición superficial [Budynas & Keith, 2008]

| Acabado superficial | Factor <i>a</i> | | Exponente <i>b</i> |
|------------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------|
| | <i>S_{UT}</i> kpsi | <i>S_{UT}</i> MPa | |
| Esmerilado | 1.34 | 1.58 | -0.085 |
| Maquinado o laminado en frío | 2.70 | 4.51 | -0.265 |
| Laminado en caliente | 14.4 | 57.7 | -0.718 |
| Como sale de la forja | 39.9 | 272. | -0.995 |

Factor de tamaño *k_b*:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura I 1 Factor de tamaño según el diámetro [Budynas & Keith, 2008]

Factor de carga *k_c*:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Figura I 2 Factor de temperatura [Budynas & Keith, 2008]

Factor de temperatura *k_d*:

Tabla I 2 Efecto de la temperatura en la resistencia del acero [Budynas & Keith, 2008]

| Temperatura, °C | <i>S_T/S_{RT}</i> | Temperatura, °F | <i>S_T/S_{RT}</i> |
|-----------------|-------------------------------------|-----------------|-------------------------------------|
| 20 | 1.000 | 70 | 1.000 |
| 50 | 1.010 | 100 | 1.008 |
| 100 | 1.020 | 200 | 1.020 |
| 150 | 1.025 | 300 | 1.024 |
| 200 | 1.020 | 400 | 1.018 |
| 250 | 1.000 | 500 | 0.995 |
| 300 | 0.975 | 600 | 0.963 |
| 350 | 0.943 | 700 | 0.927 |
| 400 | 0.900 | 800 | 0.872 |
| 450 | 0.843 | 900 | 0.797 |
| 500 | 0.768 | 1 000 | 0.698 |
| 550 | 0.672 | 1 100 | 0.567 |
| 600 | 0.549 | | |

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (12)$$

Factor de confiabilidad k_e :

Tabla I 3 Factor de confiabilidad [Budynas & Keith, 2008]

| Confiabilidad, % | Variación de transformación z_u | Factor de confiabilidad k_e |
|------------------|-----------------------------------|-------------------------------|
| 50 | 0 | 1.000 |
| 90 | 1.288 | 0.897 |
| 95 | 1.645 | 0.868 |
| 99 | 2.326 | 0.814 |
| 99.9 | 3.091 | 0.753 |
| 99.99 | 3.719 | 0.702 |
| 99.999 | 4.265 | 0.659 |
| 99.9999 | 4.753 | 0.620 |

Factor de efectos varios k_f :

Se debe considerar para ciertos casos como materiales tratados o corroídos.

El límite de resistencia previo a la corrección de los factores es:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Figura I 3 Límite de resistencia a la fatiga [Budynas & Keith, 2008]

Del análisis del eje excéntrico se obtienen los siguientes diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque a lo largo del eje:

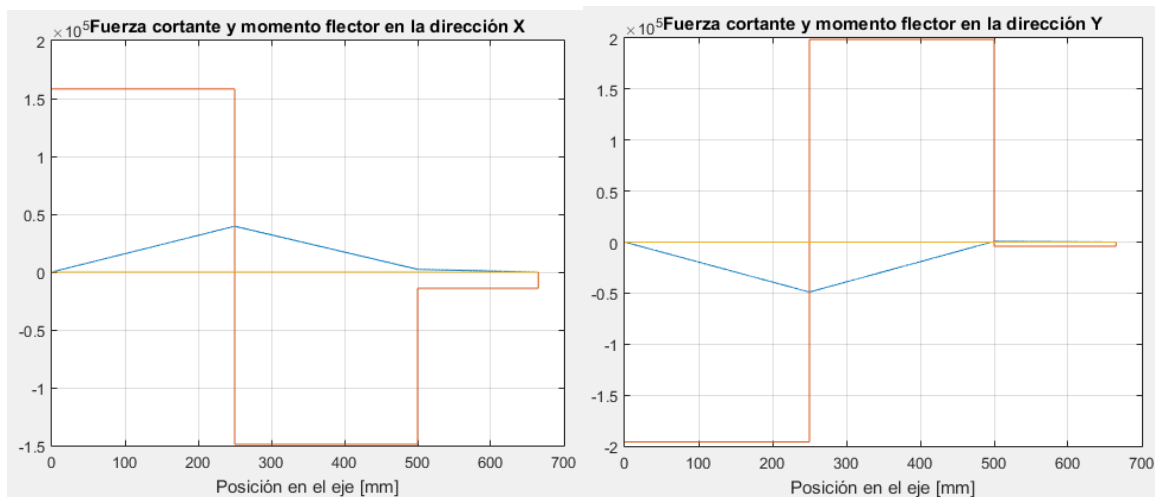


Figura I 4 Fuerza cortante y Momento flector en X y Y en eje excéntrico. [Elaboración propia]

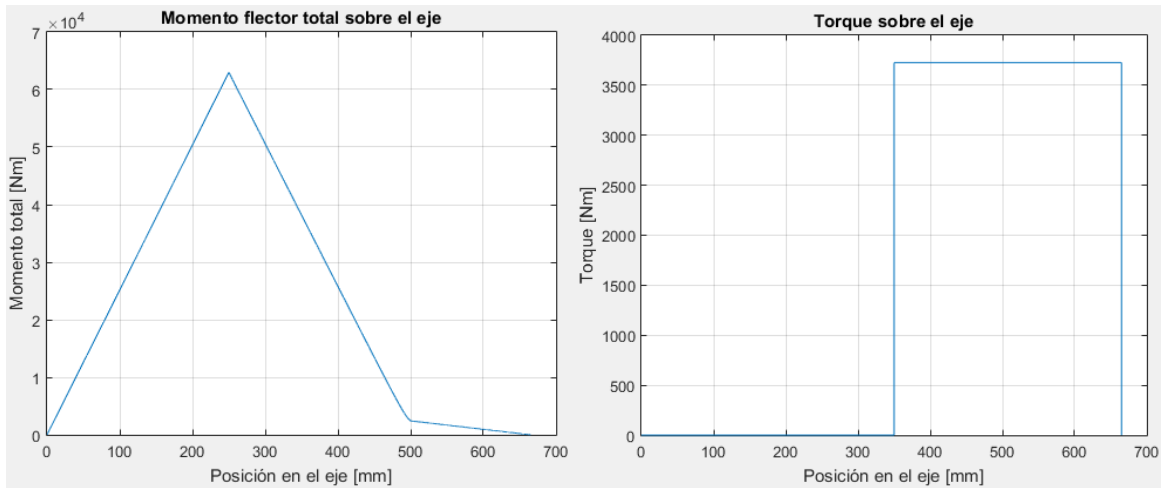


Figura I 5 Momento flector total y torque sobre el eje excéntrico. [Elaboración propia]

Los diámetros necesarios para cumplir con las especificaciones de diseño (FS de 2.5) a la fatiga se distribuyen de la siguiente manera:

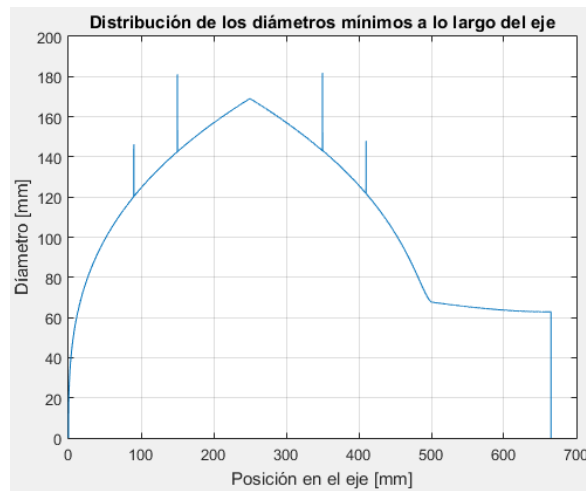


Figura I 6 Diámetros mínimos a lo largo del eje excéntrico. [Elaboración propia]

Las deflexiones a lo largo del eje para los distintos planos de análisis y combinadas son:

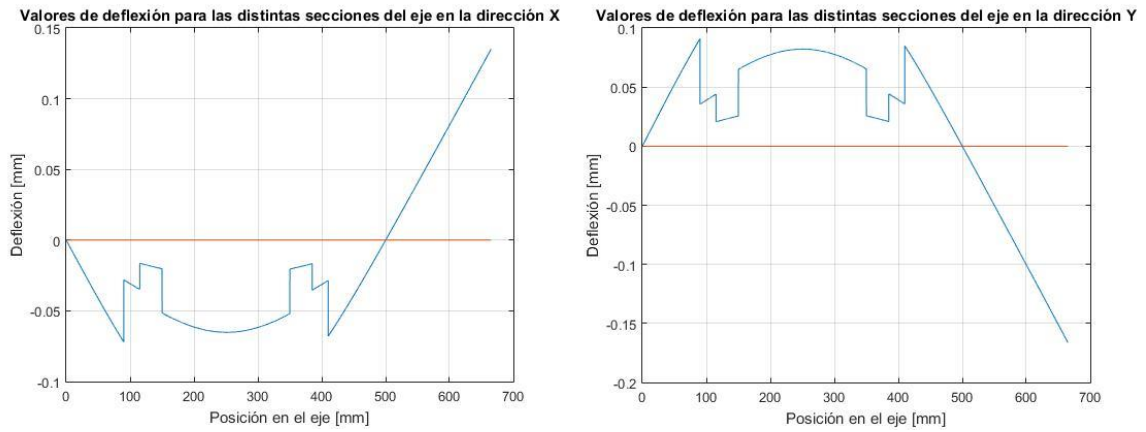


Figura I 7 Deflexión del eje excéntrico en dirección X y Y. [Elaboración propia]

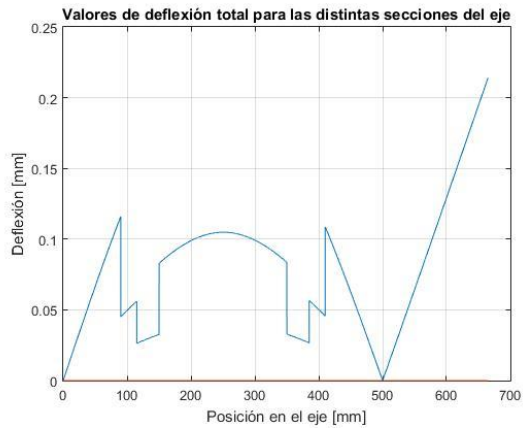


Figura I 8 Deflexión total en el eje excéntrico. [Elaboración propia]

Del análisis del eje de transmisión se obtienen los siguientes diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque a lo largo del eje:

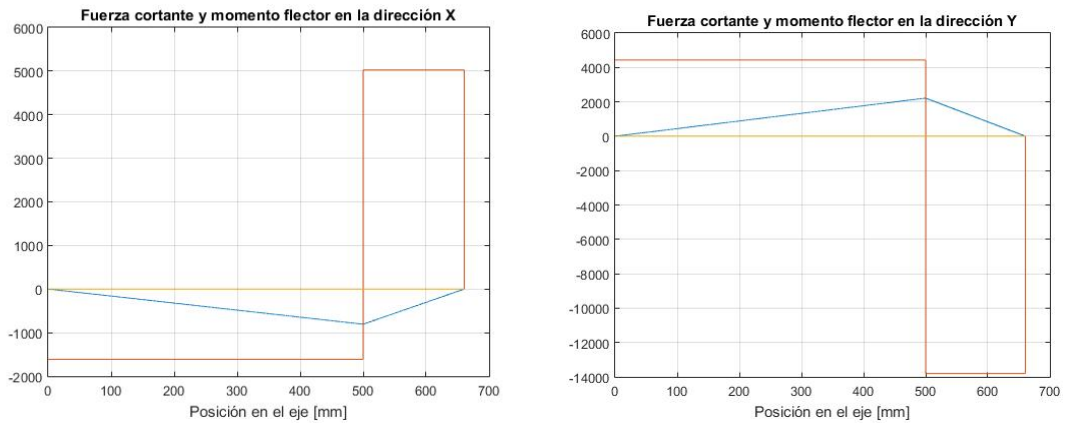


Figura I 9 Fuerza cortante y Momento flector en X y Y en eje de transmisión

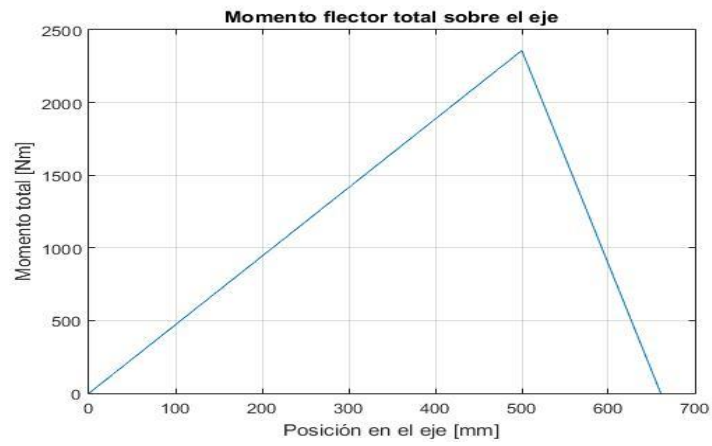


Figura I 10 Momento flector total sobre el eje de transmisión

J. Código de Matlab

Análisis cinemático

```
%Análisis Cinemático

clc
r2=0.0125; %Eccentricidad
r3=r2*20; %Longitud de barra conectora
HPM=150; %Golpes por minuto
P0=180; %Angulo inicial
P2=225; %Angulo final de aceleración
U=0.005;
s=75;

W=HPM*2*pi/60*180/pi;
T1=2*(P2-P0)/W;
T2=360/W-T1;
a12=W^2/(2*(P2-P0));
T3=T1;
P3=P2+W*T3-0.5*a12*T3^2;
T=T1+T2+T3;
S=8000;
t=0:T/S:T;

K1=S*T1/(T);
K2=S*(T2+T1)/(T);
K3=S*(T2+T1+T3)/(T);

%Posición angular de entrada (Eje
excéntrico)

for i=1:K1+2
    theta2(i)=180+0.5*a12*t(i)^2;
end
for j=i+1:K2+1
    theta2(j)=theta2(i)+W*t(j-i+1);
end
for k=j+1:K3+1
    theta2(k)=theta2(j)+W*t(k-j+1)-
    0.5*a12*t(k-j+1)^2;
end

%Gráfica de posición

theta3=asind(-r2/r3*sind(theta2));
r1=r2*cosd(theta2)+r3*cosd(theta3);
for i=1:S+1
    y(i)=-r1(i)+(r3+r2);
end

figure(1)
plot(t,theta2)
title('Posición angular de entrada en el
tiempo')
ylabel('Posición angular [°]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

figure(2)
plot(t,theta3)
title('Posición angular de barra conectora
en el tiempo')
ylabel('Posición angular [°]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

figure(3)
plot(t,y)
title('Posición del carnero en el tiempo')
xlabel('Tiempo [s]')
ylabel('Posición [m]')
```

```
grid on

%Gráfico de velocidad

for i=1:K1+2
    w2(i)=a12*pi/180*t(i);
end
for j=i+1:K2+1
    w2(j)=W*pi/180;
end
for k=j+1:K3+1
    w2(k)=W*pi/180-a12*pi/180*t(k-j+1);
end

wp2=smooth(w2,s);

omega3=zeros(361,1);
V1=zeros(361,1);
i=1;
while i<=S+1
    A=[r3*sind(theta3(i)) 1; r3*cosd(theta3(i))
    0];
    C=[-r2*wp2(i)*sind(theta2(i)); -
    r2*wp2(i)*cosd(theta2(i))];
    B=inv(A)*C;
    omega3(i)=B(1);
    V1(i)=B(2);
    i=i+1;
end

figure(4)
plot(t,V1)
title('Velocidad del carnero en el tiempo')
ylabel('Velocidad lineal [m/s]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

figure(5)
plot(t,omega3)
title('Velocidad angular de la barra
conectora en el tiempo')
ylabel('Velocidad angular [rad/s]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

figure(6)
plot(t,wp2)
title('Velocidad angular de entrada en el
tiempo')
ylabel('Velocidad angular [rad/s]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

%gráfico de aceleración

Z=T1/4;
for i=1:K1*3/4
    alfa2(i)=a12*pi/180/(1+exp(-(t(i)-
    Z)/U));
end
for f=i+1:K1+(K2-K1)/3
    alfa2(f)=a12*pi/180-a12*pi/180/(1+exp(-
    (t(f-i)-Z)/U));
end
for j=f+1:K2-(K3-K2)/4
    alfa2(j)=0;
end
for k=j+1:K2+(K3-K2)*1/2
    alfa2(k)=-a12*pi/180/(1+exp(-(t(k-j)-
    Z)/U));
end
```



```

for l=k+1:K3+1
    alfa2(l)=-al2*pi/180+al2*pi/180/(1+exp(-
(t(1-k)-Z)/U));
end

```

```

i=1;
alfa3=zeros(S+1,1);
al=zeros(S+1,1);
while i<=S+1
A=[r3*sind(theta3(i)) 1; r3*cosd(theta3(i))
0];
C=[-r2*alfa2(i)*sind(theta2(i))-
r2*wp2(i)^2*cosd(theta2(i))-
r3*omega3(i)^2*cosd(theta3(i)); -
r2*alfa2(i)*cosd(theta2(i))+r2*wp2(i)^2*sind
(theta2(i))+r3*omega3(i)^2*sind(theta3(i))];
B=inv(A)*C;
alfa3(i)=B(1);
al(i)=B(2);
i=i+1;
end

```

```

figure(7)
plot(t,al)
title('Aceleración del carnero en el
tiempo')
ylabel('Aceleración lineal [m/s^2]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

```

```

figure(8)
plot(t,alfa3)
title('Aceleración angular de la barra
conectora en el tiempo')
ylabel('Aceleración angular [rad/s^2]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

```

```

figure(10)
plot(t,alfa2)
title('Aceleración angular de entrada en el
tiempo')
ylabel('Aceleración angular [rad/s^2]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

```

Análisis dinámico

```
%análisis dinámico
```

```

I1=727047.721/(1000^2); %Inercia del eje
excéntrico
I2=5370827.084/(1000^2); %Inercia de la
barra conectora
m1=165.926; %Masa del eje excéntrico
m2=116.799; %Masa de la barra conectora
m3=1042.997; %Masa del carnero
r3c=129.069/1000; %Longitud al centro de
masa de la barra conectora
r2c=6.709/1000; %Longitud al centro de masa
del eje excéntrico

```

```

E1=(r3c^2/r3^2)*m2+m3;
E2=(r3c/r3)*m2+m3;
g=9.81;
FM=zeros(1,8001);

```

```

for i=1:S+1
c(i)=(r2*cosd(theta2(i)))/(sqrt(r3^2-
r2^2*(sind(theta2(i)))^2));

```

```

B1(i)=(I1+I2*c(i)^2+m1*r2c^2)/r2^2;
B2(i)=m2*((cosd(theta2(i)))^2)*(r3-
r3c)^2/r3^2;

```

```

B3(i)=((sind(theta2(i)))^2)*(c(i)^2*E1+2*c(i)
)*E2+m2+m3);

```

```

C1(i)=(wp2(i)^2*r2^2*(sind(theta2(i)))^3*(c(
i)^3-c(i)))/cosd(theta2(i));

```

```

C2(i)=c(i)*((I2/(r2^2*(sind(theta2(i)))^2))+
E1);
C3(i)=E2;

```

```

C4(i)=wp2(i)^2*r2^2*sind(theta2(i))*cosd(the
ta2(i));
C5(i)=-m2*(r3-r3c)^2/r3^2;
C6(i)=c(i)^2*E1;
C7(i)=2*c(i)*E2+m2+m3;

```

```

D1(i)=g*r2*sind(theta2(i))*((r2c/r2)*m1+(r3c
/r3)*m2*c(i)+m3*c(i)+m2+m3);

```

```
A1(i)=alfa2(i)*r2^2*(B1(i)+B2(i)+B3(i));
```

```
A2(i)=C1(i)*(C2(i)+C3(i))+C4(i)*(C5(i)+C6(i)
+C7(i));
A3(i)=D1(i);
```

```
O(i)=A1(i)+A2(i)+A3(i);
```

```
end
```

```

pd=0.0012; %Espesor del material
Tol=0.00001; %Tolerancia
prof=1.6/1000; %Profundidad desde el
final del material al final de la carrera

```

```

for i=1:S/2
if y(i)<prof+Tol && y(i)>=prof
R=i;
end
if y(i)<prof+pd+Tol && y(i)>=prof+pd
Q=i;
end
end

```

```
intervalo=R-Q
```

```

i=Q;
while i<R-1
FM(i)=h0(i-Q+1); %Fuerza de corte
i=i+1;
end

```

```

for i=1:S+1
Torque(i)=O(i)-
FM(i)*r2*sind(theta2(i))*(1+c(i));
end

```

```

for i=1:S/2
if Torque(i)==max(Torque)
Z=i;
end
end

```

```

for i=1:S/2
if FM(i)==max(FM)
ZF=i;
end
end

```

```
Fd=FM(ZF)/cosd(theta3(Z)) %Fuerza interna
máxima
```

```

Flat=Fd*sind(theta3(Z))      %Fuerza lateral
en el carnero
Thd=360-theta2(Z)+theta3(Z) %Angulo de la
fuerza interna máxima con respecto al eje
excéntrico

```

```

figure(11)
plot(t,Torque)
title('Variación del torque para 1 ciclo')
ylabel('Torque [Nm]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

figure(12)
plot(t,FM/1000)
title('Variación del fuerza de corte para 1
ciclo')
ylabel('Fuerza de corte [kN]')
xlabel('Tiempo [s]')
grid on

```

Diseño estático

```

%Diseño estático

N=S;
FS=5.65; %Factor de seguridad estático

e1=25; %Espesor de la primera oreja
e2=35; %Espesor de la segunda oreja

LC1=90; %Longitud del tramo inicial de eje
Lo1=LC1+e1;

LC2=Lo1+e2;
CPin=200; %Longitud del pin excentrico
LC=CPin/2;

LC3=LC2+CPin;

Lo2=LC3+e2;
LC4=Lo2+e1;

L1=LC1+e1+e2+LC;
L2=L1;
L3=165; %Longitud rodamiento a engrane
L=L1+L2+L3;

phi=20; %Angulo de presión
hel=20; %Angulo de hélice
Oc=zeros(1,N+1); %Origen
Ne=135; %Número de dientes del engrane
pd=25.4/4; %Paso diametral
dp=Ne*25.4/pd/1000; %Diámetro de paso

x=0:L/N:L;

Fy=Fd*sind(90+Thd);
Fx=Fd*cosd(90+Thd);

Ft=2*Torque(Z)/dp;
Fr=Ft*tand(phi);
Fa=Ft*tand(hel);

Frx=Fr*cosd(360-theta2(Z));
Fry=Fr*sind(360-theta2(Z));

Fty=-Ft*cosd(360-theta2(Z));
Ftx=Ft*sind(360-theta2(Z));

```

```

R2x=1/(L1+L2)*(-Fx*L1-(Frx+Ftx)*(L));
R1x=-Fx-R2x-Frx-Ftx;
R2y=1/(L1+L2)*(-Fy*L1-(Fry+Fty)*(L));
R1y=-Fy-R2y-Fry-Fty;
Tol=L/N;

```

```

for i=1:N+1
    if x(i)<L1 && x(i)>=0
        Vx(i)=R1x;
    else
        if x(i)<L1+L2 && x(i)>=L1
            Vx(i)=R1x+Fx;
        else
            if x(i)<L && x(i)>=L1+L2
                Vx(i)=R1x+Fx+R2x;
            else
                if x(i)==L
                    Vx(i)=R1x+Fx+R2x+Frx+Ftx;
                end
            end
        end
    end
end

C1x=(-R1x*(L1+L2)/1000)^3-
Fx*(L2/1000)^3/(6*(L1+L2)/1000);
C1y=(-R1y*(L1+L2)/1000)^3-
Fy*(L2/1000)^3/(6*(L1+L2)/1000);

for i=1:N+1
    if i<=find(x)>=L1 & x<L1+Tol)
        Mx(i)=R1x*(x(i)/1000);
        OPx(i)=R1x*(x(i)/1000)^2/2+C1x;

deltax(i)=R1x*(x(i)/1000)^3/6+C1x*x(i)/1000;
        j=i;
    else
        if i<=find(x)>=L1+L2 & x<L1+L2+Tol)

Mx(i)=R1x*(x(i)/1000)+(Fx)*(x(i)-L1)/1000);

OPx(i)=R1x*(x(i)/1000)^2/2+(Fx)*(x(i)-
L1)/1000)^2/2+C1x;

deltax(i)=R1x*(x(i)/1000)^3/6+(Fx)*(x(i)-
L1)/1000)^3/6+C1x*x(i)/1000;
        k=i;
    else
        if i<=find(x)>=L & x<L+Tol)

Mx(i)=R1x*(x(i)/1000)+(Fx)*(x(i)-
L1)/1000+(R2x)*(x(i)-L1-L2)/1000);

OPx(i)=R1x*(x(i)/1000)^2/2+(Fx)*(x(i)-
L1)/1000)^2/2+(R2x)*(x(i)-L1-
L2)/1000)^3/2+C1x;

deltax(i)=R1x*(x(i)/1000)^3/6+(Fx)*(x(i)-
L1)/1000)^3/6+(R2x)*(x(i)-L1-
L2)/1000)^3/6+C1x*x(i)/1000;
        end
    end
end

figure(13)
plot(x,Mx)
grid on
hold on
plot(x,Vx)
hold on
plot(x,OC)
title('Fuerza cortante y momento flector en
la dirección X')
xlabel('Posición en el eje [mm]')

```

```

for i=1:N+1
    if x(i)<L1 && x(i)>=0
        Vy(i)=Rly;
    else
        if x(i)<L1+L2 && x(i)>=L1
            Vy(i)=Rly+Fy;
        else
            if x(i)<L && x(i)>=L1+L2
                Vy(i)=Rly+Fy+R2y;
            else
                if x(i)==L
                    Vy(i)=Rly+Fy+R2y+Fry+Fty;
                end
            end
        end
    end
end

for i=1:N+1
    if i<=find(x>=L1 & x<L1+Tol)
        My(i)=Rly*(x(i)/1000);
        OPy(i)=Rly*(x(i)/1000)^2/2+C1y;
    else
        if i<=find(x>=L1+L2 & x<L1+L2+Tol)
            My(i)=Rly*(x(i)/1000)+(Fy)*((x(i)-L1)/1000);
            OPy(i)=Rly*(x(i)/1000)^2/2+(Fy)*((x(i)-L1)/1000)^2/2+C1y;
        else
            if i<=find(x>=L & x<L+Tol)
                My(i)=Rly*(x(i)/1000)+(Fy)*(x(i)-L1)/1000+(R2y)*((x(i)-L1-L2)/1000);
                OPy(i)=Rly*(x(i)/1000)^2/2+(Fy)*((x(i)-L1)/1000)^2/2+(R2y)*((x(i)-L1-L2)/1000)^2/2+C1y;
            else
                My(i)=Rly*(x(i)/1000)^3/6+(Fy)*((x(i)-L1)/1000)^3/6+(R2y)*((x(i)-L1-L2)/1000)^3/6+C1y*x(i)/1000;
            end
        end
    end
end

figure(14)
plot(x,My)
grid on
hold on
plot(x,Vy)
hold on
plot(x,OC)
title('Fuerza cortante y momento flector en la dirección Y')
xlabel('Posición en el eje [mm]')

for i=1:N+1
    MT(i)=sqrt(Mx(i)^2+My(i)^2);
end

figure(15)
plot(x,MT)
grid on

title('Momento flector total sobre el eje')
ylabel('Momento total [Nm]')
xlabel('Posición en el eje [mm]')

for i=1:N
    if MT(i)==max(MT)
        ZZ=i;
    end
end

Mmax=max(MT) %Momento flector máximo
xmax=x(ZZ) %Posición en el eje del momento máximo

for i=1:N+1
    if x(i)-L1-LC<0
        TM(i)=0;
    else
        TM(i)=max(Torque);
    end
end

TM(N+1)=0;

figure(16)
plot(x,TM)
grid on
title('Torque sobre el eje')
ylabel('Torque [Nm]')
xlabel('Posición en el eje [mm]')

Sy=750e6; %Resistencia a la fluencia del material del eje

%Concentradores de esfuerzo
%Relación 1 = 1.25
K1=1.8;
Ks1=1.5;
%Relación 2 = 1.50
K2=2.05;
Ks2=1.68;
%Relación 3 = 1.50
K3=2.05;
Ks3=1.68;
%Relación 4 = 1.25
K4=1.8;
Ks4=1.5;

Tol=L/N;
E=200e9; %Módulo de elasticidad del material del eje

for i=1:N+1
    if x(i)<LC1+Tol && x(i)>=LC1
        diam(i)=(((FS/(pi*Sy))*sqrt(1024*(MT(i)*K1)^2+768*(TM(i)*Ks1)^2)))^(1/3);
        D1=i;
    else
        if x(i)-LC1<0
            diam(i)=((32*MT(i)*FS)/(pi*Sy))^(1/3);
        else
            if x(i)<LC2+Tol && x(i)>=LC2
                diam(i)=(((FS/(pi*Sy))*sqrt(1024*(MT(i)*K2)^2+768*(TM(i)*Ks2)^2)))^(1/3);
                D2=i;
            else
                if x(i)<LC3+Tol && x(i)>=LC3
                    diam(i)=(((FS/(pi*Sy))*sqrt(1024*(MT(i)*K3)^2+768*(TM(i)*Ks3)^2)))^(1/3);
                    D3=i;
                end
            end
        end
    end
end

```

```

else
    if x(i)-LC3<0
        diam(i)=((32*MT(i)*FS)/(pi*Sy))^(1/3);
    else
        if x(i)<LC4+Tol &&
x(i)>=LC4
            diam(i)=((FS/(pi*Sy))*sqrt(1024*(MT(i)*K4)^
2+768*(TM(i)*Ks4)^2))^(1/3);
            D4=i;
        else
            if x(i)-L<=0
                diam(i)=((FS/(pi*Sy))*sqrt(1024*(MT(i))^2+7
68*(TM(i))^2))^(1/3);
            end
        end
    end
end
end
end
end
end

figure(17)
plot(x,diam*1000)
grid on
title('Distribución de los diámetros mínimos
a lo largo del eje')
ylabel('Diámetro [mm]')
xlabel('Posición en el eje [mm]')

do1=1.5*max(diam); %Diámetro de la sección
1 de la unión
do2=2*max(diam); %Diámetro de la sección
2 de la unión
do3=3*max(diam); %Diámetro de la sección
3 de la unión
do4=2*max(diam); %Diámetro de la sección
4 de la unión

for i=1:N+1
    if i==find(x>=Lo1 & x<Lo1+Tol)
        Do1=i;
    else
        if i==find(x>=Lo2 & x<Lo2+Tol)
            Do2=i;
        end
    end
end
end

for i=1:N+1
    if i<=D1
        In(i)=pi*0.157^4/64;
    else
        if i>D1 && i<=Do1
            In(i)=pi*0.19875^4/64;
        else
            if i>Do1 && i<=D2
                In(i)=pi*0.24^4/64;
            else
                if i>D2 && i<=D3
                    In(i)=pi*0.19^4/64;
                else
                    if i>D3 && i<=Do2
                        In(i)=pi*0.24^4/64;
                    else
                        if i>Do2 && i<=D4
                            In(i)=pi*0.19875^4/64;
                        else
                            if i>D4 &&
i<=N+1
                                In(i)=pi*0.16^4/64;
                            end
                        end
                    end
                end
            end
        end
    end
end

for i=1:N+1
    Delx(i)=deltax(i)/(E*In(i));
    Dely(i)=deltay(i)/(E*In(i));
    Del(i)=sqrt(Delx(i)^2+Dely(i)^2);
end

figure(18)
plot(x,Delx*1000)
grid on
hold on
plot(x,0c)
title('Valores de deflexión para las
distintas secciones del eje en la dirección
X')
ylabel('Deflexión [mm]')
xlabel('Posición en el eje [mm]')

figure(19)
plot(x,Dely*1000)
grid on
hold on
plot(x,0c)
title('Valores de deflexión para las
distintas secciones del eje en la dirección
Y')
ylabel('Deflexión [mm]')
xlabel('Posición en el eje [mm]')

figure(20)
plot(x,Del*1000)
grid on
hold on
plot(x,0c)
title('Valores de deflexión total para las
distintas secciones del eje')
ylabel('Deflexión [mm]')
xlabel('Posición en el eje [mm]')

figure(23)
subplot(3,1,1)
plot(x,Delx*1000)
hold on
plot(x,0c)
grid on
xlabel('Posición en el eje [mm]')
ylabel('Deflexión en la dirección x [mm]')

subplot(3,1,2)
plot(x,Dely*1000)
hold on
plot(x,0c)
grid on
xlabel('Posición en el eje [mm]')
ylabel('Deflexión en la dirección y [mm]')

subplot(3,1,3)
plot(x,Del*1000)
grid on
xlabel('Posición en el eje [mm]')
ylabel('Deflexión total [mm]')

Delmax=max(Del)*1000 %Deflexión máxima en
el eje

```

Fatiga

```
%fatiga
rep=5; %Número de ciclos
tf=0:(rep*T)/(rep*N):T*rep;
j=1;

%Fuerza
for k=1:rep
    for i=1:length(tf)
        if i<=1+(length(tf)-1)*(k)/rep &&
i>1+(length(tf)-1)*(k-1)/rep
            Ff(i)=FM(j);
            j=j+1;
        else
            j=1;
        end
    end
end

figure(21)
plot(tf,Ff/1000)
grid on
title('Comportamiento de la fuerza en el
tiempo')
ylabel('Fuerza sobre el eje [kN]')
xlabel('Tiempo [s]')

%Torque
for k=1:rep
    for i=1:length(tf)
        if i<=1+(length(tf)-1)*(k)/rep &&
i>1+(length(tf)-1)*(k-1)/rep
            Tf(i)=Torque(j);
            j=j+1;
        else
            j=1;
        end
    end
end

figure(22)
plot(tf,Tf)
grid on
title('Comportamiento del torque en el
tiempo')
ylabel('Torque sobre el eje [Nm]')
xlabel('Tiempo [s]')

%calculo para punto crítico 1
q=0.92; %Sensibilidad a la muesca flexión
qs=0.95; %Sensibilidad a la muesca torsión

Omax=(MT(D3)*diam(D3)/2)/(pi*diam(D3)^4/64);
%Esfuerzo de flexión máximo
Tmax=(TM(D3)*diam(D3)/2)/(pi*diam(D3)^4/32);
%Esfuerzo cortante máximo
Omin=0; %Esfuerzo de flexión mínimo
Tmin=0; %Esfuerzo cortante mínimo

Sc=1; %Factor de carga
Sr=0.814; %Factor de confiabilidad
Ss=0.71; %Factor de superficie
St=1; %Factor de temperatura
Sta=1.189*(diam(D3)*1000)^-0.097; %Factor de
tamaño
UTS=1000e6; %Resistencia ultima a la tensión
del material del eje
```

```
Sf=Sc*Sr*Ss*St*Sta*UTS*0.5; %Resistencia a
la fatiga

%Esfuerzos de amplitud (a) y medios (m)
Om=(Omax+Omin)/2;
Oa=(Omax-Omin)/2;

Tm=(Tmax+Tmin)/2;
Ta=(Tmax-Tmin)/2;

%Factores de concentración de esfuerzos para
fatiga
Kf=1+q*(K3-1);
Kfs=1+qs*(Ks3-1);

if Kf*Omax<Sy
    Kfm=Kf;
    Kfms=Kfs;
else
    if Kf*Omax>Sy
        Kfm=(Sy-Kf*Oa)/Om;
        Kfms=(Sy/sqrt(3)-Kfs*Ta)/Tm;
    else
        if Kf*(Omax-Omin)>2*Sy
            Kfm=0;
            Kfms=0;
        end
    end
end

%Esfuerzos finales
Omf=Kfm*Om;
Oaf=Kf*Oa;
Tmf=Kfms*Tm;
Taf=Kfs*Ta;

%Von Mises
Oval=sqrt(Oaf^2+3*(Taf^2));
Ovml=sqrt(Omf^2+3*(Tmf^2));

%Factor de seguridad a la fatiga
nf=1/((Ovml/Sy)+(Oval/Sf))

%calculo para punto crítico 2

Omax2=(MT(D4)*diam(D4)/2)/(pi*diam(D4)^4/64)
; %Esfuerzo de flexión máximo
Tmax2=(TM(D4)*diam(D4)/2)/(pi*diam(D4)^4/32)
; %Esfuerzo cortante máximo
Omin2=0; %Esfuerzo de flexión mínimo
Tmin2=0; %Esfuerzo cortante mínimo

Sta2=1.189*(diam(D4)*1000)^-0.097; %Factor
de tamaño

Sf2=Sc*Sr*Ss*St*Sta2*UTS*0.5; %Resistencia
a la fatiga

%Esfuerzos de amplitud (a) y medios (m)
Om2=(Omax2+Omin2)/2;
Oa2=(Omax2-Omin2)/2;

Tm2=(Tmax2+Tmin2)/2;
Ta2=(Tmax2-Tmin2)/2;

%Factores de concentración de esfuerzos para
fatiga
Kf2=1+q*(K4-1);
Kfs2=1+qs*(Ks4-1);

if Kf2*Omax2<Sy
    Kfm2=Kf2;
```

```

Kfms2=Kfs2;
else
if Kf2*Omax2>Sy
Kfm2=(Sy-Kf2*Oa2)/Om2;
Kfms2=(Sy/sqrt(3)-Kfs2*Ta2)/Tm2;
else
if Kf2*(Omax2-Omin2)>2*Sy
Kfm2=0;
Kfms2=0;
end
end
end
end

```

```
%Esfuerzos finales
```

```

Omf2=Kfm2*Om2;
Oaf2=Kf2*Oa2;
Tmf2=Kfms2*Tm2;
Taf2=Kfs2*Ta2;

```

```
%Von Mises
```

```

Ova2=sqrt(Oaf2^2+3*(Taf2^2));
Ovm2=sqrt(Omf2^2+3*(Tmf2^2));

```

```
%Factor de seguridad a la fatiga
```

```
nf2=1/((Ovm2/Sy)+(Ova2/Sf2))
```

Servomotor

```
%Servomotor 1FT7108-5WF7 Servo
```

```

Torque(1)=0;
Torque(8000)=Torque(8001);

```

```

J1=0.2749; %Inercia rotacional del piñon
J2=62598939.517/1000^2; %Inercia
rotacional del engrane
G=26/135; %Relación de engranes
Gg=1/4; %Relación de caja reductora
Jw=J1+J2; %Inercia rotacional del
mecanismo (carga)
n1=0.97; %Eficiencia de engranes
n2=0.95; %Eficiencia de caja reductora
Jg=29e-4; %Inercia rotacional de la
caja reductora
RPM=HPM/G/Gg;
Jm=J1+G^2*(J2+Jw)/n1;
Jmt=Jg+Gg^2*Jm/n2; %Inercia rotacional en
el eje del motor
Trms1=sqrt((1/T)*trapz(t,Torque.^2));
%Torque RMS (Nominal)

```

```

Trms2=G*Trms1/n1;
Trms3=Gg*Trms2/n2; %Torque nominal en el
motor

```

```
Tpk1=max(Torque); %Torque pico
```

```

Tpk2=G*Tpk1/n1;
Tpk3=Gg*Tpk2/n2; %Torque pico en el motor

```

```

Power=Trms1*HPM*2*pi/60000; %Potencia
nominal
Powert=Power/(n1*n2); %Potencia
requerida

```

```

JM=168e-4; %Inercia rotacional del motor
TMotor=40; %Torque del motor

```

```

Tacc=((2*pi)/(60*T1))*(JM+Jmt/(n1*n2));
%Torque de aceleración

```

Rodamientos

```
%Rodamientos
```

```

FuerzaR1=sqrt(R1x^2+R1y^2);
FuerzaR2=sqrt(R2x^2+R2y^2);
FuerzaRP1=18689.22;
FuerzaRP2=4201.45;
FuerzaRC=Fd;
FuerzaRR=Fd;
Fuerzaax1=0;
Fuerzaax2=Fa;

```

```
%eje excéntrico rodamiento 1
```

```
%Rodamiento de rodillos esféricos SKF 22332-2CS5/VT14
```

```

Cd=1683e3;
Co=1960e3;
e=0.35;
Y1=2;
Y2=3;
Y0=2;
Pu=160e3;
d=160;
D=340;
B=114;
M=52;

```

```

if Fuerzaax1/FuerzaR1<=e
P=FuerzaR1+Y1*Fuerzaax1;
else
P=0.67*FuerzaR1+Y2*Fuerzaax1;
end

```

```
P0=FuerzaR1+Y0*Fuerzaax1;
```

```

p=10/3;
nc=0.6;
Fskf=nc*(Pu/P);

```

```
dm=0.5*(d+D);
```

```
s0=Co/P0;
```

```

v=44.5;
v1=41.6;
K=v/v1;

```

```

a1=0.25;
askf=1.5;
Lnm=a1*askf*(Cd/P)^p;
Lnmh1=(1e6/(60*HPM))*Lnm

```

```

nd=dm*HPM*2;
Ilub=4000; %Grasa LGEP 2

```

```
Vgrasa=pi*B*(D^2-d^2)*0.001/4-M/0.0078;
```

```

Gin=0.2*Vgrasa;
Gfill=0.002*D*B;

```

```
%eje excéntrico rodamiento 2
```

```
%Rodamiento de rodillos esféricos SKF 22332-2CS5/VT14
```

```

Cd=1683e3;
Co=1960e3;
e=0.35;
Y1=2;
Y2=3;
Y0=2;
Pu=160e3;

```

```

d=160;
D=340;
B=114;
M=52;

if Fuerzaax2/FuerzaR2<=e
    P=FuerzaR2+Y1*Fuerzaax2;
else
    P=0.67*FuerzaR2+Y2*Fuerzaax2;
end

P0=FuerzaR2+Y0*Fuerzaax2;

p=10/3;
nc=0.6;
Fskf=nc*(Pu/P);

dm1=0.5*(d+D);

s0=Co/P0;

v=60;
v1=50;
K=v/v1;

a1=0.25;
askf=1.5;
Lnm=a1*askf*(Cd/P)^p;
Lnmh2=(1e6/(60*HPM))*Lnm

bf=2;
nd=dm*HPM*bf*5;
Ilub=4000; %Grasa LGEP 2

Vgrasa=pi*B*(D^2-d^2)*0.001/4-M/0.0078;

Gin=0.2*Vgrasa;
Gfill=0.002*D*B;

%Rodamiento eje piñon 1 BS2-2314-2RS/VT14

Cdp=413e3;
Co=430e3;
e=0.33;
Y1=2;
Y2=3;
Y0=2;
Pu=45.5e3;
d=70;
D=150;
B=60;

if Fuerzaax2/FuerzaRP1<=e
    P=FuerzaRP1+Y1*Fuerzaax2;
else
    P=0.67*FuerzaRP1+Y2*Fuerzaax2;
end

P0=FuerzaRP1+Y0*Fuerzaax2;

p=10/3;
nc=0.6;
Fskf=nc*(Pu/P);

dm=0.5*(d+D);

s0=Co/P0;

v=44.5;
v1=40;
K=v/v1;

```

```

a1=0.25;
askf=3;
LnmP1=a1*askf*(Cdp/P)^p;
LnmhP1=(1e6/(60*HPM*5))*LnmP1
M=1.8;
bf=2;
nd=dm*HPM*bf*5;
Ilub=15000; %Grasa LGEP 2

Vgrasa=pi*B*(D^2-d^2)*0.001/4-M/0.0078;

Gin=0.2*Vgrasa;
Gfill=0.002*D*B;

%Rodamiento eje piñon 2 BS2-2314-2RS/VT14

Cdp=413e3;
Co=430e3;
e=0.33;
Y1=2;
Y2=3;
Y0=2;
Pu=45.5e3;
d=70;
D=150;
B=60;

if Fuerzaax1/FuerzaRP2<=e
    P=FuerzaRP2+Y1*Fuerzaax1;
else
    P=0.67*FuerzaRP2+Y2*Fuerzaax1;
end

P0=FuerzaRP2+Y0*Fuerzaax1;

p=10/3;
nc=0.6;
Fskf=nc*(Pu/P);

dm=0.5*(d+D);

s0=Co/P0;

v=44.5;
v1=40;
K=v/v1;

a1=0.25;
askf=3;
LnmP1=a1*askf*(Cdp/P)^p;
LnmhP2=(1e6/(60*HPM*5))*LnmP1
M=1.8;
bf=2;
nd=dm*HPM*bf*5;
Ilub=15000; %Grasa LGEP 2

Vgrasa=pi*B*(D^2-d^2)*0.001/4-M/0.0078;

Gin=0.2*Vgrasa;
Gfill=0.002*D*B;

Rodamientos deslizantes

%Rodamiento Barra conectora eje excéntrico
clc

F=Fd;
D=210;
B=120;

p=F/(B*D)

```

```
d=190;
beta=90;
f=-omega3(ZF)*60/(2*pi);
```

```
v=5.82e-7*d*beta*f
```

```
%Rodamiento esférico
```

```
F=Fd;
D=110;
```

```
p=F/(2*pi*D^2)
```

```
d=100;
beta=90;
f=-omega3(ZF)*60/(2*pi);
```

```
v=5.82e-7*d*beta*f
```

Caja reductora

```
%Caja reductora
```

```
clc
n1=3000;
n2=750;
%2 vias
T2m=Tpk2;
T2=Trms2;
horas=24;
%motor eléctrico
%Troqueladora
f1=1;
f2=1.25;
f3=1.75;
df=1;
ft=0.87;
R=n1/n2
Tcorr=f1*f2*f3*T2m
Tcorrms=f1*f2*f3*T2
Poutput=(Tcorrms*n2)/9550;
Pinput=Poutput/0.98
```

```
Thercap=49*df*ft;
```

```
%Sistema de contrabalanceo
```

```
mcon=48.976; %Masa del conector con el
carnero
```

```
Fuerzacb=(m2+m3+mcon)*9.81*1.5; %fuerza del
cilindro
```

```
LF=0.5; %factor de carga
Presion=0.5e6;
PCil=0.5;
Boresize=250/1000; %diametro del cilindro
Rodsiz=60/1000; %diametro del piston
```

```
%Cilindro CS1 250 velocidad máxima 500 mm/s
(velocidad maxima del carnero
%es 400 mm/s)
```

```
%Máxima carga lateral
```

```
LL=500;
```

```
%Máxima carrera
```

```
CM=2810/1000;
```

```
%Consumo de aire L/min ANR
```

```
A1=49100; %área de extensión
A2=46300; %área de retracción
Lcil=25; %Longitud de la carrera
Ltub=2000; %Longitud de la tubería
a1=204;
a2=204; %Área de la tubería
```

```
qc1=0; %Consumo de aire del cilindro en
extensión
qc2=A2*Lcil*(PCil+0.1)/0.1*1e-6; %consumo de
aire del cilindro en retracción
qp1=0; %Consumo de aire de la tubería en
extensión
qp2=a2*Ltub*(PCil+0.1)/0.1*1e-6; %consumo de
aire en la tubería en retracción
```

```
q=qc1+qc2+qp1+qp2; %consumo total
```

```
qt=2*q; %consumo total del sistema
```

```
%Volumen L ANR
```

```
t2=0.2; %tiempo de la carrera
```

```
Q2=2*(qc2+qp2)*60/t2 %Volumen de aire
```

```
%Energía cinética
```

```
K=0.5*(m3+mcon+m2)*max(V1)^2
```

```
%Razon de volumen
```

```
Kv=(qp1+qp2)/(qc1+qc2)*(0.1/(PCil+0.1));
```

```
%Torque balanceado
```

```
for i=1:S+1
if i<S/2
Torque(1)=0;
Torque(i)=0(i)-
FM(i)*r2*sind(theta2(i))*(1+c(i));
Torqueb(i)=0(i);
else
Torque(i)=0(i)-
FM(i)*r2*sind(theta2(i))*(1+c(i))-
(m2+m3+mcon)*9.81*r2*sind(theta2(i))*(1+c(i)
);
Torque(8000)=Torque(8001);
Torqueb(i)=0(i)-
(m2+m3+mcon)*9.81*r2*sind(theta2(i))*(1+c(i)
);
end
end
```

```
Torqueb(1)=0;
Torqueb(8000)=Torqueb(8001);
```

```
for i=1:S+1
Torquesb(i)=0(i)-
FM(i)*r2*sind(theta2(i))*(1+c(i));
Torquesb2(i)=0(i);
end
```

```
Torquesb(1)=0;
Torquesb(8000)=Torquesb(8001);
```

```
Trmssb=sqrt((1/T)*trapz(t,Torquesb.^2));
%torque rms sin balancear
```

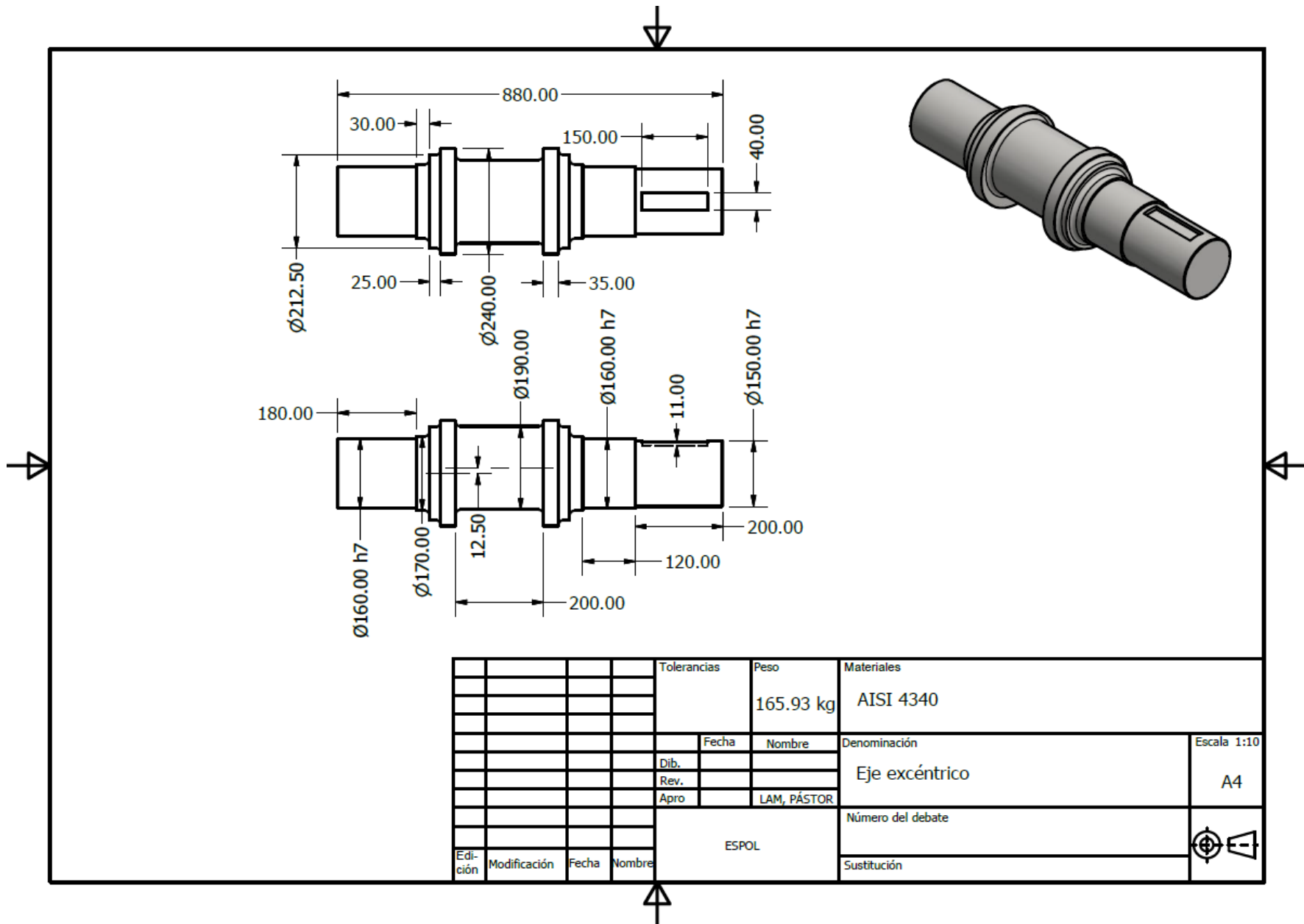


```
Trmsb=sqrt((1/T)*trapz(t,Torqueb.^2));  
%balancead
```

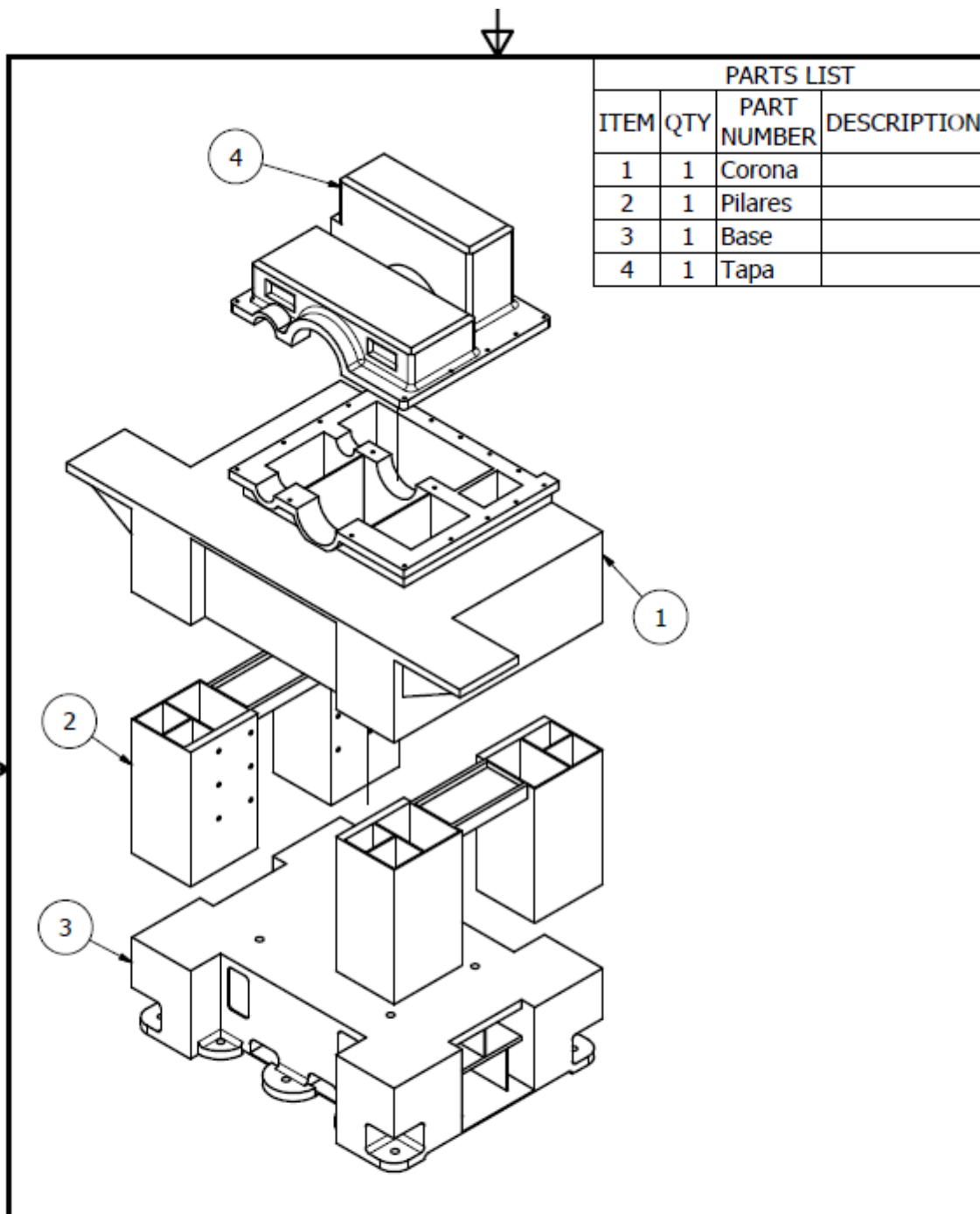
K. Planos del Proyecto

| PARTS LIST | | | |
|------------|-----|--|-----------------------------------|
| ITEM | QTY | PART NUMBER | DESCRIPTION |
| 1 | 1 | Estructura | Tipo H monobloque |
| 2 | 1 | Eje excéntrico | Excentricidad de 12.5 mm |
| 3 | 1 | Asiento de esférico | |
| 4 | 1 | Barra conectora | |
| 5 | 1 | Rodamiento esférico | Bronce sólido |
| 6 | 1 | Placa Base | Según norma B5.61-2003 |
| 7 | 1 | Conector | |
| 8 | 1 | Guía auxiliar | Bronce sólido |
| 9 | 1 | Carnero | Según norma B5.61-2003 |
| 10 | 4 | Tira endurecida | Bronce sólido |
| 11 | 4 | Guía de la bancada | Bronce sólido |
| 12 | 4 | Guía del carnero | Bronce sólido |
| 13 | 2 | Rodamiento eje excéntrico | SKF 23230 -2CS5/VT143 |
| 14 | 1 | Tapa | |
| 16 | 1 | Eje del piñón | |
| 18 | 1 | Piñón helicoidal | 26 dientes módulo 4 |
| 19 | 1 | Rodamiento deslizante | SKF PMB 190210200 M1G |
| 20 | 1 | Motor principal | 1FT7108-5WF7 |
| 21 | 1 | Caja reductora biselada helicoidal Power Jacks | Serie N40 reducción 4:1 |
| 22 | 2 | Cilindro neumático SMC | CS1 250 |
| 30 | 2 | BS2-2314-2RS/VT143 | BS2_001-Spherical roller bearings |
| 31 | 2 | 22332-2CS5/VT143 | BS2_001-Spherical roller bearings |

| | | | |
|-------------|--------------|---|--------|
| Tolerancias | Peso | Materiales ASTM A 36, ASTM A572, AISI 4340 | |
| Fecha | Nombre | Denominación | Escala |
| Dib. | | Ensamble final | A3 |
| Rev. | | | |
| Apro | LAM, PÁSTOR | Número del debate | |
| ESPOL | | Sustitución | |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre |

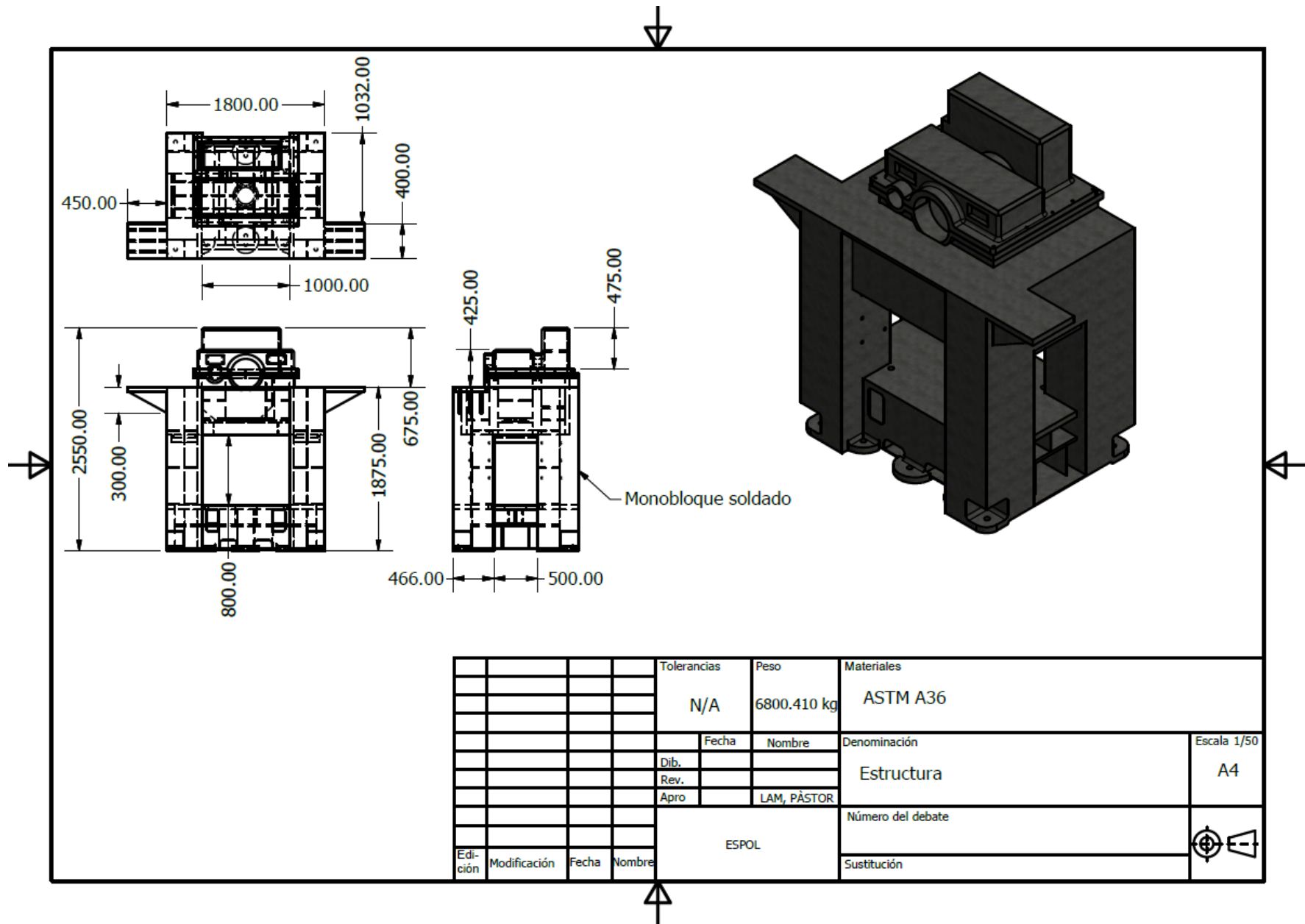


| | | | | | | | | |
|--------------|--------------|-------|--------|--|-------------|-----------|-------------------|--------|
| | | | | | Tolerancias | Peso | Materiales | |
| | | | | | | 165.93 kg | AISI 4340 | |
| | | | | | | | Fecha | Nombre |
| | | | | | Dib. | | Denominación | |
| | | | | | Rev. | | Eje excéntrico | |
| | | | | | Apro | | LAM, PÁSTOR | |
| | | | | | | | Número del debate | |
| | | | | | | | Escala 1:10 | |
| | | | | | | | A4 | |
| | | | | | | | Sustitución | |
| Edi- ción | Modificación | Fecha | Nombre | | ESPOL | | | |

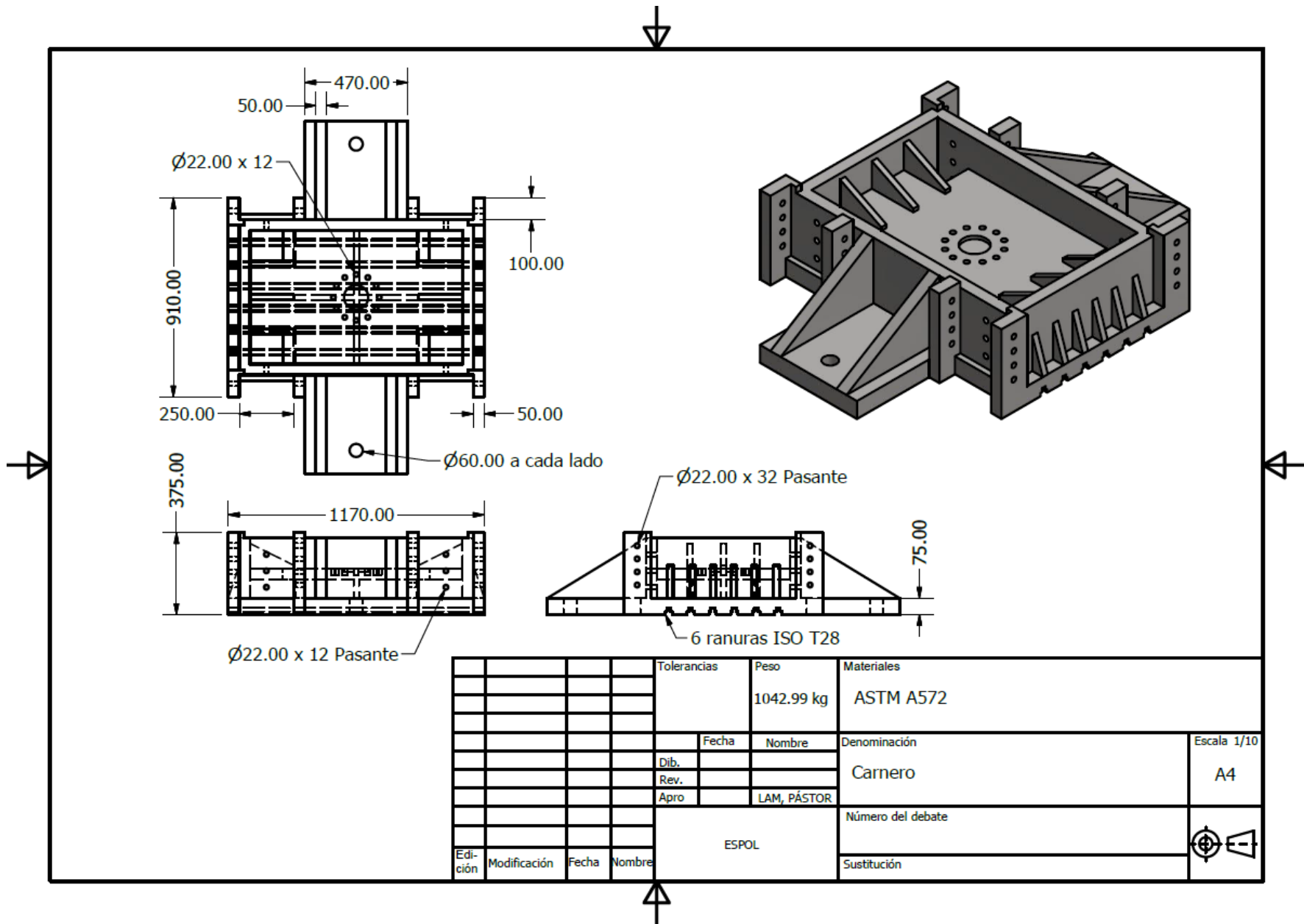


| PARTS LIST | | | |
|------------|-----|-------------|-------------|
| ITEM | QTY | PART NUMBER | DESCRIPTION |
| 1 | 1 | Corona | |
| 2 | 1 | Pilares | |
| 3 | 1 | Base | |
| 4 | 1 | Tapa | |

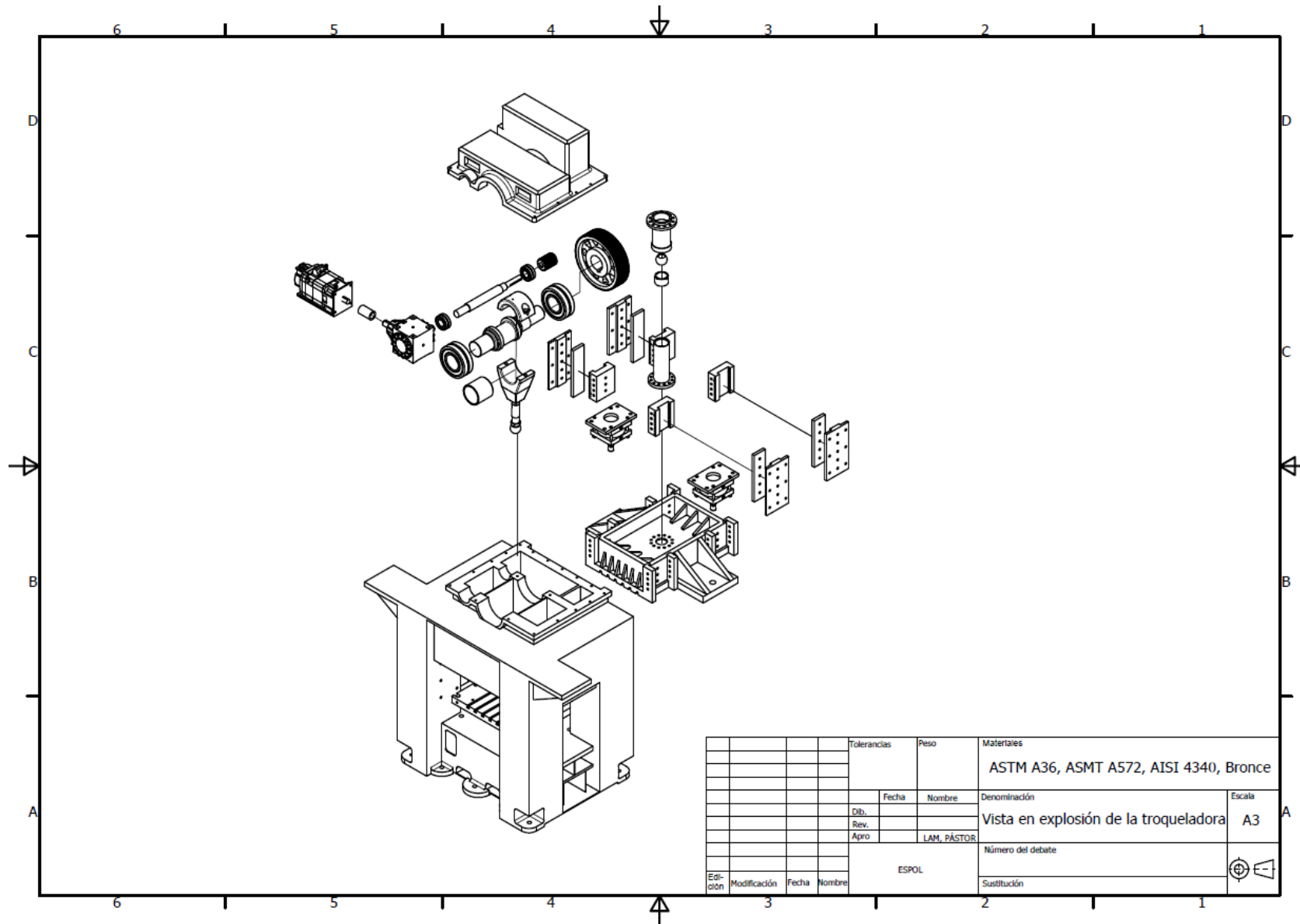
| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|-------------|-------------|-------------------------|------------|
| | | | | Tolerancias | Peso | Materiales | |
| | | | | | | ASTM A36 | |
| | | | | | | Denominación | Escala N/A |
| | | | | Fecha | Nombre | Partes de la estructura | A4 |
| | | | | Dib. | | | |
| | | | | Rev. | | | |
| | | | | Apro | LAM, PÁSTOR | Número del debate | |
| | | | | ESPOL | | Sustitución | |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | | | | |

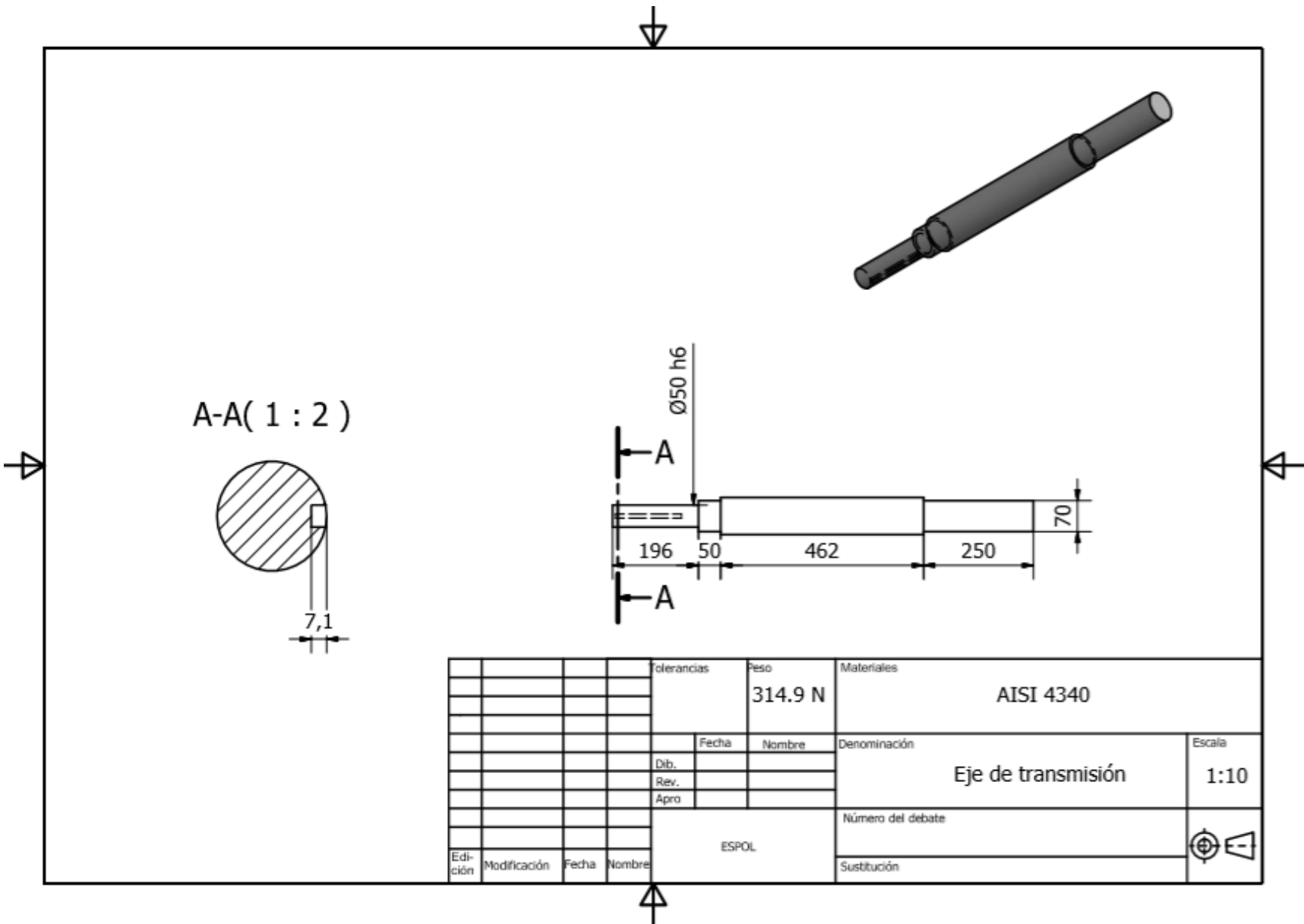


| | | | | | | | | |
|--------------|--------------|-------|--------|-------------|-------------|-------------|-------------------|-------------|
| | | | | Tolerancias | Peso | Materiales | | |
| | | | | N/A | 6800.410 kg | ASTM A36 | | |
| | | | | | Fecha | Nombre | Denominación | |
| | | | | Dib. | | | Estructura | |
| | | | | Rev. | | | | |
| | | | | Apro | | LAM, PÁSTOR | | |
| | | | | ESPOL | | | Número del debate | Escala 1/50 |
| Edi- ción | Modificación | Fecha | Nombre | | | | Sustitución | |

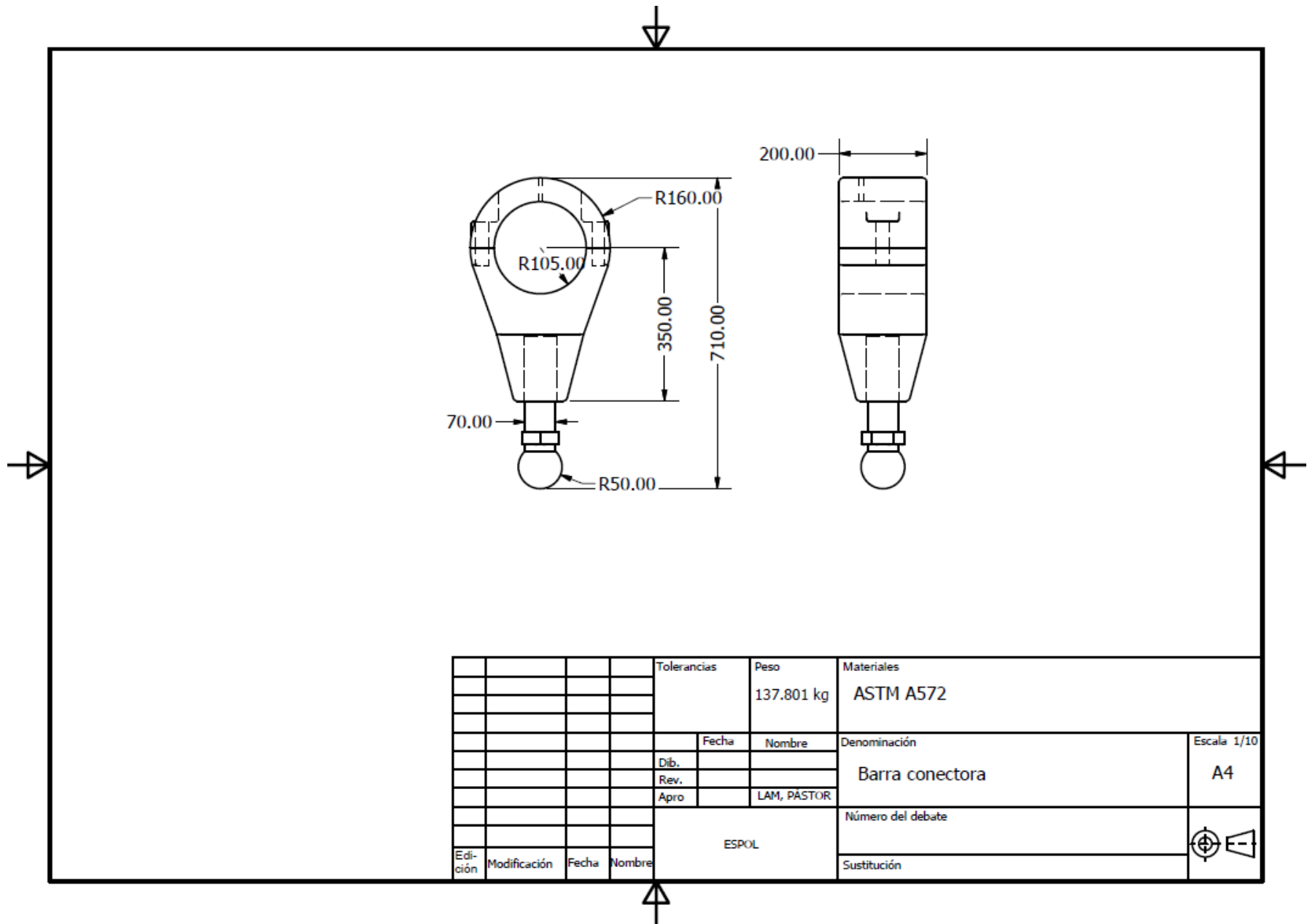


| | | | | | | | |
|--------------|--------------|-------|--------|-------------|------------|-------------|-------------------|
| | | | | Tolerancias | Peso | Materiales | |
| | | | | | 1042.99 kg | ASTM A572 | |
| | | | | | Fecha | Nombre | Denominación |
| | | | | Dib. | | | Carnero |
| | | | | Rev. | | | |
| | | | | Apro | | LAM, PÁSTOR | |
| | | | | | | | Número del debate |
| | | | | | | | Sustitución |
| Edi- ción | Modificación | Fecha | Nombre | ESPOL | | | |





| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|-------------|---------|------------|--------------------|
| | | | | Tolerancias | Peso | Materiales | |
| | | | | | 314.9 N | AISI 4340 | |
| | | | | | Fecha | Nombre | Denominación |
| | | | | Dib. | | | Eje de transmisión |
| | | | | Rev. | | | |
| | | | | Apro. | | | |
| | | | | | | | Número del debate |
| | | | | | | | Sustitución |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | ESPOL | | | |



| | | | | | | | |
|--------------|--------------|-------|--------|-------------|------------|-------------------|-----------------|
| | | | | Tolerancias | Peso | Materiales | |
| | | | | | 137.801 kg | ASTM A572 | |
| | | | | | Fecha | Nombre | Denominación |
| | | | | Dib. | | | Barra conectora |
| | | | | Rev. | | | |
| | | | | Apro | | LAM, PASTOR | |
| | | | | ESPOL | | Número del debate | |
| Edi- ción | Modificación | Fecha | Nombre | | | Sustitución | |

Escala 1/10
A4

