



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional De Loja

Facultad De La Energía, Las Industrias Y Los Recursos

Naturales No Renovables

Carrera De Ingeniería Electromecánica

Diseño de una roladora de láminas semiautomática, con rodillos de 60 cm de longitud, para láminas de hasta 4 mm de espesor, destinada a la empresa mecánica MEFUNJAR

Trabajo de Titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico

AUTOR:

Giordano Andrés Jaramillo Lapo

DIRECTOR:

Ing. Gonzalo Riofrío Cruz Mg. Sc.

Loja - Ecuador

2024



Certificación

Loja, 26 de enero de 2024

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una roladora de láminas semiautomática, con rodillos de 60 cm de longitud, para láminas de hasta 4 mm de espesor, destinada a la empresa mecánica MEFUNJAR**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del estudiante **Giordano Andrés Jaramillo Lapo** con **cédula de identidad Nro.1900750389**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo, **Giordano Andrés Jaramillo Lapo**, declaro ser autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi Trabajo de Titulación en el Repositorio Institucional - Biblioteca Virtual.

Firma:



Autor: Giordano Andrés Jaramillo Lapo

Cédula: 1900750389

Fecha: 26 de enero de 2024

Dirección: Loja, Barrio La Tebaida

Correo electrónico: gajaramillo@unl.edu.ec

Teléfono: 097 986 4372

Carta de autorización por parte del autor para la consulta de reproducción parcial o total, y/o publicación electrónica del texto completo, del Trabajo de Titulación.

Yo, **Giordano Andrés Jaramillo Lapo**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una roladora de láminas semiautomática, con rodillos de 60 cm de longitud, para láminas de hasta 4 mm de espesor, destinada a la empresa mecánica MEFUNJAR**, como requisito para optar por el título de Ingeniero Electromecánico, autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos muestre la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior con las cuales tenga convenio la Universidad. La Universidad Nacional de Loja no se responsabiliza por el plagio o copia del Trabajo de Titulación que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los veintiséis días del mes de enero del dos mil veinticuatro.

Firma:



Autor: Giordano Andrés Jaramillo Lapo

Cédula: 1900750389

Dirección: Loja, Barrio La Tebaida

Correo electrónico: gajaramillol@unl.edu.ec

Teléfono: 097 986 4372

Datos complementarios:

Director de Trabajo de Titulación: Ing. Gonzalo Riofrío Cruz Mg. Sc.

Dedicatoria

Primeramente, dedico este proyecto de titulación a mis padres, quienes han sido fuente inagotable de apoyo y afecto incondicional, de igual manera al resto de mi familia, que ha podido impulsarme a conseguir este logro. A los docentes, que me supieron formar e inculcar valores durante mi proceso de desarrollo académico.

Quiero también dedicarlo a mis amigos presentes y pasados, que supieron estar en cada momento de mi vida, compartiendo su carisma y conocimiento sin esperar nada a cambio.

Giordano Andrés Jaramillo Lapo

Agradecimiento

Mis agradecimientos van dirigidos principalmente al personal de docentes de la Universidad Nacional de Loja, que me guiaron durante el desarrollo del presente proyecto de titulación, especialmente al ingeniero Gonzalo Riofrío, por su especial aporte y dedicación al mismo.

Mis sinceros agradecimientos a cada miembro de mi familia, quienes contribuyeron diariamente en mi desarrollo personal.

Agradezco también a mis amigos y amigas, quienes compartieron conmigo momentos de alegría y tristeza.

Giordano Andrés Jaramillo Lapo

Índice de contenidos

Portada	i
Certificación	ii
Autoría	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria	v
Agradecimiento	vi
Índice de contenidos	vii
Índice de tablas:	ix
Índice de figuras:	x
Índice de anexos:	xiii
Simbología:	xiv
1. Título	1
2. Resumen	2
Abstract	3
3. Introducción	4
4. Marco teórico	6
4.1 Capítulo I: Generalidades del rolado.....	6
4.1.1 Rolado.....	6
4.1.2 Maquinaria para el rolado.....	6
4.1.3 Revisión de trabajos similares	8
4.2 Capítulo II:	11
4.2.1 Factor de seguridad.....	11
4.2.2 Diagrama esfuerzo-deformación unitaria.....	11
4.2.3 Condiciones para el equilibrio de una partícula	12
4.2.4 Diagrama de cuerpo libre	12
4.2.5 Momento de una fuerza.....	12
4.2.6 Método de viga simplemente apoyada	13
4.2.7 Momento de inercia de la plancha.....	14
4.2.8 Momento flector	14
4.2.9 Resistencia al rodamiento.....	15
4.2.10 Esfuerzos de contacto	19
4.3 Capítulo III:	21
4.3.1 Componentes mecánicos de la máquina.....	21

4.3.1.1 Transmisión por engranes	21
4.3.1.2 Árboles de transmisión de potencia	34
4.3.1.5 Chavetas	42
4.3.2 Criterios de evaluación	47
4.4 Capítulo IV:.....	48
4.4.1 Elementos que conforman un tablero eléctrico	48
5. Metodología	53
5.1 Área de trabajo	53
5.2 Equipos y materiales	53
5.2.1 Equipos	53
5.2.2 Materiales	53
5.3 Procedimiento.....	54
5.3.1 Primero objetivo	54
5.3.2 Segundo objetivo	55
5.3.3 Tercer objetivo	56
5.4 Procesamiento y análisis de datos	57
5.4.1 Primero objetivo	57
5.4.2 Segundo objetivo	93
5.4.3 Tercer objetivo	97
6. Resultados.....	98
7. Discusión.....	103
8. Conclusiones.....	105
9. Recomendaciones.....	106
10. Bibliografía.....	107
11. Anexos	109

Índice de tablas:

Tabla 1 Módulos y pasos diametrales normalizados.....	25
Tabla 2 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o	28
Tabla 3 Factor de tamaño, K_s	28
Tabla 4 Propiedades de la transmisión por engranajes.	67
Tabla 5 Reacciones y momentos generados en los ejes.	84
Tabla 6 Rodamientos seleccionados para cada eje de la máquina.	90
Tabla 7 Dimensiones calculadas de las chavetas.	92
Tabla 8 Dimensiones de los ejes de la máquina.....	98
Tabla 9 Características de la transmisión por engranajes.	98
Tabla 10 Cojinetes seleccionados para cada eje.....	99
Tabla 11 Dimensiones de las chavetas y chaveteros.....	99
Tabla 12 Diferentes elementos de sujeción normalizados.	100
Tabla 13 Especificaciones técnicas del motorreductor seleccionado.....	100
Tabla 14 Materiales y dispositivos eléctricos para el accionamiento.	101

Índice de figuras:

Figura 1 Roladora de láminas manual.....	6
Figura 2 Roladora asimétrica semiautomática.....	7
Figura 3 Roladora simétrica semiautomática.....	7
Figura 4 Roladora de cuatro rodillos.....	8
Figura 5 Baroladora semiautomática de 2 400 mm de longitud útil.....	9
Figura 6 Roladora manual de 500 mm de longitud útil.....	10
Figura 7 Diagrama esfuerzo-deformación unitaria de metales dúctiles.....	11
Figura 8 Sección transversal de la plancha de acero.....	14
Figura 9 Diagrama cinemático de un cilindro en rodamiento.....	16
Figura 10 Contacto entre dos cilindros.....	19
Figura 11 Engranaje cilíndrico recto.....	21
Figura 12 Características de los dientes de engranes rectos.....	22
Figura 13 Valores de módulo y paso diametral en función de n_p y P_{dis}	26
Figura 14 Factor de proporción del piñón C_{pf}	29
Figura 15 Factor de alineamiento del engranado C_{ma}	30
Figura 16 Factor de espesor de borde, K_B	31
Figura 17 Factor dinámico, K_v	31
Figura 18 Factor de geometría, J	33
Figura 19 Esfuerzo flexionante admisible, Sat	34
Figura 20 Eje de transmisión de acero.....	35
Figura 21 Eje de acero escalonado.....	37
Figura 22 Cojinete de una hilera de bolas, ranura honda.....	38
Figura 23 Rodamiento de bolas, ranura profunda.....	38
Figura 24 Rodamiento de bolas axiales.....	39
Figura 25 Cojinetes de rodamientos cilíndricos.....	39
Figura 26 Rodamiento cónico.....	40
Figura 27 Chaveta montada sobre un eje.....	43
Figura 28 Diferentes tipos de chavetas.....	43
Figura 29 Fuerzas que actúan sobre una cuña.....	45
Figura 30 Diferentes tipos de soldadura.....	45
Figura 31 Vista lateral de soldadura de filete.....	46
Figura 32 Motorreductor ortogonal sinfín corona.....	47
Figura 33 Interruptor termo magnético.....	48

Figura 34 Seccionador porta fusible de diferentes tamaños	49
Figura 35 Funcionamiento de un contactor.....	49
Figura 36 Contactor trifásico	50
Figura 37 Relé Térmico Marca SIEMENS	51
Figura 38 Luces piloto de diversos colores.....	51
Figura 39 Gabinetes metálicos para componentes eléctricos.....	52
Figura 40 Ubicación geográfica del área de estudio	53
Figura 41 Procedimiento de actividades para el primer objetivo.....	54
Figura 42 Procedimiento de actividades del el segundo objetivo.....	55
Figura 43 Distribución de los rodillos.....	57
Figura 44 Diagrama cinemático de la roladora	58
Figura 45 Diagrama de cuerpo libre del cilindro superior	59
Figura 46 Posicionamiento de los rodillos y engranajes para determinar C	63
Figura 47 Diagrama cinemático de la máquina	68
Figura 48 Diagrama del eje 1	68
Figura 49 Eje 1, diagrama de fuerzas en X	69
Figura 50 Diagrama de cargas en eje 1, plano XZ.....	70
Figura 51 Diagrama de fuerza cortante en eje 1, plano XZ	70
Figura 52 Diagrama de momento flector en eje 1, plano XZ	70
Figura 53 Eje 1, diagrama de fuerzas en Y	71
Figura 54 Diagrama de cargas en eje 1, plano YZ.....	72
Figura 55 Diagrama de fuerza cortante en eje 1, plano YZ	72
Figura 56 Diagrama de momento flector en eje 1, plano YZ	73
Figura 57 Diagrama del eje 2.....	74
Figura 58 Eje 2, diagrama de fuerzas en X	74
Figura 59 Diagrama de cargas en eje 2, plano XZ.....	75
Figura 60 Diagrama de esfuerzo cortante en eje 2, plano XZ.....	75
Figura 61 Diagrama de momento flector en eje 2, plano XZ	76
Figura 62 Eje 2, diagrama de fuerzas en Y	76
Figura 63 Diagrama de cargas en eje 2, plano YZ.....	77
Figura 64 Diagrama de esfuerzo cortante en eje 2, plano YZ.....	77
Figura 65 Diagrama de momento flector en eje 2, plano YZ	77
Figura 66 Diagrama del eje 3.....	80
Figura 67 Eje 3, diagrama de fuerzas en X	80

Figura 68	Diagrama de cargas en eje 3, plano XZ.....	81
Figura 69	Diagrama de esfuerzo cortante en eje 3, plano XZ.....	81
Figura 70	Diagrama de momento flector en eje 3, plano XZ	81
Figura 71	Eje 3, diagrama de fuerzas en Y	82
Figura 72	Diagrama de cargas en eje 3, plano YZ.....	82
Figura 73	Diagrama de esfuerzo cortante en eje 3, plano YZ.....	83
Figura 74	Diagrama de momento flector en eje 3, plano YZ	83
Figura 75	Esquema de suelda de la estructura	92
Figura 76	Castillo de la máquina	93
Figura 77	Circuito de fuerza de la máquina	95
Figura 78	Circuito de mando de la máquina	96
Figura 79	Modelado 3D de la máquina roladora de láminas.	102

Índice de anexos:

Anexo 1 Características de factor de seguridad A, B, C, D y E.	109
Anexo 2 Números de calidad AGMA recomendados.....	110
Anexo 3 Esfuerzo admisible para diferentes tipos de acero templado.	111
Anexo 4 Valores de orientación para el factor de vida de rodamientos.	112
Anexo 5 Coeficiente de corrección de potencia para motores.....	113
Anexo 6 Dimensiones y tolerancias de chavetas y chaveteros (mm).	114
Anexo 7 Perfil de acero laminado para la estructura de la máquina.....	115
Anexo 8 Tamaño mínimo de soldadura de filete.	116
Anexo 9 Propiedades de resistencia mínima de las clases de electrodos.	117
Anexo 10 Tablas para selección de contactores.	118
Anexo 11 Constantes físicas de materiales.....	119
Anexo 12 Rodamientos rígidos de rodillos.....	120
Anexo 13 Tabla de anillos de retención para diferentes diámetros de ejes.	121
Anexo 14 Interruptor de pedal de pie.	122
Anexo 15 Certificado de traducción del resumen.....	123

Simbología:

- $y_{\text{máx}}$:** Deformación máxima del rodillo
- F:** Fuerza aplicada sobre el rodillo [N]
- l:** Longitud del rodillo [m]
- ε :** Módulo elástico [GPa]
- I_r :** Momento de inercia del rodillo [m⁴]
- d:** Diámetro del rodillo [m]
- I_p :** Momento de inercia de la plancha [m⁴]
- b:** Base de la sección rectangular [m]
- h:** Altura de la sección transversal [m]
- σ :** Esfuerzo de fluencia [Pa]
- c:** Distancia desde la línea media hasta el límite superior o inferior [m]
- L_r :** Longitud entre rodillos laterales [m]
- D:** Diámetro primitivo de engranes [mm]
- N:** Número de dientes del engrane
- K_v :** Factor de Barth
- F_T :** Fuerza tangencial del engrane [N]
- L:** Longitud de chaveta [m]
- R:** Radio primitivo [m]
- L_{10}** Vida del rodamiento [rpm]
- f_L** Factor de esfuerzos dinámicos
- C:** Capacidad de carga dinámica [kN].
- P:** Carga dinámica equivalente [kN]
- p:** Exponente de vida

- X:** Factor radial
- Y:** Factor axial
- F_r:** Carga radial [kN]
- F_a:** Carga axial [kN]
- L_{H10}** Vida nominal [h]
- n:** Velocidad angular [rpm]
- f_n:** Factor de velocidad de giro
- f_z:** Factor de tipo de transmisión
- T:** Torque [Nm]
- S_y:** Esfuerzo de fluencia [Pa]
- b:** Base de la chaveta [m]

1. Título

Diseño de una roladora de láminas semiautomática, con rodillos de 60 cm de longitud, para láminas de hasta 4 mm de espesor, destinada a la empresa mecánica MEFUNJAR.

2. Resumen

El presente trabajo muestra el diseño de una máquina roladora de láminas de acero de hasta 4 milímetros de espesor, su estructura corresponde a una roladora de cuatro rodillos, debido a las ventajas que presenta sobre otros tipos. Tiene como objetivo principal ser de dimensiones relativamente pequeñas, orientada a la pequeña y mediana industria metalmecánica, como es el caso de la empresa mecánica MEFUNJAR. El procedimiento llevado a cabo partió de una búsqueda de información bibliográfica referente al diseño de máquinas, concretamente elementos de transmisión como ruedas dentadas, cojinetes, ejes, etc. Se formuló una metodología de cálculo para determinar, en primer lugar la fuerza requerida para rolar una lámina de acero de dimensiones preestablecidas, y con ello seleccionar el motorreductor apropiado para alimentar la máquina, así mismo, determinar el diámetro mínimo requerido por el rodillo superior de la máquina, empleando propiedades las mecánicas del acero aleado AISI 4140; seguidamente se diseñó la transmisión por engranajes, formada por dos ruedas dentadas cilíndrico rectas en acero templado , con un módulo de 5 mm. Las chavetas que transmitirán el par hacia los engranajes están diseñadas con acero AISI 1020 estirado en frío. Para los cojinetes se empleó la metodología de cálculo de los fabricantes de rodamientos FAG, seleccionando rodamientos rígidos de bolas de una hilera para cada uno de los ejes, asegurando un factor de esfuerzos dinámicos recomendado por el fabricante. El motor seleccionado para alimentar la máquina es un motorreductor sinfín-corona monofásico de 1,5 hp, y el arranque y control del mismo se da mediante contactores y botoneras. Para la estructura de la roladora se optó por el acero negro ASTM A36 de 6 mm, ideal para juntas soldadas o enroscadas.

Palabras clave: Cilindro de acero, metalmecánica, motorreductor, engranaje, modelado 3D.

Abstract

The present graduation thesis showcases the design of a sheet metal rolling machine capable of handling steel sheets up to 4 millimeters in thickness. Its structure corresponds to a four-roller rolling machine, chosen for its advantages over other types. Its primary objective is to be a machine of small dimensions, targeting small and medium-sized metalworking industries, exemplified by the mechanical company MEFUNJAR. The process began with a literature search on machine design, focusing on transmission elements such as gears, bearings, shafts, keyways, etc. A calculation methodology was formulated to, primarily, determine the force required to roll a steel sheet of predetermined dimensions, in order to select the appropriate geared motor to power the machine, and to obtain the minimum diameter required for the upper roller of the machine, using the mechanical properties of the alloyed steel AISI 4140. Next, the gear transmission was designed, consisting of two straight-toothed cylindrical gears made of hardened steel with a 5 mm module. The keys transmitting torque to the gears were designed using cold-drawn AISI 1020 steel. Bearing selection followed the calculation methodology provided by FAG bearing manufacturers, the single-row deep groove ball bearings were chosen for each shaft, ensuring a dynamic stress factor recommended by the manufacturer. The selected motor to power the machine is a 1.5 hp single-phase worm-gear motor reducer, and its start and control are facilitated by contactors and pushbuttons. For the rolling machine's structure, ASTM A36 black steel with a thickness of 6 mm was chosen, ideal for welded or threaded joints.

Key words: Steel cylinder, metalworking, motor reducer, gear, 3D model.

3. Introducción

Dentro de la metalmecánica existe un sinnúmero de procesos de mecanizado y conformado de materiales, entre los cuales se encuentra el rolado, este sirve para deformar planchas, comúnmente de acero, con el fin de obtener formas curvas como cilindros, tanques, arcos, conos, etc. Su servicio destaca en la industria de tanques metálicos para silos, contenedores de lácteos, industria cervecera, para tuberías que comprenden grandes diámetros de sección transversal y espesores considerables (Grupo Collado, 2023).

Un correcto diseño y dimensionamiento de los componentes mecánicos de la máquina roladora, permite designar el material apropiado para cada uno de ellos, evitando así su sobredimensionamiento o fallas prematuras, además, es importante regir el diseño bajo normas de seguridad, para evitar posibles accidentes al personal durante su operación (Iza, 2007).

El objetivo principal del presente trabajo de titulación es diseñar una máquina para rolar láminas de 60 cm de ancho y hasta 4 mm de espesor, según los requerimientos de la empresa metalmecánica lojana MEFUNJAR.

La primera sección, referente al marco teórico, se divide en 4 capítulos, el capítulo I contiene la información concerniente al proceso de rolado y los diferentes tipos de máquinas roladoras, además se hace una revisión de proyectos afines para tener una base más sólida sobre la cual escoger y definir el prototipo a diseñar. El capítulo II contempla los temas referentes a diagramas de cuerpo libre, ecuaciones de equilibrio, momentos flectores, etc, que servirán para armar la metodología de cálculo para el diseño de los rodillos de la máquina y determinación de la potencia de diseño. En el capítulo III se incluyen los temas netamente sobre el diseño mecánico para transmisiones por engranajes, árboles de potencia, chavetas, selección de rodamientos, soldadura. Finalmente, el capítulo IV comprende las definiciones sobre los elementos que conformarán los circuitos de potencia y mando de la máquina, como contactores, relés, luces piloto, botoneras y demás.

La segunda sección comprende la metodología de cálculo para diseñar y seleccionar cada componente de la máquina, todo en base a las referencias bibliográficas revisadas en la sección anterior. La siguiente sección presenta un resumen de los resultados obtenidos en el procesamiento de datos, es decir, la aplicación de la metodología de cálculo de los componentes de la máquina, como materiales y dimensiones de los rodillos, engranajes, chavetas,

rodamientos seleccionados, así como los componentes eléctricos para el accionamiento del motor.

Para finalizar, se expone la discusión, conclusiones y recomendaciones basadas en los resultados del proyecto.

Objetivos

▪ **Objetivo general**

Diseñar una roladora de láminas semiautomática, con rodillos de 60 cm de longitud, para láminas de hasta 4 mm de espesor, destinada a la empresa mecánica MEFUNJAR.

▪ **Objetivos específicos**

- Diseñar y seleccionar los componentes mecánicos de la roladora de láminas.
- Diseñar los circuitos eléctricos de fuerza y mando para el accionamiento de la máquina.
- Modelar y ensamblar los elementos 3D que conforman la máquina, mediante software de herramientas CAD.

4. Marco teórico

4.1 Capítulo I: Generalidades del rolado

4.1.1 Rolado

El rolado es un proceso de curvado mecánico para el hierro, acero y otros metales, mediante el cual se coloca una pieza metálica en forma de perfil, lámina, ángulo o tubo, sobre rodillos giratorios, que, por fuerza mecánica de presión, flexionan el material para dar una forma curva específica o ángulo a la pieza. Este proceso se lleva a cabo por fabricantes y talleres especializados en estructuras y perfiles metálicos (Cosmos, 2021).

“El proceso de rolado sirve para la fabricación de perfiles encorvados y ángulos específicos, conos, decantadores, tanques, canales, elementos de sujeción para tubería, chimeneas, ensambles cilíndricos, entre otros.” (Cosmos, 2021, p. 6).

La calidad del rolado en las piezas depende del análisis del material a rolar en cuanto a su dureza, resistencia y características particulares, tales como espesor de pared y diámetro, así como del tipo de rodillos que se usen. El nivel de curvado puede ser parcial o total, además, el espesor en una sola pieza no varía con el curvado.

4.1.2 Maquinaria para el rolado

4.1.2.1 Roladora manual

Consta de tres rodillos, dispuestos en forma de triángulo y colocados en un mismo plano horizontal. Su accionamiento se da manualmente mediante manivelas, y el ajuste del cilindro móvil se lleva a cabo con tornillos sinfín. Véase la **Figura 1** (Utilmac, 2021).



Figura 1 Roladora de láminas manual

Fuente: Extraído de (Direct Industry, 2021)

4.1.2.2 Roladora asimétrica

Tiene tres rodillos (superior, inferior, lateral), cuyos ejes no están en el mismo plano vertical. Una vez aprisionada la placa sobre los rodillos, ya no se mueve, por lo cual no necesita que se apriete. Véase la **Figura 2** (Volta, 2021).



Figura 2 Roladora asimétrica semiautomática

Fuente: Extraído de (Volta, 2021)

4.1.2.3 Roladora simétrica

La posición de los rodillos es en forma de triángulo isósceles, colocados en un mismo plano horizontal (ver **Figura 3**). La rotación va en el mismo sentido. Si se requiere una placa curvada y completamente cerrada, se inclina una cabeza móvil (Utilmac, 2021).



Figura 3 Roladora simétrica semiautomática

Fuente: Extraído de (Utilmac, 2021)

4.1.2.4 Roladora de cuatro rodillos

Las posiciones de los rodillos son asimétricas: dos laterales, uno motriz superior y otro motriz inferior, no tienen el mismo diámetro. Puede hacer pre-curvado sin vueltas completas, además de placas en forma cónica (ver **Figura 4**) (Utilmac, 2021).



Figura 4 Roladora de cuatro rodillos

Fuente: Extraído de (MG, 2021)

4.1.3 Revisión de trabajos similares

Para profundizar en el diseño de máquinas roladoras, es importante analizar el trabajo realizado por diferentes autores, quienes muestran el diseño de algunos componentes mecánicos de esta maquinaria.

En el proyecto de titulación que lleva por título “Diseño y construcción de una baroladora semiautomática para planchas de 2 400 mm de longitud, con espesores desde 2 mm hasta 12 mm” (Cocha & Jumbo, 2015), se emplea el modelo de roladora simétrica, la misma cuenta con 3 rodillos de acero AISI 4140, debido a su buena resistencia ante esfuerzos de fatiga y torsión, cuyo diámetro de rodillo superior es de 235 mm para un espesor máximo admisible (12 mm). En este modelo los rodillos laterales son los motrices, es decir, reciben la potencia de la fuente de alimentación para trabajar el material, mientras que, el rodillo superior gira por efecto de fricción entre él y la plancha.

La alimentación de la máquina es por medio de un motor trifásico, con una potencia de 7,5 hp y una velocidad a la salida de 1 175 rpm, capaz de generar una fuerza de curvado de hasta 344 kN, una magnitud bastante elevada debido a las dimensiones del material a rolar.

Se emplea una caja de reducción cuya velocidad angular de salida es de 29 rpm, la misma se reduce aún más mediante una transmisión por correas y una por cadenas, hasta conseguir una velocidad angular en los rodillos laterales de 7 rpm, tomando como referencia la velocidad de avance del material de 5 m/min, valor empleado por algunos fabricantes de roladoras.

Se diseñó las chavetas y chaveteros bajo la norma UNE 17.102 h1, empleando la teoría de falla por corte y de falla por aplastamiento, obteniendo longitudes similares para las chavetas, empleando el acero AISI 1015.

Debido al gran tamaño de los rodillos, se diseñó un sistema oleohidráulico para el desplazamiento del rodillo superior, para ello contempla ciertos parámetros de diseño, como la presión de trabajo, fuerza de avance, carrera del vástago y tiempo de carrera. Para el accionamiento de la roladora empleó un PLC (Programmable Logic Controller), encargado de accionar el motor de la transmisión de potencia y el motor de la bomba oleohidráulica, para la inversión de giro del motor de potencia se utilizó contactores trifásicos, accionados mediante botoneras. En la **Figura 5** se muestra el diseño renderizado de la roladora referenciada.

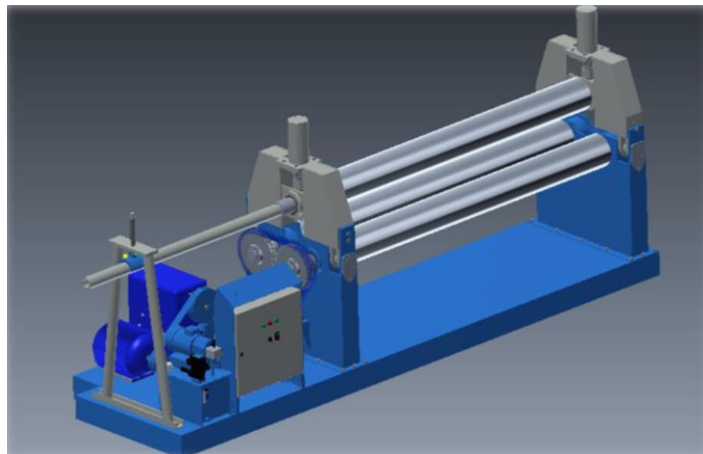


Figura 5 Baroladora semiautomática de 2 400 mm de longitud útil

Fuente: (Cocha & Jumbo, 2015)

Otro trabajo similar es el que presenta (Iza, 2007) titulado “Dimensionamiento y construcción de una roladora manual para laboratorio”, así mismo, corresponde a una roladora de tipo simétrica, donde sus dos rodillos laterales son accionados manualmente mediante una manivela, garantizando el movimiento uniforme del conjunto por medio de una cadena y piñones, mientras que, el rodillo superior se desplaza por medio de un tornillo sinfín a cada uno de sus extremos.

Los rodillos están elaborados con acero de transmisión AISI 1018, cuyo diámetro es de 48 mm, y 500 mm de longitud útil, la estructura está construida con acero ASTM A36 debido a su facilidad para juntas soldadas o roscadas. Su desempeño depende principalmente del operario, por lo que, el torque y velocidad angular aportada a la máquina son variables.

Para corroborar su funcionamiento, se realizaron varios ensayos con láminas de acero galvanizado de hasta 1 mm de espesor y 50 cm de longitud, obteniendo los resultados deseados, excepto por los extremos de la lámina, que normalmente en este tipo de roladoras, quedan rectos.



Figura 6 Roladora manual de 500 mm de longitud útil

Fuente: (Iza, 2007)

El autor (Gamarra, 2016) expone en su proyecto de titulación el diseño de una roladora de 4 rodillos, para planchas de hasta 20 mm de espesor, cuyas características son las siguientes:

Presenta un rodillo superior sobre el que se rolan las planchas, y uno inferior ubicado en el mismo eje vertical, ambos presentan motricidad por medio de un par de engranajes acoplados en uno de sus extremos; a su vez, cuenta con dos rodillos laterales que se ajustan diagonalmente para regular el radio de curvatura del material.

Obtuvo un diámetro mínimo para el rodillo superior de 274 mm, empleando un acero de aleación 42CrMo considerando la falla del rodillo por flexión, una longitud inicial entre rodillos laterales de 600 mm. La máquina puede ejercer una carga de hasta 294,4 kN para deformar el material, por lo que se seleccionó un motorreductor cónico helicoidal de 18 kW, con una velocidad angular a la salida de 7,2 rpm para tener una velocidad de avance del material de aproximadamente 6 m/s.

Al tener rodillos muy grandes y pesados, empleó un sistema hidráulico para desplazarlos, tanto el rodillo inferior como los laterales, y su accionamiento es mediante botoneras.

4.2 Capítulo II:

4.2.1 Factor de seguridad

Se lo puede definir como una medida de seguridad que contempla distintos parámetros cualitativos, cuyo propósito es aumentar la seguridad de un producto, un sistema o una estructura. El método de Pugsley propone la siguiente ecuación:

$$\eta_s = \eta_{sx} \cdot \eta_{sy} \quad (1)$$

Donde:

- η_{sx} : Factor de seguridad (A, B y C).
- η_{sy} : Factor de seguridad (D y E).

En el **Anexo 1** se muestra la definición de cada factor de seguridad y los criterios para poder seleccionarlos.

4.2.2 Diagrama esfuerzo-deformación unitaria

Proporciona información sobre la resistencia de los materiales, sin tomar en cuenta su forma ni tamaño, y es diferente para cada tipo de material. En la se muestra el diagrama de esfuerzo-deformación unitaria para materiales dúctiles como los metales.

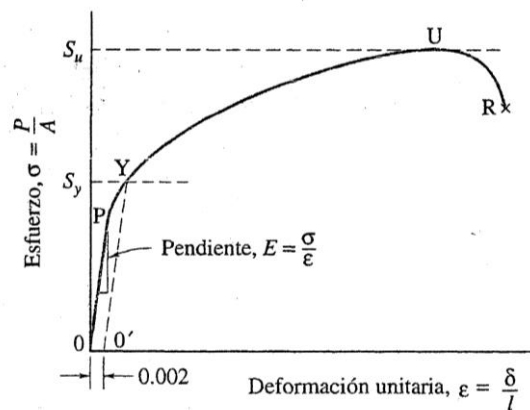


Figura 7 Diagrama esfuerzo-deformación unitaria de metales dúctiles

Fuente: (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

El punto P indica el esfuerzo en el cual la curva de esfuerzo-deformación se desvía de la teoría lineal-elástica, conocida como Ley de Hooke. El límite elástico indica el valor de esfuerzo máximo que puede aguantar un material y regresar a su longitud original una vez removida la carga. El punto Y muestra el esfuerzo alcanzado para lograr una deformación significativa del material, y que éste presente una deformación permanente cuando se anule la

carga. El esfuerzo máximo alcanzado en el diagrama se da en el punto U. y corresponde a la resistencia de rotura, donde, si se sigue aplicando una carga sobre la muestra, llegará a fracturarse (R) (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

4.2.3 *Condiciones para el equilibrio de una partícula*

Una partícula se encuentra en equilibrio si mantiene su estado inicial, ya sea en reposo o con una velocidad constante. Para mantener dicho equilibrio, se debe satisfacer la primera ley de movimiento de Newton, la misma que requiere que la fuerza resultante que actúa sobre la partícula sea *cero* (Hibbeler, 2010). Este enunciado se puede representar mediante la siguiente ecuación de equilibrio:

$$\Sigma \mathbf{F} = \mathbf{0} \quad (2)$$

4.2.4 *Diagrama de cuerpo libre*

Es un esquema donde se muestra a la partícula, junto con todas las fuerzas conocidas y desconocidas que actúan sobre la misma, para ello, hay que considerarla como si estuviese aislada y libre de su entorno (Hibbeler, 2010). Para desarrollar un diagrama de cuerpo libre, se debe seguir los siguientes pasos:

- Trazar un perfil delineado de la partícula, para ello debe aislarse, lo cual requiere suprimir todos los soportes involucrados.
- Mostrar todas las fuerzas, éstas pueden ser *activas*, que tienden a poner en movimiento al objeto, o *reactivas*, que se oponen a dicho movimiento.
- Identificar dichas fuerzas, las conocidas deben señalarse con magnitud y dirección, y las desconocidas mediante letras.

Si la partícula está sometida a un sistema de fuerzas coplanares, cada una de ellas debe descomponerse en sus componentes **i** y **j**. Para lograr el equilibrio, la suma de estas fuerzas debe dar igual a cero (Hibbeler, 2010).

$$\Sigma F_x = 0 ; \Sigma F_y = 0 \quad (3)$$

4.2.5 *Momento de una fuerza*

Cuando se aplica una fuerza **F** a un cuerpo, se producirá una tendencia a que éste gire alrededor de un punto que no se encuentra en la línea de acción de la fuerza, dicha tendencia se conoce como momento de fuerza, o par de torsión (torque) (Hibbeler, 2010). El momento M_O con respecto al punto **O**, o a un eje que pasa por dicho punto es igual a

$$M_o = F \cdot d \text{ [Nm]} \quad (4)$$

Donde:

- F: Fuerza [N].
- D: Distancia o brazo de palanca [m].

Para el cálculo de algunos componentes mecánicos, como los ejes de la máquina en estudio, se debe introducir las condiciones para el equilibrio de una partícula, con el fin de adquirir las sumatorias de fuerza en los ejes X y Y, requisito para obtener las reacciones en sus apoyos. Dicho procedimiento se verá en detalle más adelante.

4.2.6 Método de viga simplemente apoyada

“Los ejes fijos y los rotatorios, las manivelas, las palancas, las ménsulas y las ruedas, así como muchos otros elementos, a menudo se deben considerar como vigas para el diseño y análisis de estructuras y sistemas mecánicos.” (Budynas & Nisbett, 2015, p. 146). Con esta aclaración, se debe considerar a los ejes de la roladora como vigas apoyadas sobre dos soportes, esto por el respectivo par de rodamientos en cada eje.

La ecuación que permite determinar la deformación máxima, indicada en el libro “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”, (Budynas & Nisbett, 2015, p. 160) es la siguiente:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{5 \cdot w \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I_r} \text{ [m]} \quad (5)$$

Donde:

- w: Carga aplicada por unidad de longitud [N/m].
- l: longitud del rodillo [m].
- E: Módulo de elasticidad del material del rodillo [Pa].
- I_r: Momento de inercia del rodillo [m⁴].

El momento de inercia correspondiente a una viga de sección transversal circular, se determina con la siguiente ecuación:

$$I_r = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \text{ [m}^4\text{]} \quad (6)$$

Donde:

- d: Diámetro del rodillo [m].

4.2.7 Momento de inercia de la plancha

Las planchas de acero se comportan como un material elástico hasta su esfuerzo último de tracción, luego, a medida que se le imprime su esfuerzo de fluencia, comenzará a deformarse plásticamente (Budynas & Nisbett, 2015).

La plancha en cuestión, tiene una sección transversal rectangular, **Figura 8** por lo que su momento de inercia es el siguiente:

$$I_p = \frac{b \cdot h^3}{12} \text{ [m}^4\text{]} \quad (7)$$

Donde:

- b: Base de la sección rectangular [m].
- h: Altura de la sección transversal [m].

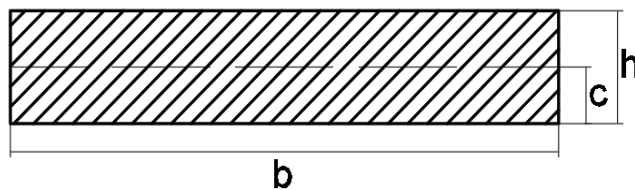


Figura 8 Sección transversal de la plancha de acero
Fuente: Autor

4.2.8 Momento flector

Es el momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal de un prisma mecánico flexionado o una placa, que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión (Budynas & Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 2015).

Para ello, se aplica la siguiente ecuación:

$$M = \frac{\sigma \cdot I_p}{c} \text{ [Nm]} \quad (8)$$

Donde:

- σ : Esfuerzo de fluencia [Pa].
- c: Distancia desde la línea media hasta el límite superior o inferior [m].

En la, se puede apreciar la ubicación de los 4 rodillos que conforman la máquina, los laterales definen los puntos de apoyo de la plancha de acero, mientras que el rodillo superior ejerce la fuerza F hacia abajo para deformar el material, esta fuerza se encuentra a $\frac{L}{2}$ desde cualquiera de los dos puntos de apoyo, debido a la simetría de sus elementos es por ello que el momento flector que actúa sobre la plancha de acero queda determinado por la siguiente ecuación:

$$M = \frac{F \cdot L_r}{4} [\text{Nm}] \quad (9)$$

Donde:

- F : Fuerza aplicada [N].
- L_r : Longitud entre rodillos laterales [m].

La deflexión máxima permitida para este tipo de elementos, correspondiente a “parte general de una máquina”, es de 0.0005 a 0.003 m de longitud de viga. Se recomienda tomar el más alto (Budynas & Nisbett, 2015).

4.2.9 Resistencia al rodamiento

Cuando un cilindro rígido rueda sobre una superficie rígida a velocidad constante, actúa una fuerza normal desde la superficie hacia el cilindro de manera perpendicular a la tangente en el punto de contacto, sin embargo, en un caso real no es así, debido a la deformación que sufre la superficie por el peso del cuerpo rodante, debido a la inexistencia de materiales perfectamente rígidos. Cuando el cilindro gira, el material de la superficie que se encuentra de frente se comprime y retarda el movimiento, mientras que el material de la parte posterior tiende a empujar el cilindro hacia delante, de esta manera, se crean dos fuerzas resultantes N_d y N_r , La magnitud de la fuerza de deformación N_d y su componente horizontal siempre será mayor que la fuerza de restauración N_r , por lo que será necesario aplicar una fuerza horizontal P para conservar el movimiento del cilindro (ver **Figura 9**) (Hibbeler, 2010).

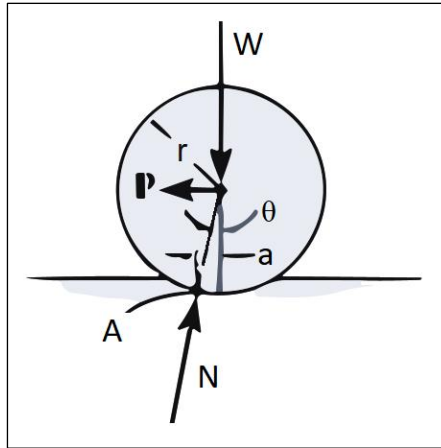


Figura 9 Diagrama cinemático de un cilindro en rodamiento.

Fuente: Restaurado de (Hibbeler, 2010).

Para determinar la fuerza P , se considera que $N = N_d + N_r$, esta reacción actúa a un ángulo θ con la vertical, creando un punto A , donde se emplea una sumatoria de momentos para mantener el equilibrio del cilindro, donde se obtiene $Wa = P(r \cos \theta)$. Generalmente, este ángulo tiende a ser casi 0, debido a que las deformaciones son muy pequeñas en relación con el radio del cilindro, por lo tanto, $\cos \theta \approx 1$, por consiguiente (Hibbeler, 2010)

$$\begin{aligned}
 Wa &\approx Pr \\
 P &\approx \frac{Wa}{r} \text{ [N]}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

El segmento a se denomina *coeficiente de resistencia al rodamiento*, medido en unidades de longitud, y puede variar dependiendo de factores como la velocidad de rotación, las propiedades elásticas de ambas superficies, acabados superficiales, además de cuánta superficie se encuentre en contacto (Hibbeler, 2010).

El peso se puede calcular a partir de la siguiente ecuación

$$W = \frac{w \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \text{ [N]}
 \tag{11}$$

Donde:

- w : Peso específico [N/m³].
- D : Diámetro [m].
- L : Longitud [m].

4.2.9.1 Diseño de rodillos

Para evitar que los rodillos se flexionen durante el proceso de rolado, hay que considerar el método de flexión de vigas, representado por la ecuación (5), en la misma hay que introducir el momento de inercia del rodillo, dado por la ecuación (6), y posteriormente despejar el diámetro del rodillo, obteniendo así la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt[4]{\frac{5 \cdot w \cdot l^4}{12 \cdot E \cdot \pi \cdot y_{max}}}$$

Por otra parte, el momento de inercia de la plancha de acero corresponde a la ecuación (7), la misma se introduce en la ecuación (8), y se opera algebraicamente hasta conseguir la siguiente expresión:

$$M = \frac{\sigma \cdot b \cdot h^2}{6}$$

De esta manera, se presenta el momento flector en función de las dimensiones de plancha, siendo que, a mayores dimensiones del material, mayor tendrá que ser dicho momento para flexionarlo.

A partir de la ecuación (9), se despeja la variable w, y sobre este resultado, se introduce la ecuación anterior de M, se opera los términos y se obtiene la siguiente ecuación:

$$F = \frac{2 \cdot \sigma \cdot b \cdot h^2}{3 \cdot L_r} \text{ [N]} \quad (12)$$

Hasta el momento se tiene la fuerza de rolado F, directamente proporcional a las dimensiones de la plancha, e inversamente proporcional a la longitud entre los rodillos laterales. Finalmente, se introduce la ecuación de la fuerza F en la ecuación del diámetro, desarrollada al inicio de la metodología, y reduciéndola queda de la siguiente manera.

$$d_{rod.sup} = \sqrt[4]{\frac{5 \cdot \sigma_{plancha} \cdot b_{plancha} \cdot h_{plancha}^2 \cdot l_{rod.sup}^3}{18 \cdot E_{rod.sup} \cdot \pi \cdot y_{m\acute{a}x} \cdot D_{rod}}} \text{ [m]} \quad (13)$$

Para comprender mejor la ecuación anterior, se recuerda que

- $\sigma_{plancha}$: Esfuerzo de fluencia de la plancha [Pa].
- $b_{plancha}$: Base de la plancha [m].
- $h_{plancha}$: Altura de la plancha [m].
- $l_{rod.sup}$: Longitud del rodillo superior [m].
- $E_{rod.sup}$: Límite elástico del rodillo superior [Pa].
- $y_{m\acute{a}x}$: Deformación máxima del rodillo superior [m].
- D_{rod} : Distancia entre rodillos laterales [m].

Las variables del numerador indican un aumento en el diámetro del rodillo, es decir, mientras más grandes sean las dimensiones de la plancha, mayor será el diámetro para evitar la flexión del mismo, en cambio, a mayor sea el límite elástico del rodillo, menor será el diámetro requerido. Los valores del esfuerzo de fluencia y el límite elástico de algunos aceros, se pueden encontrar en el **Anexo 11** y el **Anexo 11**, respectivamente.

Con la fuerza tangencial y la velocidad lineal se puede calcular la potencia requerida por la máquina.

$$P_{req} = FT_{rod} \cdot V_{Lrod} \text{ [m]} \quad (14)$$

Donde:

- FT_{rod} : Fuerza tangencial en el rodillo [N].
- V_{Lrod} : Velocidad tangencial del rodillo [m].

La potencia de diseño que regirá los posteriores cálculos será la potencia requerida por la máquina, multiplicada por un factor de servicio que mejor corresponda con las características de funcionamiento del motor, como el tipo de motor, horas de funcionamiento y tipo de máquina. En el **Anexo 5** se puede seleccionar este factor de seguridad.

$$P_{dis} = P_{req} \cdot f_s \quad (15)$$

Donde:

- f_s : Factor de servicio.

La velocidad angular es importante para seleccionar el motor que impulsará a la máquina, y está dada por la siguiente ecuación.

$$\omega = \frac{V_{L rod}}{\frac{d_{rod}}{2}} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (16)$$

4.2.10 Esfuerzos de contacto

Cuando existe contacto entre dos superficies curvas y se presionan entre sí, el contacto puntual cambia a un área de contacto y los esfuerzos que se originan en ambos cuerpos son tridimensionales. Los casos más comunes de este suceso son cuando existe contacto entre una rueda y un riel, una leva y un seguidor, inclusive entre los dientes de engranes acoplados. El problema de estos esfuerzos pueden ser picaduras y grietas en la superficie del material. El caso más general de esfuerzos de contacto se da cuando ambos cuerpos tienen un radio de curvatura doble, como dos esferas o dos cilindros, y con frecuencia se les conoce como *esfuerzos hertzianos* (Budynas & Nisbett, 2015).

4.2.10.1 Contacto cilíndrico

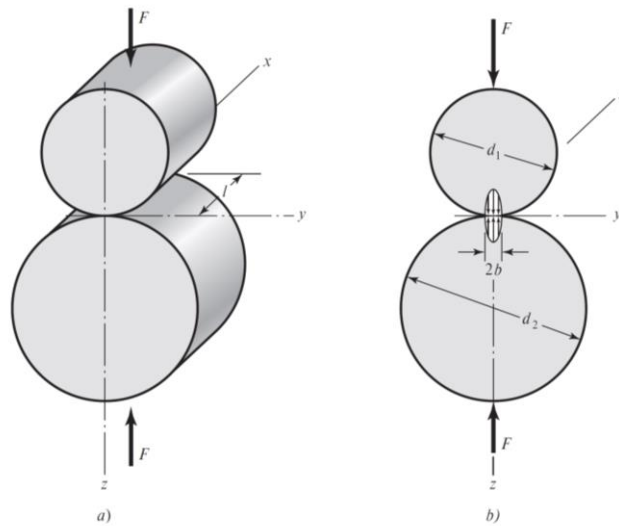


Figura 10 Contacto entre dos cilindros

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015)

El área de contacto que se genera entre dos cuerpos cilíndricos corresponde a un rectángulo de base $2b$ y longitud l , y la distribución es elíptica, (ver **Figura 10**). El semiancho b está dado por la ecuación

$$b = \sqrt{\frac{2F_{rol}}{\pi \cdot l_{rod.sup}} \cdot \frac{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \text{ [m]} \quad (17)$$

Donde:

- F_{rol} : Fuerza de rolado [N].
- $L_{rod.sup}$: Longitud del rodillo superior [m].
- ν : Coeficiente de Poisson.
- E : Límite elástico [Pa].
- d : Diámetro del cilindro [m].

Esta ecuación se puede aplicar también cuando hay contacto entre un cilindro y una superficie plana, señalando que $d = \infty$ para la superficie plana. La presión máxima generada está dada por

$$P_{max} = \frac{2F_{rol}}{\pi \cdot b \cdot l_{rod.sup}} \text{ [Pa]} \quad (18)$$

Donde:

- F_{rol} : Fuerza de rolado [N].
- b : Semiancho del área de contacto [m].
- $L_{rod.sup}$: Longitud del rodillo superior [m].

El estado de esfuerzo generado en el eje z está dado por las siguientes ecuaciones

$$\sigma_x = -2\nu_1 P_{max} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right) \text{ [Pa]} \quad (19)$$

$$\sigma_y = -P_{max} \left(\frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right) \text{ [Pa]} \quad (20)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-P_{max}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} \text{ [Pa]} \quad (21)$$

El valor del esfuerzo cortante máximo está dado por la ecuación

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} [\text{Pa}] \quad (22)$$

4.3 Capítulo III:

4.3.1 Componentes mecánicos de la máquina

4.3.1.1 Transmisión por engranes

“Los engranes son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro. Los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido” (Mott, 2006, p. 301). Los dientes del engrane conductor empujan a los dientes del conducido, por medio de una fuerza radial, perpendicular al radio del engrane.

Los engranes rectos poseen dientes paralelos al eje del árbol que los sostiene. La forma curva de las caras de los dientes de engranes rectos tiene una geometría especial, llamada curva involuta. Con esta forma, es posible que dos engranes trabajen juntos con una transmisión de potencia uniforme y positiva. Los ejes que sostienen estos engranes son paralelos entre sí (Mott, 2006).



Figura 11 Engranaje cilíndrico recto

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

Para el diseño de engranajes cilíndricos rectos, se debe considerar varias propiedades de los dientes individuales y en conjunto. La metodología de cálculo para diseñar engranajes cilíndricos rectos junto con la nomenclatura se apega a la norma AGMA (American Gear Manufacturers Association) (Mott, 2006). La **Figura 12** muestra una vista más conveniente de los dientes de un engrane cilíndrico recto, donde se ubican cada una de sus características.

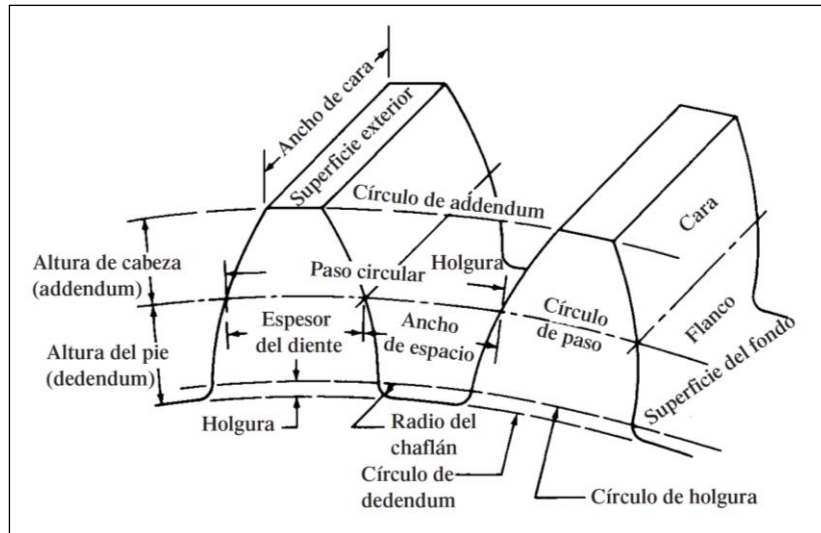


Figura 12 Características de los dientes de engranes rectos

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

Distancia entre centros, C. Es la separación que existe entre los centros de los engranajes de una transmisión, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$C = \frac{m(N_1 + N_2)}{2} \text{ [m]} \quad (23)$$

Donde:

- m: Módulo del diente [m].
- N_1 : Número de dientes del engranaje 1.
- N_2 : Número de dientes del engranaje 2.

Diámetro primitivo, D. Pertenece a la circunferencia de cada rueda dentada en donde ocurre el contacto para la transmisión de potencia de un engrane al otro, para entenderlo mejor, se consideran a los engranes como ruedas de fricción, y el punto en donde ocurre el contacto entre ambos elementos de transmisión es el diámetro primitivo. En él se encuentra la velocidad de paso, así como la fuerza tangencial que permite el movimiento del engrane. Se denomina D_p y D_g a los diámetros del piñón y del engrane, respectivamente (Mott, 2006).

Se puede determinar conociendo el número de dientes de la rueda dentada y el paso diametral para el Sistema Inglés, dado en pulgadas, o con el módulo métrico para el Sistema Internacional, en milímetros.

$$D = m \cdot N \text{ [m]} \quad (24)$$

Donde:

- N: Número de dientes.

Diámetro exterior, D_o . Corresponde al círculo de addendum, es decir, al círculo que encierra el exterior de los dientes del engrane.

$$D_o = D + 2a \text{ [m]} \quad (25)$$

Donde:

- a: Addendum (m) [m].

Diámetro interior, D_R . Se conoce también como diámetro de fondo, y corresponde al círculo que contiene el fondo del espacio del diente.

$$D_R = D - 2b \text{ [m]} \quad (26)$$

Donde:

- b: Dedendum (1.25 m) [m].

Paso circular, p . Se define como la distancia entre un punto de un diente en el círculo de paso al punto correspondiente en el siguiente diente, medida a lo largo del círculo de paso (Mott, 2006).

$$p = \frac{\pi D}{N} \text{ [m]} \quad (27)$$

Donde:

- D: Diámetro primitivo [m].
- N: Número de dientes.

Paso diametral, P_a . Utilizado con mayor frecuencia en Estados Unidos, es el sistema de paso definido como el número de dientes que caben en una pulgada de diámetro de paso. Sus unidades son pulgadas⁻¹, sin embargo, se suelen omitir, y se utiliza sólo la parte numérica (Mott, 2006).

Se puede calcular con la siguiente ecuación

$$P_d = \frac{N}{D} [\text{pulg}^{-1}] \quad (28)$$

Ancho de cara, F. Llamado también *longitud del diente*, es el ancho del diente, medido paralelamente al eje del diente, y para calcularlo, se propone un intervalo que va en función del paso diametral (Mott, 2006).

$$\begin{aligned} 8 \text{ m} < F < 16 \text{ m} \\ \text{Valor nominal de } \mathbf{F} \\ \mathbf{F} = 12 \cdot m \text{ [m]} \end{aligned} \quad (29)$$

Espesor de orilla, t_R .

De la **Figura 16** se puede interpretar al espesor de orilla como la diferencia entre el diámetro de raíz y el diámetro del eje sobre el que va montado el engrane, quedando la siguiente ecuación

$$t_R = D_R - D_{eje} \text{ [m]} \quad (30)$$

Altura total, h_t . Es la distancia radial del exterior, se conoce también como profundidad total, y está dado por la siguiente ecuación

$$h_t = m + 1.25m \text{ [m]} \quad (31)$$

Donde:

- m : módulo métrico [m].

Módulo métrico, m . Viene a ser el paso de los engranes en el sistema métrico, y su unidad es comúnmente el milímetro. Está dado por la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes de la misma rueda dentada (Mott, 2006).

$$m = \frac{D}{N} \text{ [m]} \quad (32)$$

Es común encontrar en diferentes documentos mayor uso del paso diametral, por lo que es necesario conocer la relación de éste con el módulo métrico, para ello se presenta la siguiente ecuación.

$$m = \frac{1}{P_d} \quad (33)$$

Existen valores estandarizados tanto para el módulo métrico como para el paso diametral, presentados en la **Tabla 1**, esto facilita la manufactura de los engranes y su adquisición en el mercado.

Tabla 1 Módulos y pasos diametrales normalizados.

Módulo (mm)	P _d equivalente	P _d normalizado más cercano	Módulo (mm)	P _d equivalente	P _d normalizado más cercano
0.3	84.667	80	4	6.35	6
0.4	63.5	64	5	5.08	5
0.5	50.8	48	6	4.233	4
0.8	31.75	32	8	3.175	3
1	25.4	24	10	2.54	2.5
1.25	20.32	20	12	2.117	2
1.5	16.933	16	16	1.587	1.5
2	12.7	12	20	1.27	1.25
2.25	10.16	10	25	1.016	1
3	8.466	8			

Nota: Transcrito de (Mott, 2006, pág. 313)

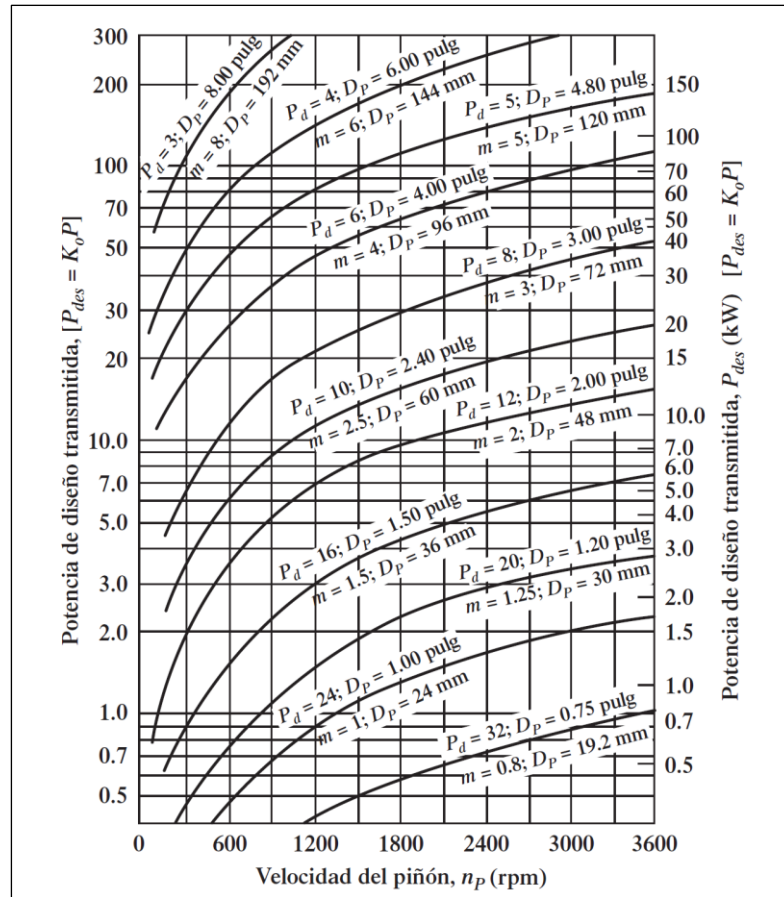


Figura 13 Valores de módulo y paso diametral en función de n_p y P_{dis} .

Nota: Extraído de (Mott, 2006, p. 409)

La **Figura 13** permite seleccionar un valor sugerido para el módulo o paso diametral, en función de la velocidad angular del piñón y de la potencia de diseño transmitida.

Un método para el diseño de estos engranes es el método de esfuerzos flexionantes, el cual consiste en calcular el valor del esfuerzo flexionante que actúa sobre la cara del diente cuando éste entra en contacto con el diente del otro engrane, para ello se parte de la ecuación de Lewis (Mott, 2006), que indica lo siguiente:

$$\sigma_t = \frac{W_t}{FJm} \text{ [Pa]} \quad (34)$$

Donde:

- W_t : Fuerza tangencial [N].
- F : Ancho de la cara del diente [m].
- J : Factor de geometría.
- m : Módulo métrico [m].

Esfuerzo flexionante, s_t .

Para un cálculo más preciso de este esfuerzo, es importante considerar algunos factores que afectan al diseño final. En la siguiente ecuación se los incorpora, además, se cambia el paso diametral por el módulo, para poder trabajar en el Sistema Internacional (Mott, 2006).

$$s_t = \frac{W_t}{FJm} K_o K_s K_m K_B K_v \text{ [Pa]} \quad (35)$$

A continuación, se detalla cada uno de estos factores.

Factor de sobrecarga, K_o .

Su propósito es considerar la probabilidad de que variaciones de carga, así como choques, vibraciones y otras condiciones que pueden darse durante el funcionamiento, eleven el valor de la carga W_t . Existen tablas con distintos valores para este factor, que van en función de la fuente de potencia, así como de la máquina impulsada, y para poder determinar dicho valor, se señalan ambas condiciones (Mott, 2006).

Para fuentes de potencia:

- **Uniformes:** Motor eléctrico o turbina de gas a velocidad constante
- **Choque ligero:** Turbina hidráulica e impulsor de velocidad variable
- **Choque moderado:** Motor multicilíndrico.

Grado de aspereza de las máquinas impulsadas:

- **Uniforme:** Generador de trabajo pesado continuo
- **Choque ligero:** Ventiladores y bombas centrífugas de baja velocidad, agitadores de líquidos, generadores de régimen variable, transportadores con carga uniforme y bombas rotatorias de desplazamiento positivo
- **Choque moderado:** Bombas centrífugas de alta velocidad, bombas y compresores alternos, transportadores de trabajo pesado, impulsores de máquinas herramienta, mezcladoras de concreto, maquinaria textil, molidoras de carne y sierras
- **Choque pesado:** Trituradoras de roca, impulsores de punzonadoras o troqueladoras, pulverizadores, molinos de proceso, barriles giratorios, cinceladores de madera, cribas vibratorias y descargadores de carros de ferrocarril.

La **Tabla 2** indica diferentes valores para el factor de sobrecarga en función de las condiciones mencionadas.

Tabla 2 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o .

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1	1.25	1.5	1.75
Choque ligero	1.2	1.4	1.75	2.25
Choque moderado	1.3	1.7	2	2.75

Nota: Transcrito de (Mott, 2006, pág. 388)

Factor de tamaño, K_s .

La AGMA recomienda un valor de 1 para la mayoría de los engranes, pero para engranes con dientes grandes o con cara ancha, se recomienda un valor mayor a 1. En la **Tabla 3** se especifica este factor para diferentes valores de paso diametral y módulo (Mott, 2006).

Tabla 3 Factor de tamaño, K_s .

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.4

Nota: Transcrito de (Mott, 2006, pág. 388)

Factor de distribución de carga, K_m .

Para este factor intervienen distintas variables, no solo referentes al diseño del engrane en sí, sino, de los otros elementos mecánicos que conforman la transmisión por engranajes (ejes, cojinetes, cajas, etc.) (Mott, 2006).

La ecuación para determinar factor de distribución de carga es la siguiente:

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad (36)$$

Donde:

- C_{pf} : Factor de proporción del piñón.

- C_{ma} : Factor de alineamiento del engranado.

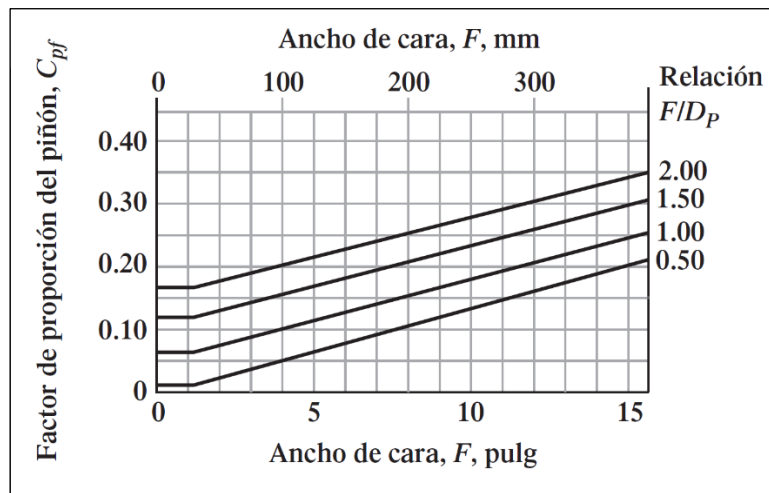


Figura 14 Factor de proporción del piñón C_{pf} .

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

Hay que proponer un valor para el ancho de cara F , dicho número se ubica en la **Figura 14**, y la intersección de éste con la relación F/D_p determinará el factor de proporción del piñón C_{pf} . Hay que tomar en cuenta las siguientes condiciones (Mott, 2006).

Cuando $F \leq 1.0$ pulg ($F \leq 25$ mm), se debe aplicar la siguiente ecuación:

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0.025 \quad (37)$$

Donde:

- F : Ancho de la cara del diente [pulg].
- D_p : Diámetro primitivo del piñón [pulg].

Cuando $1 \leq F < 15$,

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0.0375 + 0.0125F \quad (38)$$

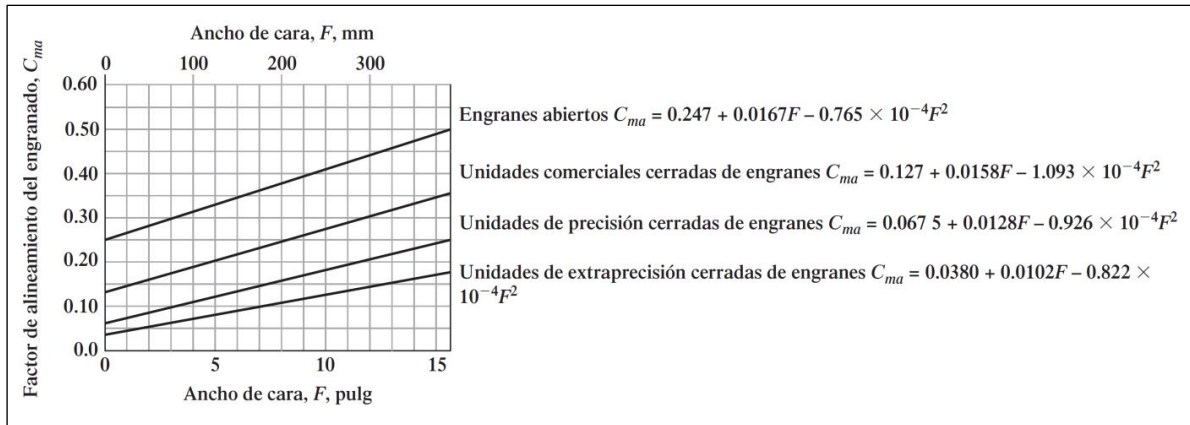


Figura 15 Factor de alineamiento del engranado C_{ma} .

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

La **Figura 15** relaciona el factor de alineamiento de engrane con la exactitud esperada de los distintos métodos de aplicación de engranes, éstos son cuatro métodos, de los cuales se detalla el que pertenece al engranado de la máquina en estudio, y es el de *engranes abiertos*. Este método se refiere a los sistemas de transmisión donde sus ejes están sostenidos en rodamientos montados sobre los bastidores de la máquina, y cabe esperar que haya desalineamientos relativamente grandes (Mott, 2006).

Factor de espesor de orilla, K_B .

Para comprender la función de este factor, hay que suponer al diente como una viga en voladizo, fija a una estructura rígida en su base. Cuando la orilla del engrane es muy delgada, puede llegar a deformarse, haciendo que el punto de esfuerzo máximo se desplace. Mediante la **Figura 16** se puede determinar el factor de espesor de la orilla, para ello es necesario conocer la relación de respaldo m_B , que es igual a

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (39)$$

Donde:

- t_R : Espesor de la orilla.
- h_t : Profundidad total del diente.

Tener en cuenta que, cuando $m_B > 1.2$, K_B es igual a 1.

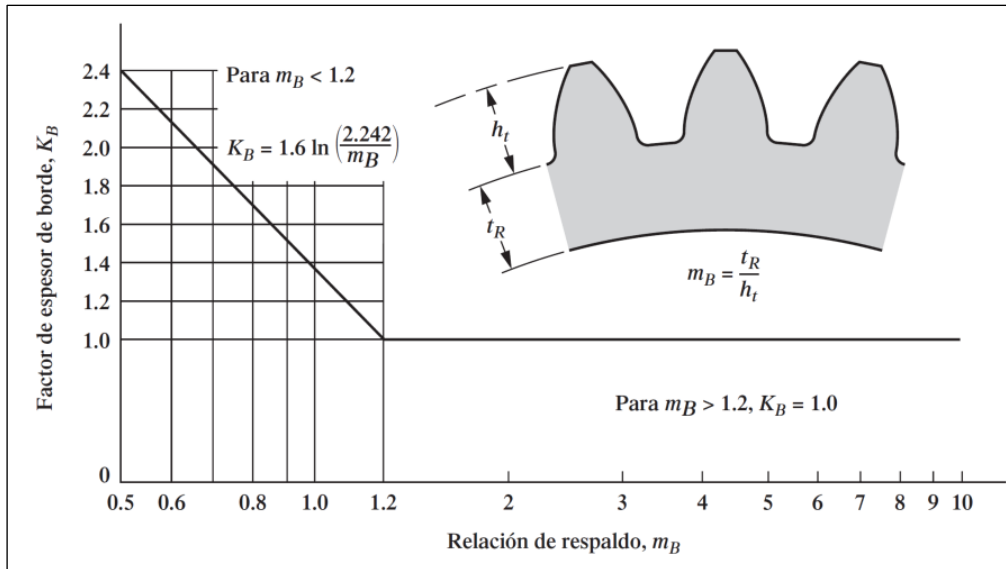


Figura 16 Factor de espesor de borde, K_B

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

Factor dinámico, K_v .

Con este factor se considera cierto grado de impacto durante la transmisión de la carga sobre el diente, y que la carga real sobre el diente es mayor que únicamente la carga transmitida. Este factor depende de la velocidad de paso y de la calidad que se le atribuya a la transmisión según su aplicación (Mott, 2006). La norma AGMA recomienda números de calidad para diversas aplicaciones, tabulados en el **Anexo 2**.

En la **Figura 17** se obtiene K_v para las diferentes curvas de calidad.

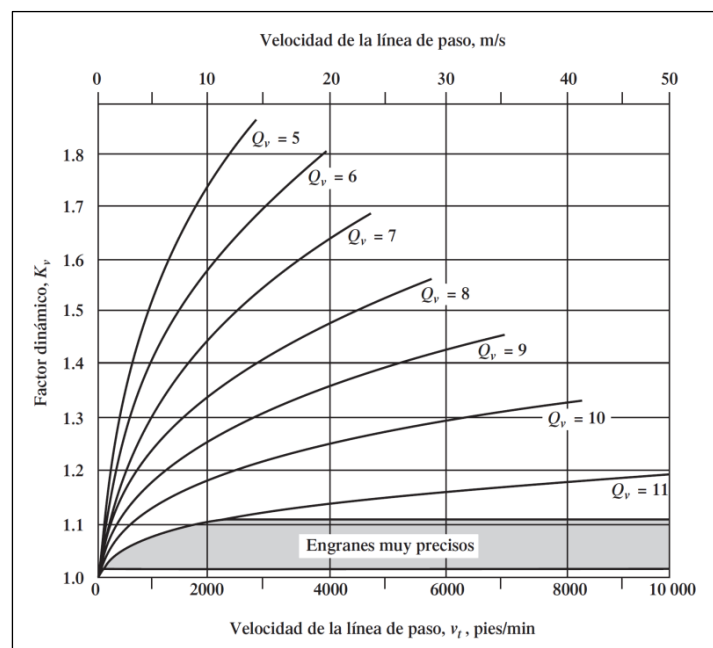


Figura 17 Factor dinámico, K_v

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

Se puede ver que la precisión de este método se reduce cuando la velocidad de la línea de paso es muy pequeña, por lo que se muestra el siguiente proceso matemático para conseguir un resultado más acertado.

Se parte del cálculo del valor de B con la siguiente ecuación:

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4} \quad (40)$$

Seguidamente se determina el valor de A

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (41)$$

Con estos dos valores se puede calcular el factor dinámico, mediante la siguiente ecuación para el Sistema Internacional de unidades:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v_t}}{A} \right)^B \quad (42)$$

La calidad, el material, el tipo de conformación, son aspectos de suma importancia que definirán si el resultado final del engrane es apto para cumplir con su función, por lo que, el diseñador debe prestar la atención correspondiente a cada uno de estos factores (Mott, 2006).

Factor de geometría, J.

Se da principalmente por el número de dientes del engrane, así como del ángulo de presión, que puede ser de 20° o 25° (Mott, 2006). Para un engrane con n número de dientes y un ángulo de presión de 20°, se emplea la **Figura 18**.

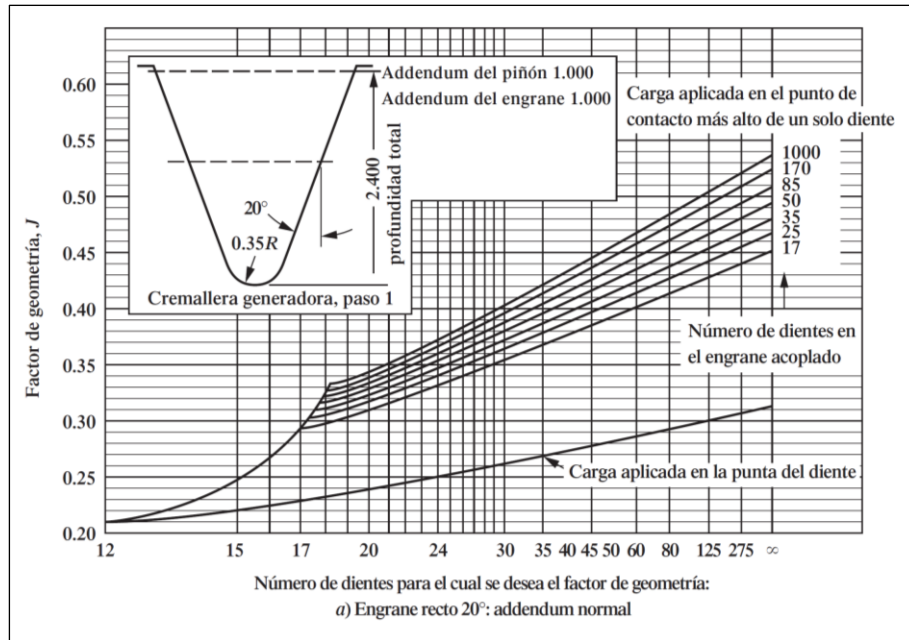


Figura 18 Factor de geometría, J

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

La fuerza tangencial del engranaje está dada por la siguiente ecuación

$$F = \frac{P_{dis}}{V_L} [N] \quad (43)$$

Donde la velocidad lineal corresponderá a la del engranaje en estudio, mientras que la fuerza normal corresponde al producto de la fuerza normal por la tangente del ángulo de presión del diente, usualmente se emplea un ángulo $\theta = 20^\circ$.

$$FN = FT \cdot \tan \theta [N] \quad (44)$$

El esfuerzo flexionante resultante debe ser menor que el esfuerzo flexionante admisible del material, para que éste no falle durante su funcionamiento (Mott, 2006), es decir, se debe cumplir lo siguiente $S_t < S_{at}$.

La resistencia a la tensión del material está directamente relacionada con su dureza, por lo que se puede recurrir a la **Figura 19** para determinar este valor, la misma contiene valores de dureza comprendidos entre 180 y 400 HB (*Hardness Brinell*) para dos grados diferentes, grado 1 y 2, este último valor hace alusión a la microestructura, composición de la aleación,

tratamiento térmico anterior, limpieza, valores de dureza del interior, entre otros factores (Mott, 2006).

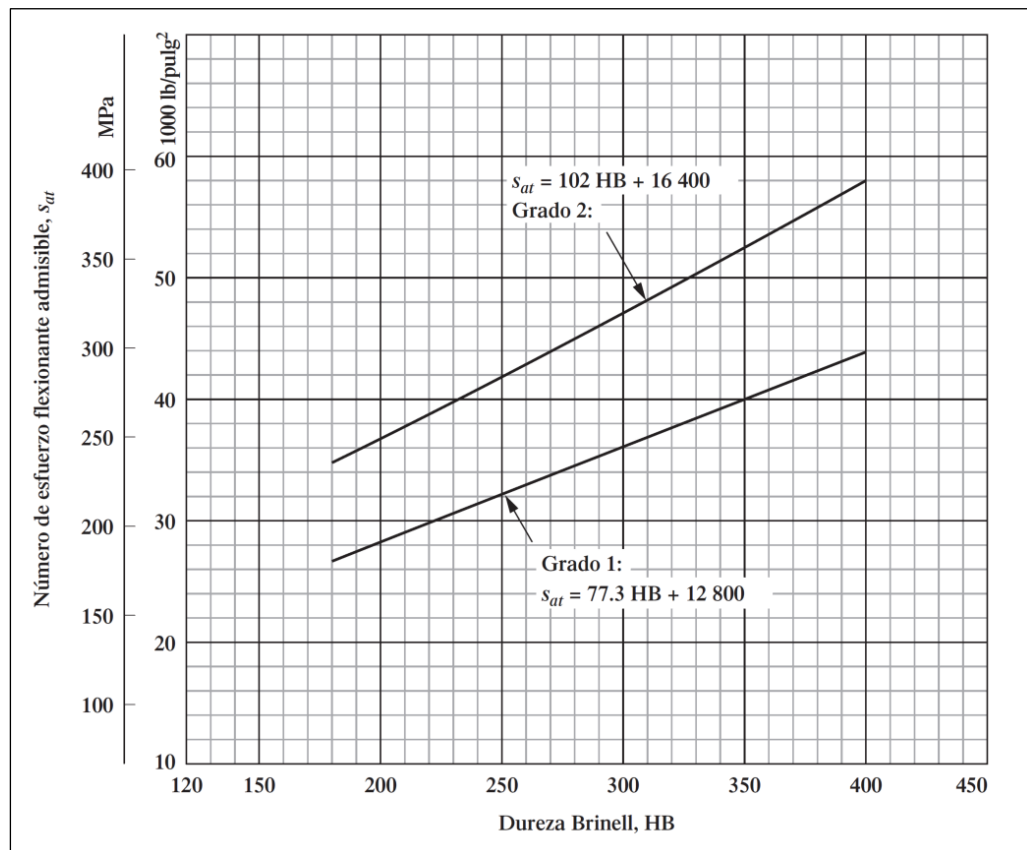


Figura 19 Esfuerzo flexionante admisible, s_{at}

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

4.3.1.2 Árboles de transmisión de potencia

Hamrock, et al. (2000, pp. 424-425) señalan que, un **eje** o **árbol** es un miembro rotatorio o estacionario, cuyo diámetro de sección transversal es mucho menor que su longitud, y sobre él van montados elementos para transmitir potencia (engranes, poleas, catalinas, levas, volantes, manivelas, cojinetes de elementos rodantes, etc.). La carga sobre el eje puede ser de varias combinaciones de flexión (comúnmente fluctuante), de torsión (fluctuante o no), cortante de choque, axial.

Los ejes son elementos estacionarios que contienen componentes de transmisión de potencia como poleas, ruedas dentadas, etc. montados en él, mientras que, un **árbol** se refiere a un elemento giratorio que transmite potencia. Sin embargo, se utiliza este último término tanto si el elemento es giratorio o no lo es (Faires, 1999, p. 337).

Un **árbol de transmisión**, recibe la potencia de una máquina motriz, por ejemplo, un motor eléctrico o de combustión, y la dirige a máquinas conectadas a través de elementos

transmisores de potencia, mencionados anteriormente. Los árboles secundarios o de contramarcha son aquellos que se ubican entre el eje principal y la máquina impulsada. Los árboles de corta longitud que constituyen una parte de la máquina se denominan husillos. (Faires, 1999, p. 337)

La geometría de un eje es tal que el diámetro generalmente será la variable que se use para satisfacer un diseño. Con frecuencia en las aplicaciones prácticas el eje puede ser escalonado en vez de tener un diámetro constante. Algunos de los puntos principales que se consideran en el diseño de un eje son la resistencia, usando el criterio de fluencia o de fatiga (o ambos); la deflexión y la dinámica que se establece por velocidades críticas (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

En el proceso de transmisión de potencia a una velocidad rotacional dada, un eje puede estar sujeto a un movimiento de torsión o par de torsión. De esta forma, en el eje se desarrolla un esfuerzo cortante de torsión. Asimismo, algunos elementos de máquinas cuando se montan sobre un eje ejercen fuerzas sobre éste en dirección transversal (perpendicular al eje del árbol). Así en el eje se desarrollan momentos flexionantes. Un eje que soporta uno o más de los distintos elementos de máquinas debe soportarse en cojinetes. Es altamente deseable que dos cojinetes proporcionen soporte radial para limitar la flexión y la deflexión en el eje a niveles aceptables, además de que simplifica el diseño. Si, por otra parte, se deben usar tres o más cojinetes para proporcionar soporte adecuado y rigidez, es necesario mantener un alineamiento de los cojinetes preciso (Hamrock et al., 2000, p. 425). En la **Figura 20** se puede apreciar un eje de acero, con varios escalones para el montaje de diversos de transmisión de potencia.

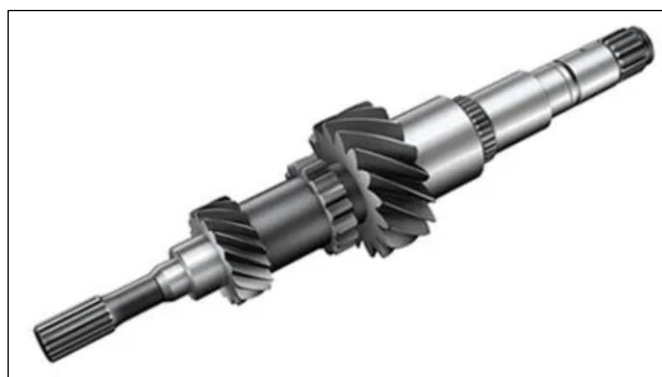


Figura 20 Eje de transmisión de acero

Fuente: Extraído de (*Sandvik Coromant, 2023*)

- **Materiales para fabricar ejes.**

“La deflexión no se ve afectada por la resistencia sino por la rigidez, representada por el módulo de elasticidad, que es esencialmente constante en todos los aceros” (Budynas & Nisbett, 2015). Es por ello que, la rigidez sólo se puede controlar mediante decisiones geométricas, mas no por el material a emplearse.

Para diseñar el eje de una transmisión de potencia, se busca calcular principalmente el diámetro de su sección transversal, para ello, se debe seguir la metodología descrita en el apartado 5 de este proyecto.

- **Configuración del eje.**

Hay que tener un bosquejo de la configuración de los ejes de la máquina que se va a diseñar, y de los elementos que irán montados en ellos (poleas, engranes, rodamientos, etc.), cada uno ejercerá una o más cargas de tipo radial o axial, y así mismo, se generarán fuerzas de reacción en los soportes del eje; con todo ello se puede obtener los diagramas de fuerza cortante y momentos flectores.

Teniendo las componentes X e Y de los momentos flectores para cada soporte, se determina la resultante por medio de la ecuación

$$M_F = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} [\text{Nm}] \quad (45)$$

Donde:

- M_X : Momento flector en el eje X [Nm].
- M_Y : Momento flector en el eje Y [Nm].

El momento torsor generado en el eje corresponde a la siguiente ecuación

$$M_T = \frac{P_{dis}}{\omega} [\text{Nm}] \quad (46)$$

Donde:

- ω : Velocidad angular [rad/s].

La Teoría de la Energía de Distorsión predice el diámetro más pequeño que puede tener la sección transversal de un eje donde la falla empezará a ocurrir, por medio de la siguiente ecuación (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \eta_s}{\pi \cdot S_y} \sqrt{M_F^2 + \frac{3}{4} M_T^2}} \text{ [m]} \quad (47)$$

Donde:

- η_s : Factor de seguridad (**Anexo 1**).
- S_y : Esfuerzo de fluencia [MPa].

Para localizar de forma axial los elementos sobre el eje, es correcto utilizar hombros o resaltos, ver **Figura 21**.



Figura 21 Eje de acero escalonado

Fuente: Extraído de (*SyBCAD Design, 2023*)

4.3.1.3 Cojinetes de contacto de rodadura

Robert Mott (2006) describe a los cojinetes como elementos mecánicos capaces de soportar una carga, y a la vez, permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina. Los rodamientos, o cojinetes de contacto de rodadura, utilizan bolas esféricas o algún tipo de rodillos en su interior, entre la pista estacionaria y móvil. Su mayor uso se da para soportar cargas radiales, también se pueden utilizar para soportar cargas axiales, o una combinación de ambas cargas. Sus aplicaciones son mayormente para movimiento rotacional, aunque también existen rodamientos para movimiento lineal.

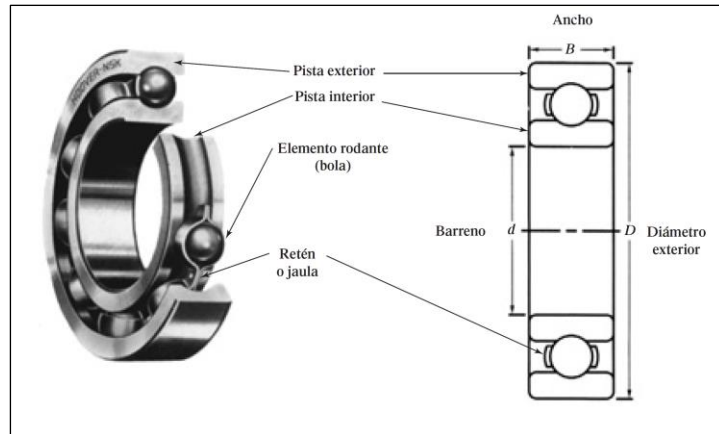


Figura 22 Cojinete de una hilera de bolas, ranura honda

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

Los cojinetes de contacto por rodadura se constituyen comúnmente de tres partes: pista interior, pista exterior y elementos rodantes (**Figura 22**) estos últimos pueden ser de forma esférica, de rodillos, cónicos, según sea su propósito; a su vez, pueden tener más de una hilera de elementos rodantes. Normalmente la pista interior gira con el eje, mientras que la pista exterior se mantiene quieta, acoplada a la máquina. Los elementos rodantes permiten un coeficiente de fricción muy bajo, de 0.001 a 0.005 aproximadamente (Mott, 2006).

A continuación, se detallan algunos tipos de rodamientos más comunes en el mercado:

- **Rodamiento de bolas de ranura profunda:** Es el rodamiento más común, su diseño le permite soportar cargas radiales bajas o medias, incluso cargas axiales pequeñas en ambas direcciones. La norma que regula su diseño es la ISO 15, ISO 8443 (Gestión de Compras, 2002). Ver **Figura 23**.



Figura 23 Rodamiento de bolas, ranura profunda

Fuente: Extraído de (Gestión de Compras, 2023, p. 2)

- **Rodamientos de bolas axiales:** Están destinados a trabajar bajo grandes cargas axiales, pero no pueden ejercer reacciones radiales, debido a la disposición de sus esferas. Pueden ser de tipo simple para cargas en una sola dirección, y de doble dirección, para soportar cargas en ambas direcciones. Se diseñan bajo la norma ISO 20516 (Gestión de Compras, 2002). Ver **Figura 24**.



Figura 24 Rodamiento de bolas axiales

Fuente: Extraído de (Gestión de Compras, 2023, p. 3)

- **Cojinetes de rodamientos cilíndricos:** Estos rodamientos contienen rodillos en su interior, proporcionan mayor contacto con las pistas de rodadura, lo que les permite trabajar con mayores cargas radiales, tener mejor resistencia a golpes y vibraciones, además de trabajar bajo altas velocidades angulares. La norma que regula su diseño es la ISO 15 (Gestión de Compras, 2002). Ver **Figura 25**.



Figura 25 Cojinetes de rodamientos cilíndricos

Fuente: Extraído de (Gestión de Compras, 2023, p. 4)

- **Rodamiento cónico:** Este tipo de rodamientos trabaja con rodillos troncocónicos, lo que les permite soportar altas cargas combinadas en una sola dirección. Se emplea la norma ISO 355 para regular su diseño (Gestión de Compras, 2002). Ver **Figura 26**.



Figura 26 Rodamiento cónico

Fuente: Extraído de (Gestión de Compras, 2023, p. 5)

4.3.1.4 Selección de rodamientos solicitados dinámicamente

Para la selección de rodamientos se emplea la metodología señalada en el catálogo de rodamientos FAG WL 41 520/3 SB. En el método de cálculo normalizado (DIN/ISO 281) para rodamientos solicitados dinámicamente, se inicia por la fatiga del material como causa del deterioro del rodamiento. La ecuación para el cálculo de la vida del rodamiento, expresada como L_{10} , (FAG, 1999) es la siguiente:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 \text{ [rev]} \quad (48)$$

Donde:

- C: Capacidad de carga dinámica [kN].
- P: Carga dinámica equivalente [kN].
- p: Exponente de vida

L_{10} es la vida nominal expresada en millones de revoluciones alcanzada o rebasada por lo menos de un 90% de un gran lote de rodamientos iguales.

La capacidad de carga dinámica C, se encuentra tabulada para cada rodamiento, a partir de la página 152 del catálogo empleado.

La carga dinámica equivalente P es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que, a su vez, es constante en magnitud y sentido, y produce la misma vida que la combinación de cargas. Esta carga dinámica se calcula con la siguiente ecuación (FAG, 1999).

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \text{ [kN]} \quad (49)$$

Donde:

- X: Factor radial
- Y: Factor axial.
- F_r : Carga radial [kN].
- F_a : Carga axial [kN].

F_r es la resultante de aplicar el Teorema de Pitágoras con las componentes de las reacciones en X e Y, mientras que F_a es directamente la fuerza axial a la que está sometido el eje.

$$F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \text{ [N]} \quad (50)$$

El exponente de vida p , es distinto para los rodamientos de bolas como para los de rodillos, siendo $p = 3$, y $p = \frac{10}{3}$, respectivamente (FAG, 1999).

Cuando la velocidad del rodamiento es constante, la duración puede expresarse en horas, y la fórmula de vida nominal sería la siguiente:

$$L_{h10} = \frac{L_{10}}{n \cdot 60} \text{ [horas]} \quad (51)$$

Donde:

- n : Velocidad angular del rodamiento [rpm].

En el caso de ser necesario aplicar factores de corrección, en el **Anexo 4** se indican algunos valores de f_z , que van en función del tipo de máquina o tipo de transmisión, y se multiplica por la carga dinámica equivalente.

El factor de esfuerzos dinámicos f_L se describe como un valor obtenido de manera empírica en aplicaciones de rodamientos iguales o semejantes, y es útil para seleccionar el tamaño correcto del rodamiento según su aplicación. En el **Anexo 4** se muestran diferentes valores para f_L en función del tipo de máquina (FAG, 1999).

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{h10}}{500}} \quad (52)$$

Para una vida de 500 horas, $f_L = 1$.

El factor f_n está relacionado con la velocidad de giro del rodamiento, dada en rpm, y se encuentra tabulado en las páginas 34 y 35 del catálogo FAG, para rodamientos de bolas y de rodillos, respectivamente (FAG, 1999).

Una ecuación que relaciona la carga dinámica equivalente, la capacidad de carga dinámica, y estos dos últimos factores es la siguiente:

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n \quad (53)$$

Donde:

- f_L : Factor de esfuerzos dinámicos.
- f_n : Factor de velocidad.

El valor que se obtenga con dicha ecuación, debe coincidir con el valor tomado de la tabla del **Anexo 4**, dependiendo del tipo de máquina que se esté desarrollando, y se debe procurar que no lo exceda, o el rodamiento en cuestión estará sobredimensionado.

4.3.1.5 Chavetas

También llamadas cuñas, son componentes mecánicos que sirven para transmitir el par torsional de un eje hacia un elemento de transmisión de potencia, o viceversa. Se instalan entre el eje y el cubo del elemento transmisor. Las cuñas se colocan en una ranura maquinada en el eje, de forma axial, conocida como cuñero; así mismo, se maquina una ranura parecida en el cubo del elemento transmisor de potencia. Para instalarla, se coloca la cuña sobre el chavetero del eje, luego se alinea el chavetero del cubo con la cuña, finalmente, se desliza el cubo hasta dejar cubierta la cuña entre ambos cuñeros (ver **Figura 27**) (Mott, 2006).

Las dimensiones para cuñas paralelas se especifican en la norma ANSI B17.1-1967. El ancho es nominalmente la cuarta parte del diámetro del eje. Los cuñeros en el eje y en el cubo se diseñan para que exactamente la mitad de la altura de la cuña se recargue en el lado del cuñero del eje, y la otra mitad esté en el cuñero del cubo (Mott, 2006).

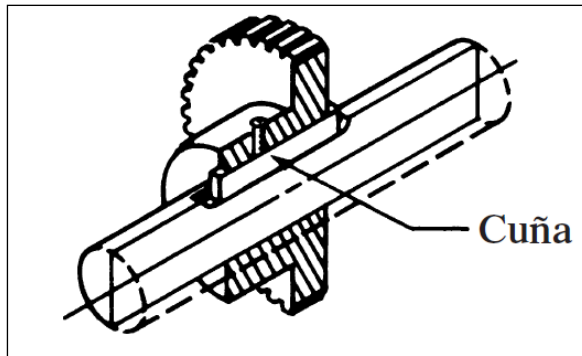


Figura 27 Chaveta montada sobre un eje

Fuente: Extraído de (Mott, 2006, p. 494)

Además de transferir el par de torsión, las chavetas funcionan como un sistema de protección de los elementos transmisores de potencia (engranes, poleas, ejes, ruedas dentadas), ya que, en caso de un incremento drástico de las condiciones de carga, se busca la falla de la chaveta por corte o compresión, antes que la de los demás componentes mecánicos. Se tiene presente esto, debido al bajo costo de las chavetas, además de que se pueden reemplazar de forma más rápida que otros componentes de la maquinaria (Hamrock et al., 2000).

Existe una gran variedad de chavetas, entre las más comunes se encuentran las cuñas paralelas, cuñas inclinadas, de contrachaveta, de espiga o cilíndricas, también las cuñas Woodruff, y cada una presenta una función en específico. En la **Figura 28** se presentan algunos tipos.



Figura 28 Diferentes tipos de chavetas

Fuente: Extraído de (Mott, 2006, p. 497)

En el **Anexo 6** se muestran las dimensiones nominales para cuñas cuadradas y rectangulares, en función del diámetro del eje donde van instaladas, además de las dimensiones

del chavetero tanto en el eje como en el cubo del elemento de transmisión de potencia, basándose en la norma ANSI B17.1-1967. Todas las medidas están dadas en milímetros.

4.3.1.5.1 *Cálculo de chavetas paralelas*

La metodología de cálculo para chavetas paralelas que se presenta a continuación, es por el método de corte a través de la interfase eje/cubo, misma que es extraída del libro “Diseño de Elementos de Máquinas” (Mott, 2006).

Se parte por la siguiente ecuación para determinar la fuerza cortante F

$$F = \frac{2T}{D_{eje}} \text{ [N]} \quad (54)$$

Donde:

- T: Torque [Nm].
- D_{eje} : Diámetro del eje [m].

Entonces, el esfuerzo cortante es

$$\tau = \frac{2T}{D_{eje} \cdot b \cdot L_{ch}} \text{ [Pa]} \quad (55)$$

Donde:

- b: Base de la cuña [m].
- L: Longitud de la cuña [m].

Para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo, se debe considerar lo siguiente

$$\tau_d = \frac{0.5s_y}{N} \text{ [Pa]} \quad (56)$$

Despejando la longitud L de la ecuación (18), se tiene que

$$L_{ch} = \frac{2T}{\tau_d \cdot D_{eje} \cdot b} \text{ [m]} \quad (57)$$

Para comprender de mejor manera estas variables, se muestra la **Figura 29** que representa las dimensiones de una cuña cuadrada, y las fuerzas que intervienen durante su funcionamiento.

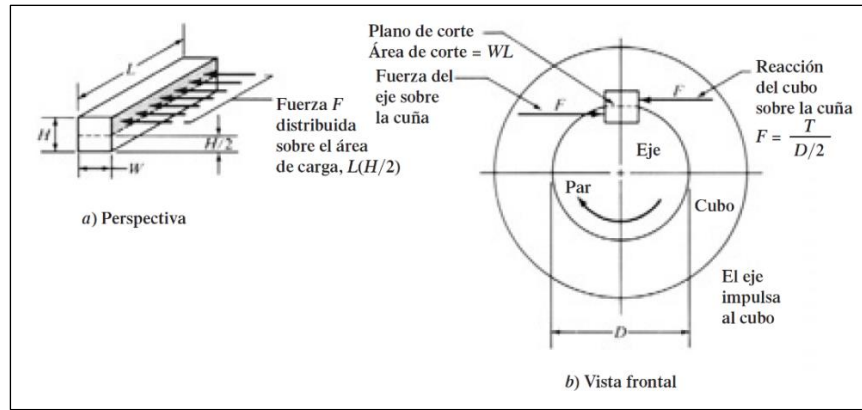


Figura 29 Fuerzas que actúan sobre una cuña

Fuente: Extraído de (Mott, 2006, p. 499)

4.3.1.6 Soldadura

Es la unión permanente de dos o más objetos aplicando una fuente de calor, consiguiendo así una agitación de sus moléculas que, cuando es suprimida la fuente, permanecen unidas firmemente como un solo cuerpo. Existen muchos métodos de soldadura, donde el más convencional es la soldadura de arco, aquí se colocan los dos objetos muy cerca, ambos en contacto con un conductor eléctrico, y con la ayuda de un electrodo se produce un arco de alta corriente y bajo voltaje para completar el circuito eléctrico en la junta. El electrodo debe permanecer a cierta distancia de la junta para proveer de suficiente calor para fundir el material. Algunas ventajas de la soldadura es que son baratas y no hay riesgo de que se aflojen en relación a los sujetadores roscados, y algunas desventajas es que se producen esfuerzos residuales y el desensamble puede ser complicado (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

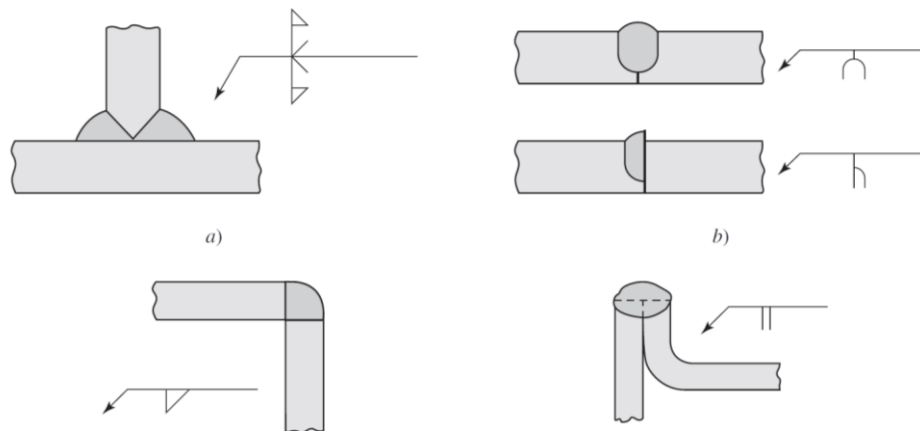


Figura 30 Diferentes tipos de soldadura

Fuente: Extraído de (Budynas & Nisbett, 2015)

En la **Figura 30** se puede identificar algunos tipos de soldadura, el literal a) Unión en T para placas gruesas, b) Soldaduras en U (superior) y J (inferior) para placas gruesas, c)

soldadura en esquina y d) soldadura de borde para láminas metálicas y cargas ligeras (Budynas & Nisbett, 2015).

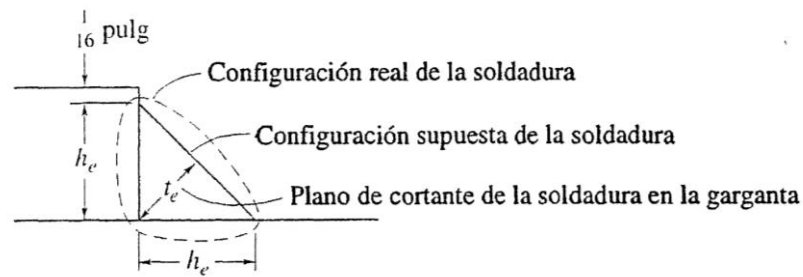


Figura 31 Vista lateral de soldadura de filete

Fuente: (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

Las soldaduras de filete suelen fallar por esfuerzo cortante en la sección mínima, es decir, en la garganta de la soldadura. El esfuerzo cortante está dado por la siguiente ecuación (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

$$\tau = \frac{F}{0,707h_e \cdot L_w} \text{ [Pa]} \quad (58)$$

Donde:

- h_e : Longitud del cateto de la soldadura [m].
- L_w : Longitud de la soldadura [m].

Por lo tanto, para evitar la falla se debe cumplir que

$$\tau = \frac{F}{0,707h_e \cdot L_w} < (S_{sy}) \quad (59)$$

4.3.1.7 Motorreductor

El motorreductor es una unidad compacta y homogénea que se encarga de regular la velocidad de un motor eléctrico para que funcione en un ritmo determinado. Está compuesto por un reductor de velocidad y un motor que, por lo general, es AC o servomotor (ver **Figura 32**).



Figura 32 Motorreductor ortogonal sinfín corona

Fuente: (WEG, 2021)

El objetivo principal que cumplen los motorreductores industriales al interior de las máquinas es permitir y controlar el paso de una velocidad a otra sin que el mecanismo sufra daños. En otras palabras, transmite la fuerza del motor, desde el eje de entrada, hasta el eje de salida.

4.3.2 *Criterios de evaluación*

Son declaraciones de características cualitativas que se esperan en un diseño, cuyo propósito es ayudar en la toma de decisiones acerca de qué opción es la más óptima,

- Seguridad de los operadores
- Desempeño (el grado donde el concepto de diseño supera los requisitos)
- Facilidad en la manufactura
- Facilidad de servicio o de reemplazo de componentes
- Facilidad de operación
- Bajo costo inicial
- Bajos costos de operación y mantenimiento
- Pequeño tamaño y peso ligero.
- Silencioso y con poca vibración; funcionamiento suave
- Usar materiales y componentes de fácil compra
- Uso prudente de partes de diseño único y de componentes disponibles en el mercado
- Apariencia atractiva y adecuada a la aplicación

Estos criterios son tomados del libro de “Diseño de Elementos de Máquinas” (Mott, 2006), y son importantes para poder maximizar las ventajas del diseño por encima de las desventajas.

4.4 Capítulo IV:

4.4.1 Elementos que conforman un tablero eléctrico

4.4.1.1 Interruptor termo magnético

Conocido también como *breaker*, se trata de un interruptor que se acciona automáticamente cuando ocurre un cortocircuito o una elevación desmedida de la corriente, se fabrican para soportar distintos valores de intensidad de corriente eléctrica, dispone de bornes con tornillos para un conexionado rápido y seguro, y tiene una ranura para su montaje sobre riel DIN. En la **Figura 33** se puede apreciar un (Fernando Machado, 2021).



Figura 33 Interruptor termo magnético

Fuente: (Tramontina, 2021)

El breaker, o interruptor termo magnético, será el encargado de cortar el suministro de corriente, en caso de que ésta se eleve excesivamente, evitando que afecte a los demás componentes eléctricos. Este interruptor debe dimensionarse para soportar una corriente no menor a 125 % de la corriente de carga máxima a servir, tal como lo dicta la Norma Ecuatoriana de la Construcción (NEC, 2018). Para determinar la corriente que atravesará el circuito, se dispone de la ecuación (60)

$$I = \frac{P}{V} \text{ [A]} \quad (60)$$

Donde:

- P: Potencia [W].
- V: Voltaje [V].

4.4.1.1 Seccionador porta fusible

La función, como su nombre lo dice, es seccionar un circuito (abrir o cerrar) y proteger mediante un fusible. El montaje se realiza mediante riel DIN y el conexionado a los cables por

tornillo. Dependiendo del tamaño del fusible que se va a utilizar, se selecciona el modelo de seccionador porta fusible (ver **Figura 34**). También se pueden encontrar borneras porta fusibles para tamaños de fusibles más chicos (Fernando Machado, 2021).



Figura 34 Seccionador porta fusible de diferentes tamaños

Fuente: (Fernando Machado, 2021)

4.4.1.2 Contactor

El contactor es básicamente un relé, es decir, un interruptor accionado mediante un electroimán, éste consta de un núcleo formado por una barra de hierro dulce, y rodeado por una bobina de hilo de cobre, al pasar una corriente por esta bobina, el núcleo se magnetiza atrayendo al inducido de hierro por uno de sus extremos, mientras que el otro extremo junta los contactos, permitiendo así el paso de la corriente eléctrica, como se muestra en la **Figura 35** (Fernando Machado, 2021).

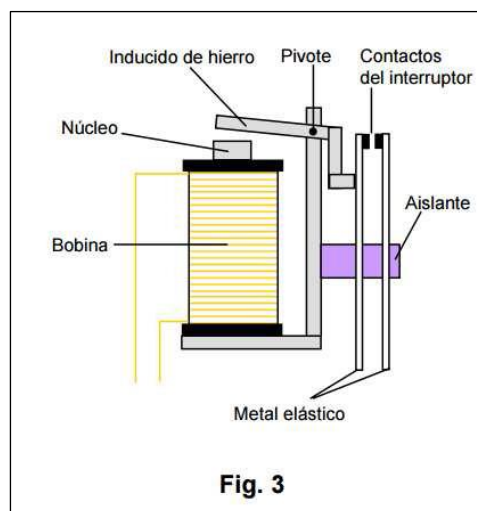


Figura 35 Funcionamiento de un contactor

Fuente: (Fernando Machado, 2021)

Los contactores se pueden equipar con contactos auxiliares que sirven para realizar operaciones de control, y pueden ser normalmente abiertos (NA) o normalmente cerrados, o una combinación de estos dos estados. En la **Figura 36** se puede apreciar un ejemplo de un contactor trifásico.



Figura 36 Contactor trifásico

Fuente: (Inselec, 2023)

Para la selección de los contactores, será necesario dirigirse a la tabla del **Anexo 10** y ubicar las características como número de polos, corriente asignada de empleo, poder asignado de cierre, de corte, protección por fusibles, entre otras (Gerin, 1999).

4.4.1.1 Relé térmico

Estos relés tienen como propósito proteger al motor contra sobrecargas y van conectados sobre un contactor el cual realiza la apertura del circuito de potencia (ver **Figura 37**). El relé térmico mide la temperatura del motor en forma indirecta, mediante la utilización de un bimetal en su interior, el cual simula el calentamiento y enfriamiento del motor protegido en base a sus constantes de tiempo (Fernando Machado, 2021).

Estos dispositivos protegen al motor únicamente de sobrecargas, por lo que es común complementarlo con una protección contra cortocircuitos, aunque existen también dispositivos que cumplen ambas funciones a la vez, llamados guardamotors magneto térmicos (Fernando Machado, 2021).



Figura 37 Relé Térmico Marca SIEMENS

Fuente: (Fernando Machado, 2021)

4.4.1.2 Luces piloto

Sirven para indicar al operario los diferentes procesos llevados a cabo por un circuito eléctrico (marcha, parada, tablero energizado, alarma, etc.). se fabrican en diferentes colores y tamaños para indicar funciones específicas, y están disponibles para distintos niveles de corriente y tensión, tanto para AC como DC (Fernando Machado, 2021). En la **Figura 38** se puede apreciar algunas de ellas.



Figura 38 Luces piloto de diversos colores

Fuente: (Uxcell, 2021)

4.4.1.3 Gabinete

Se utilizan para alojar todos los componentes eléctricos mencionados anteriormente, y se presentan en diferentes modelos, pueden ser de plástico o de chapa, con tapa fija o con puerta, con cerradura con llave o maneta de giro; varían además su tamaño y color, como se aprecia en la **Figura 39** (Fernando Machado, 2021).



Figura 39 Gabinetes metálicos para componentes eléctricos

Fuente: *(Potencia y Tecnología, 2021)*

4.4.1.4 Esquemas de circuitos eléctricos

Mediante los diagramas de circuitos eléctricos se puede representar los elementos que conforman cierta instalación eléctrica, su ubicación, cableado, por medio de una nomenclatura normalizada, además, ayuda a comprender cuál será el flujo de energía, para evitar accidentes y daños materiales al momento de realizar el ensamble y funcionamiento del circuito en cuestión (Gerin & Telemecanique, n.d.).

En el manual electrotécnico Telesquemario, se puede encontrar diagramas para el arranque de diferentes motores, según el número de fases, propósito, dispositivos de protección contra cortocircuitos, sobrecargas, etc.

5. Metodología

5.1 Área de trabajo

El área de trabajo contempla el taller de metalmecánica MEFUNJAR, destinado a la manufactura de máquinas para la agricultura, minería e industria en general, se encuentra ubicado al sur de la ciudad de Loja, barrio Electricista Bajo, coordenadas geográficas -4.02333, -79.20303, Loja.

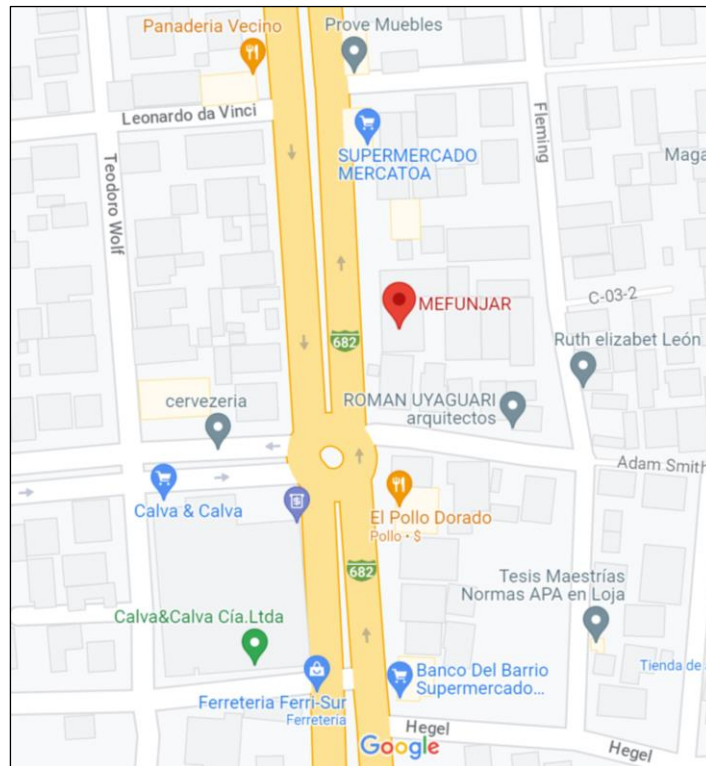


Figura 40 Ubicación geográfica del área de estudio

Fuente: Google Maps

5.2 Equipos y materiales

Para efectuar las actividades señaladas en este proyecto de titulación, se dispone de los siguientes insumos:

5.2.1 Equipos

- Computador.

5.2.2 Materiales

- Software de ingeniería para modelado 3D (AutoCAD, SolidWorks).
- Software de cálculo (PTC Mathcad, MD Solid).
- Software para simulación de circuitos eléctricos (CADe Simu).
- Herramientas de Microsoft Office (Word, Excel, PowerPoint).
- Material de oficina.

5.3 Procedimiento

5.3.1 Primero objetivo

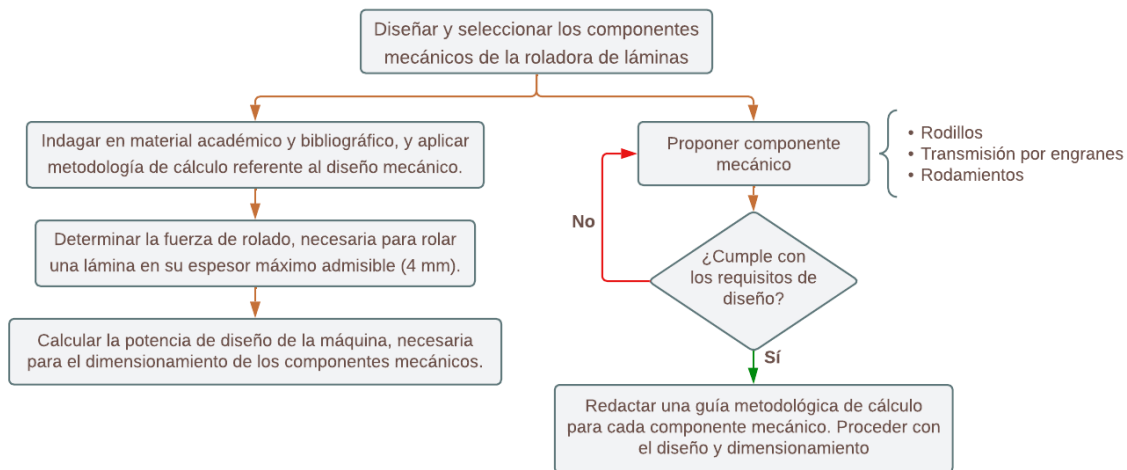


Figura 41 Procedimiento de actividades para el primer objetivo

Fuente: Autor

Para dar cumplimiento a los requerimientos de la empresa MEFUNJAR, la roladora debe presentar las siguientes características de funcionamiento:

- Longitud útil de los rodillos de 600 mm.
- Trabajar con láminas de hasta 4 mm de espesor.
- 8 horas de uso diario, en 2 jornadas de 4 horas cada una.
- Accionamiento semiautomático mediante botoneras o pedales industriales, para el avance y retroceso del material.
- Velocidad de avance del material de 5 m/min.

La configuración de la máquina será de cuatro rodillos, uno superior y uno inferior alineados verticalmente, el primero permanecerá fijo, mientras que el otro se desplazará para poder ajustarse al espesor de las planchas; y otros dos rodillos laterales, que se deslizarán en sentido diagonal para modificar el radio de curvatura del material. Este diseño presenta un mecanismo en particular, y es que, los dos primeros rodillos mencionados, se accionan y transmiten potencia para rolar el material, a diferencia de otros modelos en el mercado que, únicamente funciona uno de ellos, mientras que los otros rodillos lo hacen por fricción; esta característica puede afectar al desempeño de la máquina cuando se quiera trabajar con materiales que no cuenten con superficie completamente lisa, o que sea deslizante.

Se solicitó por parte de la empresa que se empleara este modelo, ya que, al introducir el material, éste es capaz de rolar en su totalidad, a diferencia de las roladoras de 3 rodillos

simétricas, que, por lo general, dejan recta la parte inicial de la lámina, para tener que corregirla luego de forma manual.

Es indispensable conocer la fuerza de rolado, ya que con ella se determinará la potencia requerida por la máquina para cumplir su función; dicha potencia regirá el diseño y dimensionamiento de los componentes mecánicos (rodillos, transmisión por engranes, rodamientos y demás). Para determinar esta fuerza, se debe emplear la metodología de cálculo elaborada en el capítulo II, y para el diseño de los elementos mecánicos se empleará la metodología de cálculo indicada en el capítulo III.

5.3.2 Segundo objetivo

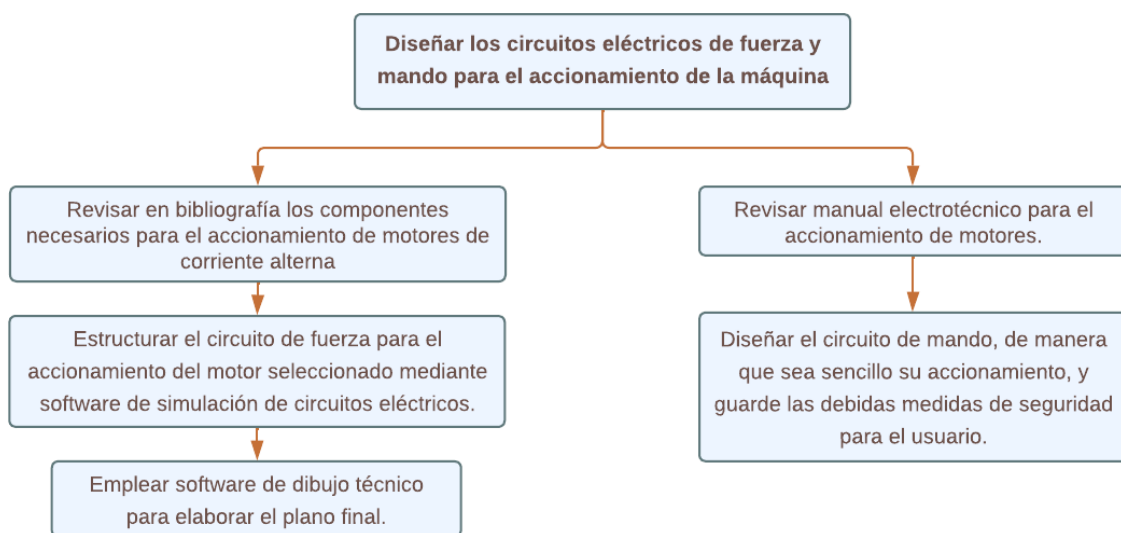


Figura 42 Procedimiento de actividades del el segundo objetivo

Fuente: Autor.

Para diseñar el circuito de fuerza para el arranque del motor seleccionado, hay que tomar en cuenta las características del mismo, como su voltaje de entrada y número de fases, sentidos de giro, sistema de seguridad contra cortocircuitos y sobrecalentamiento, posteriormente realizar el esquema en un software de simulación de circuitos eléctricos. La selección de los dispositivos de protección se hará mediante la corriente que circula en el circuito.

Para el circuito de mando o control, se debe considerar el método de accionamiento de la máquina, por ejemplo, botoneras, selectores, pedales, etc. También se debe implementar la señalización respectiva para los procesos de la máquina mediante luces piloto, y paradas de emergencia. De la misma manera, se debe esquematizar los componentes eléctricos con las debidas conexiones en un software de simulación.

5.3.3 *Tercer objetivo*

Para desarrollar el modelado 3D y posteriormente los planos mecánicos, es necesario emplear las medidas calculadas en el primer objetivo, y aplicar los criterios de evaluación descritos en el capítulo III, que ayuden a un correcto desempeño de la máquina.

El proceso debe iniciar por el modelado de los rodillos, con los escalones para los elementos que irán montados en ellos, como rodamientos y engranes, también hay que considerar los espacios correspondientes para alojar los anillos de retención que sean necesarios.

Para los engranes se debe considerar medidas como diámetro primitivo, exterior, de raíz, el frente y número de dientes. Los rodamientos se pueden esquematizar con las dimensiones dadas por el catálogo FAG.

Es común que se recurra a un ajuste en las dimensiones de ciertos componentes, debido al cambio en otros elementos de la máquina, por lo que hay que aplicar un proceso iterativo que dé como resultado un diseño general aceptable (Mott, 2006).

Una vez definidos los elementos mecánicos fijos y móviles, hay que diseñar la estructura que los contenga, para ello se debe tener en cuenta el material y facilidad de manufactura, habrá que considerar también elementos más pequeños que no entran en los cálculos del proyecto, como anillos de retención, pernos, pasadores, entre otros.

5.4 Procesamiento y análisis de datos

5.4.1 Primero objetivo

5.4.1.1 Parámetros de diseño

La máquina pertenecerá al tipo de roladoras de 4 rodillos, cuya distribución de los mismos será de la siguiente manera: un rodillo superior, su movimiento será únicamente rotacional y sobre éste se conformarán los cilindros metálicos; un rodillo inferior que tendrá dos movimientos, de rotación y de desplazamiento radial en sentido vertical, cuyo propósito es ajustarse al espesor de las planchas a rolar, hasta un máximo de 4 mm; y dos rodillos laterales, cuya disposición será simétricamente con respecto al eje vertical que pasa por el centro de los primeros dos rodillos, tendrán un desplazamiento radial con sentido diagonal, para poder conseguir el radio de curvatura deseada. La **Figura 43** muestra la configuración de la máquina.

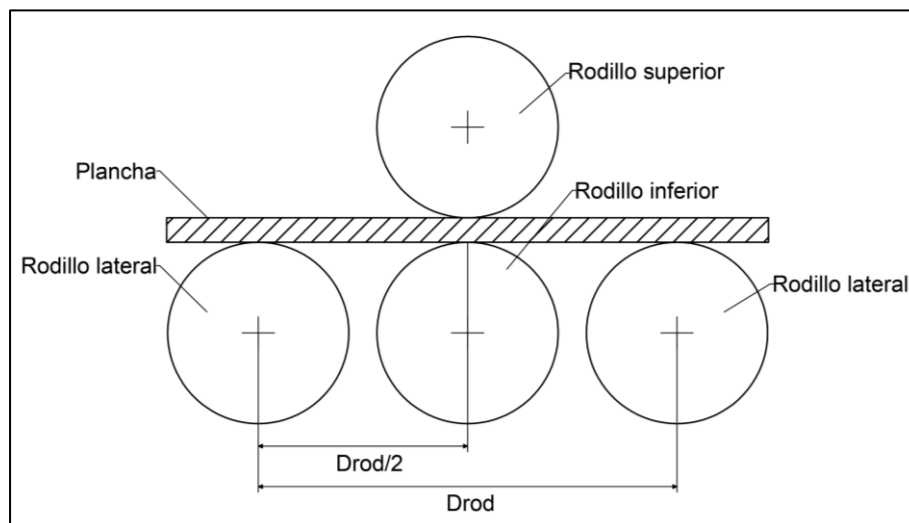


Figura 43 Distribución de los rodillos

Fuente: Autor

Para analizar el flujo de potencia desde el motor hasta la máquina, se observa la **Figura 44**, en donde se contempla un motorreductor con eje hueco, acoplado al primer eje de la máquina, el mismo tiene montado un engranaje cilíndrico recto para transmitir el par torsional al eje superior, y a su otro extremo dispone de un acople de tipo Oldham, esto porque el eje del rodillo inferior debe ejecutar los dos movimientos ya mencionados. Siguiendo con el movimiento de la máquina, el engranaje inferior se conecta con su similar en su cuadrante superior, para transferir el torque hasta el eje superior, y conservando la misma velocidad angular.

Los ejes 1 y 2 disponen de un par de cojinetes como soportes, mientras mantienen su movimiento rotacional, mientras que, el rodillo inferior tiene sus rodamientos sobre dos partes móviles, ubicadas en guías verticales para su respectivo desplazamiento, de la misma manera, los rodillos laterales se encuentran ubicados sobre dos guías diagonales, para ajustarse al radio de curvatura deseada.

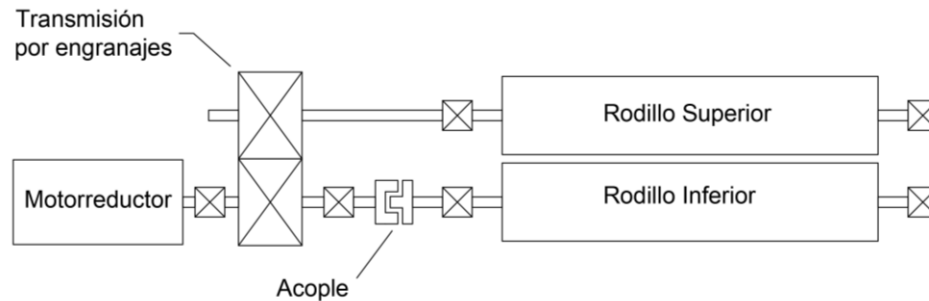


Figura 44 Diagrama cinemático de la roladora

Fuente: Autor

5.4.1.2 Cálculo del rodillo superior por flexión

Para calcular el diámetro del rodillo superior, se emplea la ecuación (13), utilizando el acero aleado AISI 4140 para el rodillo, cuyo límite elástico es de 621 MPa, mientras que, para la plancha, se empleó el acero ASTM A36, con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa.

$$d_{rod.sup} = \sqrt[4]{\frac{5 \cdot 250 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot 0,6 \text{ m} \cdot (0,004 \text{ m})^2 \cdot (0,6 \text{ m})^3}{18 \cdot 621 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \pi \cdot 0,003 \text{ m} \cdot 0,12 \text{ m}}}$$

$$d_{rod.sup} = 0,12 \text{ m}$$

- Cálculo de la fuerza de rolado, F_{rol}

Mediante la ecuación (12), y empleando los datos correspondientes a las dimensiones de la plancha, así como el esfuerzo de fluencia del acero ASTM A36, se obtiene la siguiente magnitud.

$$F_{rol} = \frac{2 \cdot 250 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot 0,6 \text{ m} \cdot (0,004 \text{ m})^2}{3 \cdot 0,12 \text{ m}}$$

$$F_{rol} = 13,33 \text{ kN}$$

Para determinar la fuerza tangencial en el rodillo, necesaria para hacerlo girar, es importante recurrir a las ecuaciones de equilibrio, junto con su respectivo diagrama de cuerpo libre, analizados en el capítulo II.

- **Fuerza tangencial en el rodillo, $F_{T_{rod}}$**

Para calcular la magnitud de la fuerza tangencial en el rodillo superior, necesaria para determinar la potencia de la máquina, se debe emplear el diagrama de cuerpo libre del rodillo, indicando las fuerzas que actúan sobre él.

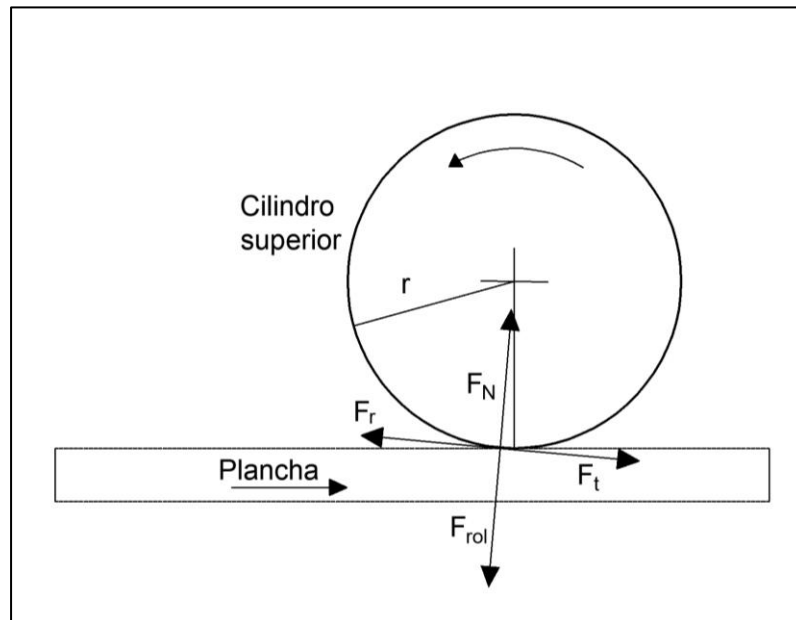


Figura 45 Diagrama de cuerpo libre del cilindro superior

Fuente: Autor

Como se vio en el capítulo II, resistencia al rodamiento, el ángulo θ es tan pequeño que prácticamente se lo aproxima a 0° . Realizando la sumatoria de fuerzas en el eje Y por medio de la ecuación (3) se tiene lo siguiente

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ F_{rol} - F_N &= 0 \\ F_N &= F_{rol} \\ \mathbf{F_N} &= \mathbf{13,33 \text{ kN}} \end{aligned}$$

Para la sumatoria de fuerzas en el eje X, hay que determinar la fuerza de fricción F_{fr} , empleando el coeficiente de fricción entre acero y acero $\mu_k = 0.74$, extraído del libro Física para ciencias e ingenierías. Jewett, J., & Serway, R. (2008).

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ FT_{rod} - F_{fr} &= 0 \\ FT_{rod} &= F_{fr} \\ FT_{rod} &= \mu k \cdot N \\ FT_{rod} &= 0,74 \cdot 13,33 \text{ kN} \\ \mathbf{FT_{rod} &= 9,86 \text{ kN}}\end{aligned}$$

- **Potencia de diseño, P_{dis}**

Para conocer la potencia requerida por la máquina, se emplea la ecuación (14).

$$\begin{aligned}P_{req} &= FT_{rod} \cdot V_{L rod} \\ P_{req} &= 9,86 \text{ kN} \cdot 0,083 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ \mathbf{P_{req} &= 0,88 \text{ kW}}\end{aligned}$$

Empleando la ecuación (15) un factor de servicio de $f_s = 1,2$ en función de los requerimientos de trabajo de la máquina (Anexo 5).

$$\begin{aligned}P_{dis} &= P_{req} \cdot f_s \\ P_{dis} &= 0,88 \text{ kW} \cdot 1,2 \\ \mathbf{P_{dis} &= 1,06 \text{ kW} \rightarrow 1,43 \text{ hp}}\end{aligned}$$

La potencia comercial inmediata superior disponible en el catálogo de motores eléctricos WEG es de 1,12 kW.

$$\mathbf{P_{dis} = 1,12 \text{ kW} \rightarrow 1,5 \text{ hp}}$$

- **Velocidad angular del rodillo**

Para calcular la velocidad angular del rodillo, se emplea la ecuación (16), con una velocidad lineal $V_L = 5 \text{ m/min}$, tomada del catálogo “Roladora modelo 3R HSS 25-320”

$$\omega = \frac{0,083 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,06 \text{ m}}$$

$$\omega = 1,38 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \rightarrow 13,2 \text{ rpm} \approx 14 \text{ rpm (comercial)}$$

Con los datos obtenidos de la potencia de diseño y la velocidad angular en rpm, se procede a seleccionar el motor que alimentará a la máquina.

5.4.1.3 Validación del rodillo por esfuerzo de contacto

Mediante la ecuación (17), se determina el ancho b de la zona de contacto existente entre el rodillo y la plancha de acero.

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot 13,33 \text{ kN}}{\pi \cdot 0,6 \text{ m}} \cdot \frac{\frac{1 - (0,29)^2}{621 \text{ MPa}} + \frac{1 - (0,29)^2}{250 \text{ MPa}}}{\frac{1}{0,12 \text{ m}} + \frac{1}{\infty}}}$$

$$b = 0,0028 \text{ m}$$

Seguidamente, se calcula la presión máxima dada por el contacto entre los dos cuerpos mediante la ecuación (18).

$$P_{max} = \frac{2 \cdot 13,33 \text{ kN}}{\pi \cdot 0,0028 \text{ m} \cdot 0,6 \text{ m}}$$

$$P_{max} = 5,076 \text{ MPa}$$

Finalmente, se calcula los esfuerzos de contacto mediante las ecuaciones (19), (20) y (21).

$$\sigma_x = -2 \cdot 0,29 \cdot 5,076 \text{ MPa} \left(\sqrt{1 + \frac{(0,436 \cdot 0,0028 \text{ m})^2}{(0,0028 \text{ m})^2}} - \left| \frac{0,436 \cdot 0,0028 \text{ m}}{0,0028 \text{ m}} \right| \right)$$

$$\sigma_x = -1,92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = -5,076 \text{ MPa} \left(\frac{1 + 2 \frac{(0,436 \cdot 0,0028 \text{ m})^2}{(0,0028 \text{ m})^2}}{\sqrt{1 + \frac{(0,436 \cdot 0,0028 \text{ m})^2}{(0,0028 \text{ m})^2}}} - 2 \left| \frac{0,436 \cdot 0,0028 \text{ m}}{0,0028 \text{ m}} \right| \right)$$

$$\sigma_y = 10,41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-5,076 \text{ MPa}}{\sqrt{1 + \frac{(0,436 \cdot 0,0028 \text{ m})^2}{(0,0028 \text{ m})^2}}}$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = -4,65 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo cortante máximo con la ecuación (22).

$$\tau_{max} = \frac{-1,92 \text{ MPa} - (-4,65 \text{ MPa})}{2}$$

$$\tau_{max} = 1,36 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de contacto generado por el cilindro superior y la plancha es menor que el esfuerzo admisible del material del rodillo, por lo que éste no se verá afectado por la presión ejercida en la superficie.

5.4.1.4 Cálculo de la transmisión por engranes

Primeramente, se determina un valor para el módulo del diente del piñón, por medio de la **Figura 13**, con la potencia de diseño $P_{dis} = 1,12 \text{ kW}$ y velocidad angular del piñón $\omega = 14 \text{ rpm}$.

El módulo que mejor se ajusta a los requerimientos es $m = 5 \text{ mm}$, y se emplea para calcular el ancho de cara de diente F , mediante la ecuación (29).

$$F = 12 \cdot m$$

$$F = 60 \text{ mm}$$

Se debe conocer la distancia entre centros de los engranajes C , la cual está condicionada por la separación que existe entre de los rodillos de la máquina, para ello, se revisa de forma geométrica mediante la **Figura 46**.

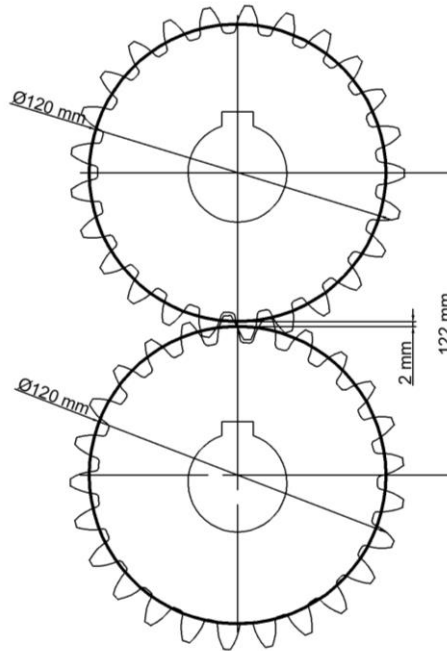


Figura 46 Posicionamiento de los rodillos y engranajes para determinar C

Fuente: Autor

Se dejó 2 mm de separación entre las circunferencias de los rodillos, para poder ajustarse a diversos espesores de planchas, por lo que el rodillo inferior se desplaza en sentido vertical 2 mm, tanto hacia arriba, como hacia abajo, con la ayuda del acople flexible. La distancia $C = 122$ mm permite el cálculo del número de dientes del engranaje mediante la ecuación (23), tomando en cuenta que, la transmisión tiene una relación $i = 1$, debido a que se requiere la misma velocidad angular en ambos componentes, por ello se puede despejar N_1 .

$$N_1 = N_2$$

$$C = \frac{m \cdot 2(N_1)}{2}$$

$$N_1 = \frac{C}{m}$$

$$N_1 = \frac{122 \text{ m}}{5 \text{ m}}$$

$$N_1 = 24,4 \approx 25$$

Debido a esta corrección, se tendrá que alterar mínimamente el diámetro de los rodillos para que se mantengan los 2 mm de separación entre ellos, para ello es necesario conocer el diámetro primitivo de los engranajes

Se emplea las ecuaciones (24), (25), y (26) para determinar los diámetros primitivos, exterior y de raíz de ambos engranajes.

- Diámetro primitivo

$$D = 5 \text{ mm} \cdot 25$$

$$D = 125 \text{ mm}$$

La distancia entre centros

- Diámetro exterior

$$D_o = 125 \text{ mm} + 2 \cdot 5 \text{ mm}$$

$$D_o = 135 \text{ mm}$$

- Diámetro de raíz

$$D_R = 125 \text{ mm} - 2 \cdot 6,25 \text{ mm}$$

$$D_R = 112,5 \text{ mm}$$

Teniendo los valores geométricos de la transmisión, es momento de calcular los factores de corrección K_o , K_s , K_m , K_B , K_v para hallar el esfuerzo flexionante en el diente del engranaje

Factor de sobrecarga, K_o .

La fuente de accionamiento de la máquina será un motorreductor, perteneciente a la categoría *uniforme*, mientras que, el grado de aspereza de la máquina impulsada se ajusta a *uniforme*, revisando la **Tabla 2**, se tiene un resultado de **1**.

$$K_o = 1$$

Factor de tamaño, K_s .

Tomando un módulo de 5 mm, que es ≤ 5 , el factor de tamaño K_s , en función de la **Tabla 3** corresponde a **1**.

$$K_s = 1$$

Factor de distribución de carga, K_m .

Como el ancho de cara del diente se encuentra entre el intervalo $1 \leq F < 15$ (en pulgadas), es necesario aplicar la ecuación (38), tener en cuenta que F debe tomarse en el Sistema Inglés para realizar dicha operación, es decir, en pulgadas, obteniendo que

$$C_{pf} = \frac{2,36 \text{ pulg}}{10 \cdot 2,36 \text{ pulg}} - 0,0375 + 0,0125 \cdot 2,36 \text{ pulg}$$

$$C_{pf} = \mathbf{0,011}$$

Para C_{ma} , empleando la **Figura 15**, se obtiene un valor de

$$C_{ma} = \mathbf{0,248}$$

Por lo tanto, el factor de sobrecarga K_m , mediante la ecuación (36), es el siguiente

$$K_m = 1 + 0,011 + 0,248$$

$$K_m = \mathbf{1,26}$$

Factor de espesor de orilla, K_B .

Para la relación de respaldo, es necesario determinar, en primer lugar, el espesor de orilla mediante la ecuación (30) y la altura del diente con la ecuación (31)

$$t_R = 112,5 \text{ mm} - 40 \text{ mm}$$

$$t_R = \mathbf{72,5 \text{ mm}}$$

$$h_t = 5 \text{ mm} + 6,25 \text{ mm}$$

$$h_t = \mathbf{11,25 \text{ mm}}$$

Seguidamente, por medio de la ecuación (39)

$$m_B = \frac{72,5 \text{ mm}}{11,25 \text{ mm}}$$

$$m_B = \mathbf{6}$$

Siendo $m_B > 1,2$; se tiene el siguiente valor para K_B

$$K_B = 1$$

Factor dinámico, K_v .

Aplicando las ecuaciones (40), (41) y (42), se obtienen los siguientes valores para A, B y K_v , respectivamente.

$$B = \frac{(12 - 12)^{0.667}}{4}$$

$$B = 0$$

$$A = 50 + 56(1 - 0)$$

$$A = 106$$

$$K_v = \left(\frac{106 + \sqrt{200 \cdot 66,12}}{106} \right)^0$$

$$K_v = 1$$

El factor de geometría en función del número de dientes, empleando la **Figura 18**, es

$$J = 0,34$$

Es importante aclarar que, la potencia requerida por la máquina es de 1,12 kW, pero ésta se divide para los dos rodillos, superior e inferior, por lo tanto, la carga tangencial transmitida en el engranaje 1 se calcula con la ecuación (43).

$$FT_{eng1} = \frac{1,12 \text{ kW}}{0,09 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$FT_{eng1} = 6,21 \text{ kN}$$

La carga radial, es decir, la fuerza normal FN en el engranaje 1, mediante la ecuación (44) es la siguiente

$$FN_{eng1} = 6,21 \text{ kN} \cdot \tan(20^\circ)$$

$$FN_{eng1} = 2,26 \text{ kN}$$

Por lo tanto, aplicando la ecuación (35), se obtiene un esfuerzo en el diente de

$$s_t = \frac{6\,216\text{ N}}{0,06\text{ m} \cdot 0,34 \cdot 0,005\text{ m}} (1 \cdot 1 \cdot 1,26 \cdot 1 \cdot 1)$$

$$S_t = 75,6\text{ MPa} \rightarrow 10,9\text{ ksi}$$

El material seleccionado que cumpla con la relación $S_t < S_{at}$, es el acero templado por llama o por inducción 50 HRC de grado 2, cuyo esfuerzo flexionante admisible es de 55 ksi. (Anexo 3), este esfuerzo admisible puede ser algo elevado, en comparación al esfuerzo en el diente, por lo tanto, el factor de seguridad del diente puede resultar elevado, para minimizar este factor, se puede reducir el ancho de cara del diente. En la **Tabla 4** se muestran las características de la transmisión por engranajes cilíndrico rectos.

Tabla 4 Propiedades de la transmisión por engranajes.

Denominación	Número de dientes, N	Módulo, m	Diámetro primitivo, D_P	Velocidad angular, n	Ancho de cara, F	Esfuerzo admisible, S_{at}
Engranaje 1 y 2	25	5 mm	14	14	60 mm	379 MPa

Nota: Resultados de la metodología propuesta para engranajes cilíndrico rectos

5.4.1.5 Diseño de los ejes de transmisión de potencia

La potencia del motorreductor se dirige desde el eje hueco hasta el eje 1, donde la mitad es transferida por la transmisión por engranajes hasta el eje 2 y hasta el rodillo superior, y el resto de la potencia es conducida hasta el eje 3, coaxial al eje 1, por medio de un acople flexible, hasta finalmente llegar al rodillo inferior. Para comprender mejor esto, se observa el diagrama cinemático del mecanismo en la **Figura 47**.

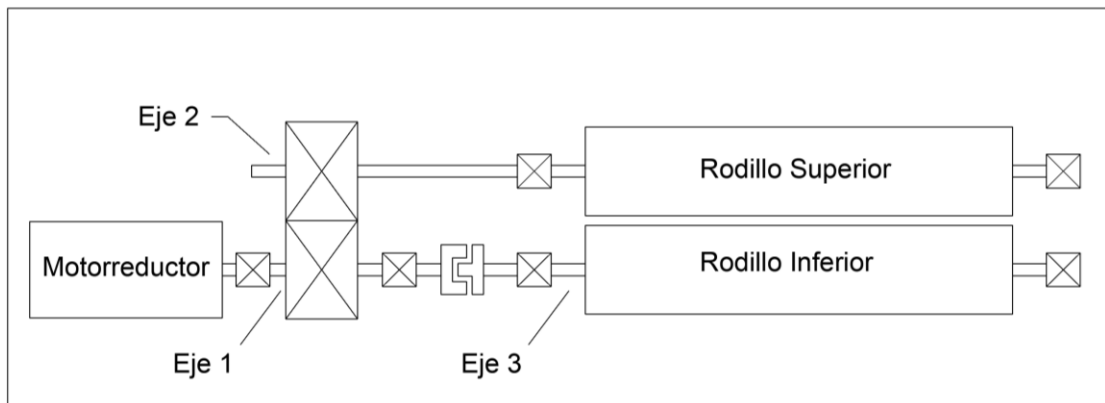


Figura 47 Diagrama cinemático de la máquina

Fuente: Autor

5.4.1.5.1 Cálculo del eje 1

Se debe considerar todas las fuerzas que actúan sobre los ejes X e Y, en este caso, son las fuerzas tangencial y normal, respectivamente las que actúan en el engranaje motriz. Ver **Figura 48**.

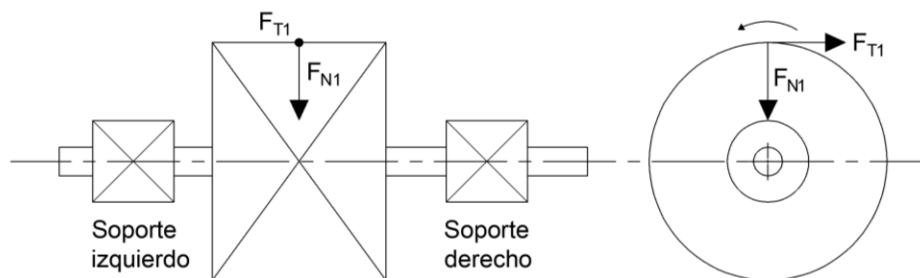


Figura 48 Diagrama del eje 1

Fuente: Autor

- Eje 1, plano XZ

Para calcular la reacción derecha en el eje X, se parte por la sumatoria de momentos con respecto al soporte izquierdo.

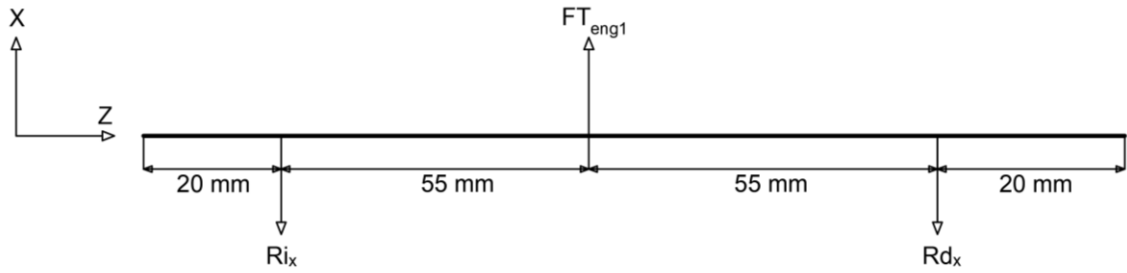


Figura 49 Eje 1, diagrama de fuerzas en X

Fuente: Autor

$$\sum MX_i = 0$$

$$FT_{eng1} \cdot x_1 - Rd_x \cdot x_2 = 0$$

$$Rd_x = \frac{6,21 \text{ kN} \cdot 0,055 \text{ m}}{0,11 \text{ m}}$$

$$\mathbf{Rd_x = 3,105 \text{ kN}}$$

$$\sum FX = 0$$

$$Ri_x + FT_{eng1} - Rd_x = 0$$

$$Ri_x = 6,21 \text{ kN} - 3,105 \text{ kN}$$

$$\mathbf{Ri_x = 3,105 \text{ kN}}$$

Se puede utilizar el software de cálculo MDSolid 4.0, donde, introduciendo la información correspondiente, se obtiene los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante para el eje, como se muestra a continuación.

Las medidas entre cada elemento del eje fueron propuestas, contemplando espacios de 10 mm entre cada uno para los escalones, para los rodamientos se propuso un ancho de 40 mm cada uno, y el ancho de cara del engranaje F es de 60 mm, calculado anteriormente. La fuerza tangencial en el engranaje 1 $FT_{eng1} = 6,21 \text{ kN}$, ubicada en el centro del engranaje.

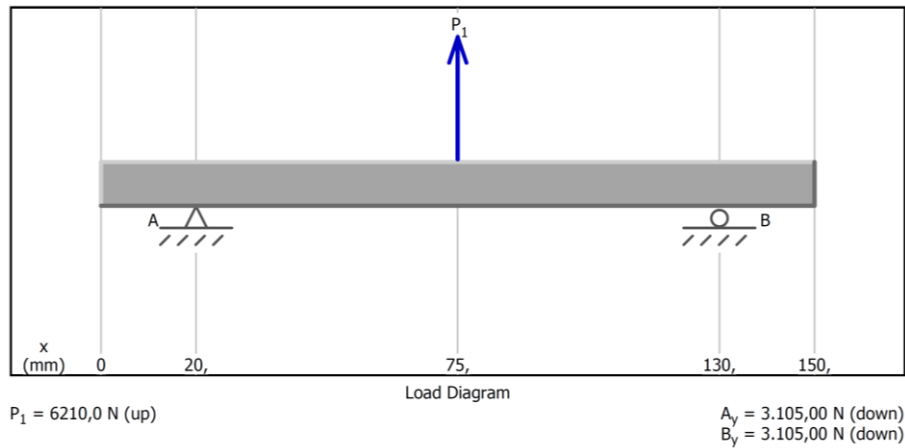


Figura 50 Diagrama de cargas en eje 1, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

En la **Figura 50** se observa el eje 1 como una viga simplemente apoyada sobre dos soportes, donde se generan las reacciones en el plano XZ. A continuación, se conocen los valores de fuerza cortante y momento flexionante.

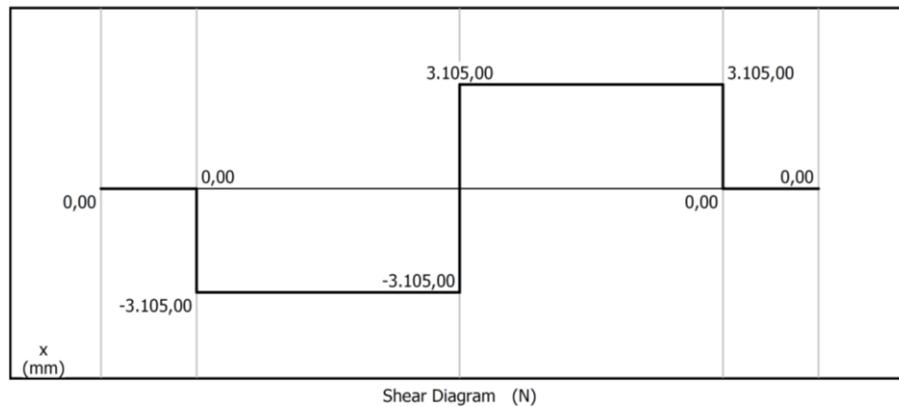


Figura 51 Diagrama de fuerza cortante en eje 1, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

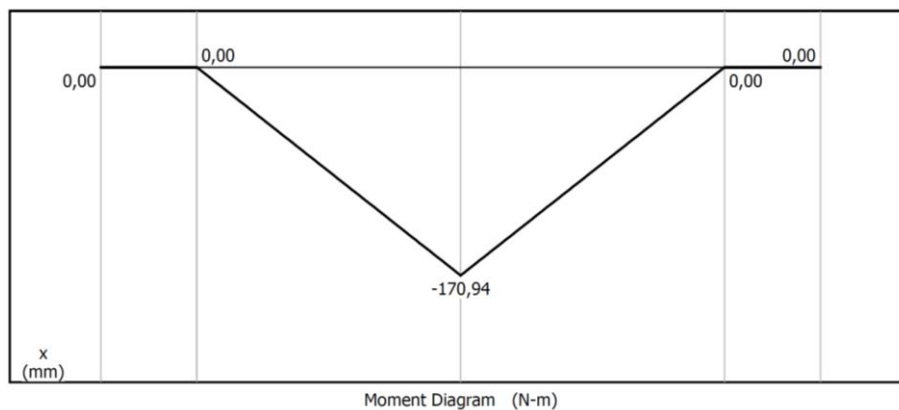


Figura 52 Diagrama de momento flector en eje 1, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

- Eje 1, plano YZ

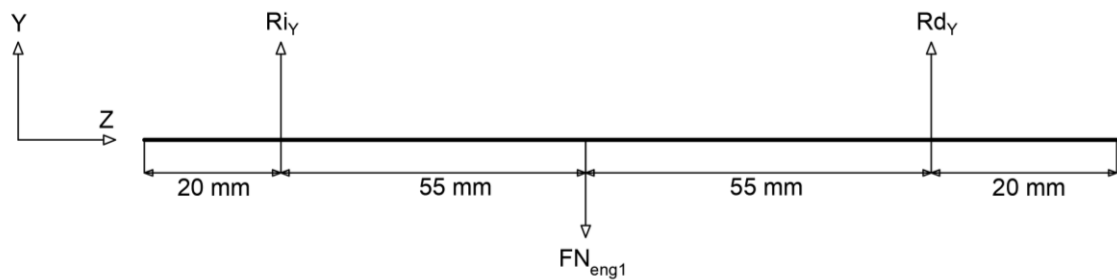


Figura 53 Eje 1, diagrama de fuerzas en Y

Fuente: Autor

De la misma manera, se emplea la sumatoria de momentos con respecto al soporte izquierdo para obtener la reacción derecha, y sumatoria de fuerzas en el eje Y para calcular la reacción en el soporte izquierdo.

$$\sum MY_i = 0$$

$$FN_{eng1} \cdot x_1 - Rd_y \cdot x_2 = 0$$

$$Rd_y = \frac{2,25 \text{ kN} \cdot 0,055 \text{ m}}{0,11 \text{ m}}$$

$$\mathbf{Rd_y = 1,11 \text{ kN}}$$

$$\sum FY = 0$$

$$Ri_y + FN_{eng1} - Rd_y = 0$$

$$Ri_y = 2,23 \text{ kN} - 1,11 \text{ kN}$$

$$\mathbf{Ri_y = 1,11 \text{ kN}}$$

De la misma manera, se introduce la fuerza radial en el eje Y, correspondiente a la fuerza normal en el engranaje 1, $FN_{eng1} = 2,26 \text{ kN}$, y se realiza la simulación para obtener los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante en el eje 1.

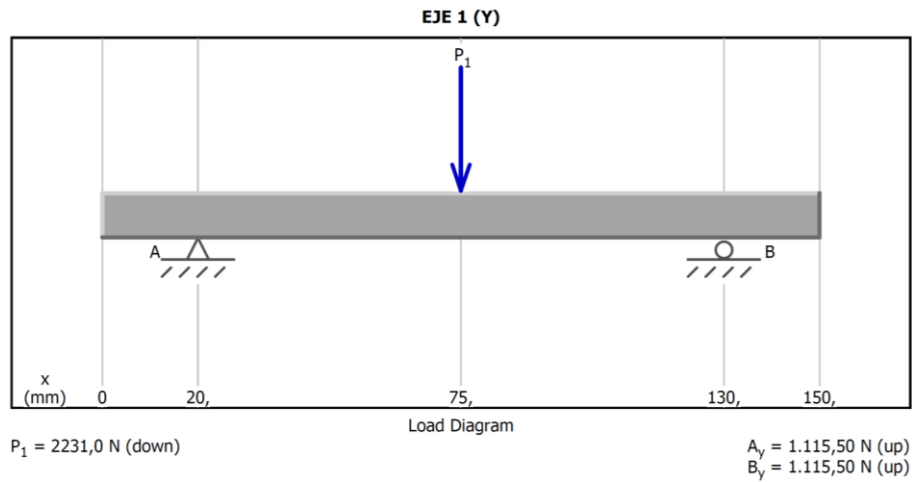


Figura 54 Diagrama de cargas en eje 1, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

En la **Figura 54** se observa la aplicación de la fuerza normal en el engranaje sobre el eje 1, a una distancia de 75 mm desde sus extremos, lo que genera el diagrama de fuerza cortante, representado en la **Figura 55**.

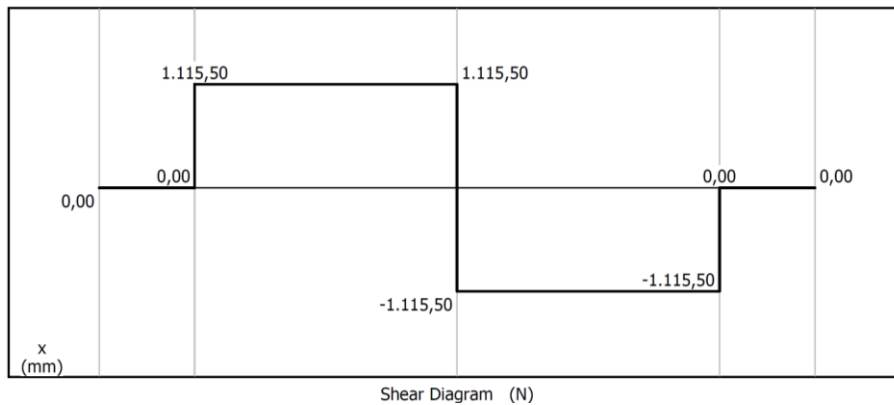


Figura 55 Diagrama de fuerza cortante en eje 1, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

Finalmente, en la **Figura 56**, se muestra el diagrama del momento flector generado por la fuerza normal en el engranaje.

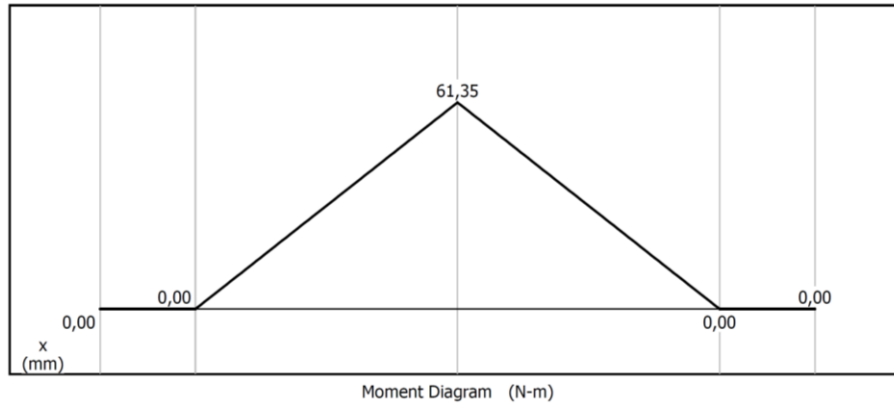


Figura 56 Diagrama de momento flector en eje 1, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

Los momentos flectores en los planos XZ e YZ generados por las cargas del engranaje son los siguientes

$$M_X = -170,94 \text{ Nm}$$

$$M_Y = 61,35 \text{ Nm}$$

El momento flector resultante generado en el eje 1 se obtiene mediante la ecuación (45)

$$M_F = \sqrt{(-170,94 \text{ Nm})^2 + (61,35 \text{ Nm})^2}$$

$$M_F = 181,61 \text{ Nm}$$

Para determinar el diámetro mínimo que debe tener el eje 1, es necesario conocer el factor de seguridad, el mismo se calcula por medio de la ecuación (1), considerando los factores del Anexo 1, por lo tanto $\eta_s = 1,1$; así mismo, el esfuerzo último del acero seleccionado, AISI 4140, es de $S_y = 621 \text{ MPa}$, el momento torsor M_T corresponde al torque generado por la carga tangencial en el diente del engranaje $F_{T_{\text{eng1}}} = 6,21 \text{ kN}$; aplicando la ecuación (46) se tiene que

$$M_T = \frac{\frac{1,19 \text{ kN}}{2}}{1,46 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$M_T = 383,2 \text{ Nm}$$

Finalmente, aplicando la ecuación (47) se obtiene el diámetro mínimo del eje 1

$$d_{eje1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,1}{\pi \cdot 621 \text{ MPa}} \sqrt{(181,61 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} (383,2 \text{ Nm})^2}}$$

$$d_{eje1} = 19,2 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

5.4.1.5.1 Cálculo del eje 2

De la misma manera, se debe realizar el diagrama del eje 2 con las cargas que actúan sobre él. En el eje X se encuentran la carga tangencial del engranaje como una fuerza concentrada, mientras que, al otro extremo actúa la fuerza tangencial del rodillo, como una fuerza distribuida uniformemente a lo largo del mismo; y, en el eje Y actúan la fuerza normal del engranaje y la fuerza normal del rodillo, por lo que se representa de la siguiente manera en la **Figura 57**.

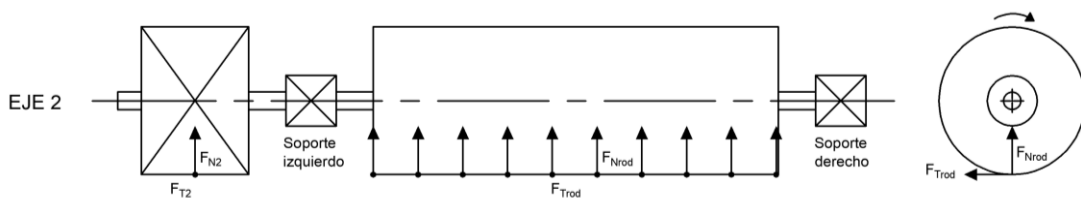


Figura 57 Diagrama del eje 2

Fuente: Autor

- Eje 2, plano XZ

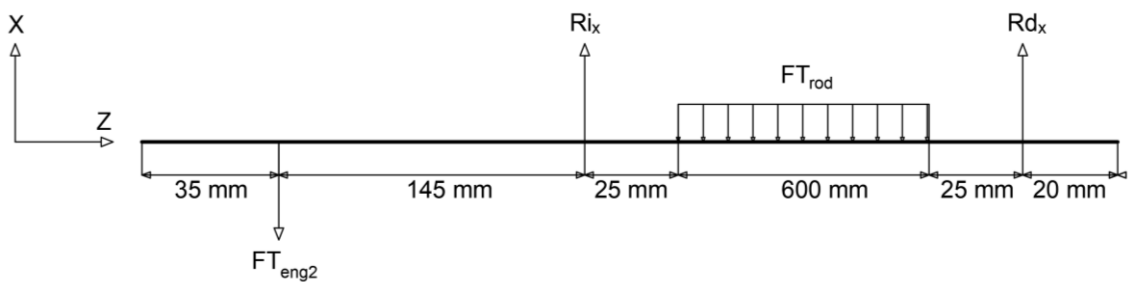


Figura 58 Eje 2, diagrama de fuerzas en X

Fuente: Autor

$$\sum MX_i = 0$$

$$FT_{eng2} \cdot x_1 - FT_{rod} \cdot x_2 + Rd_x \cdot x_3 = 0$$

$$Rd_x = \frac{-5,9 \text{ kN} \cdot 0,145 \text{ m} + (16,44 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \cdot 0,6 \text{ m}) \cdot 0,325 \text{ m}}{(0,025 + 0,600 + 0,025) \text{ m}}$$

$$Rd_x = 3,61 \text{ kN}$$

$$\sum FX = 0$$

$$-FT_{eng2} + Ri_x - FT_{rod} + Rd_x = 0$$

$$Ri_x = 5,9 \text{ kN} + 9,86 \text{ kN} - 3,61 \text{ kN}$$

$$Ri_x = 12,15 \text{ kN}$$

Introduciendo estas cargas en el software e iniciando el cálculo, se obtiene la Figura 59 para el diagrama de cargas, la Figura 60 para fuerza cortante, y la Figura 61 para momentos flectores.

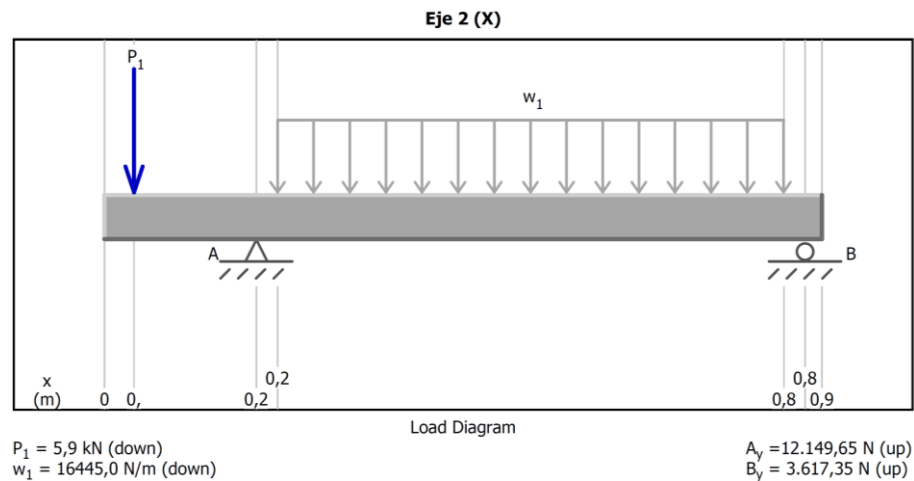


Figura 59 Diagrama de cargas en eje 2, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

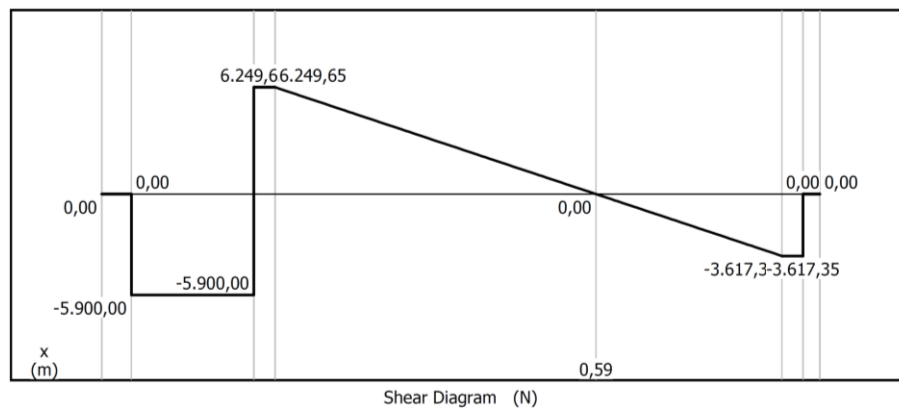


Figura 60 Diagrama de esfuerzo cortante en eje 2, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

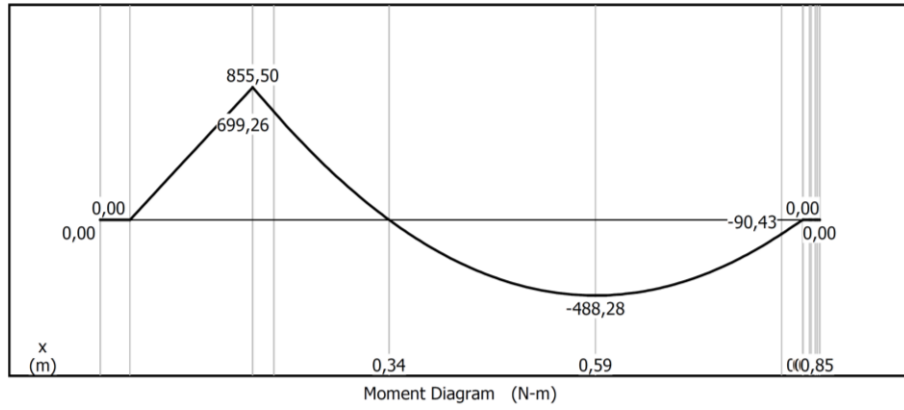


Figura 61 Diagrama de momento flector en eje 2, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

- Eje 2, plano YZ

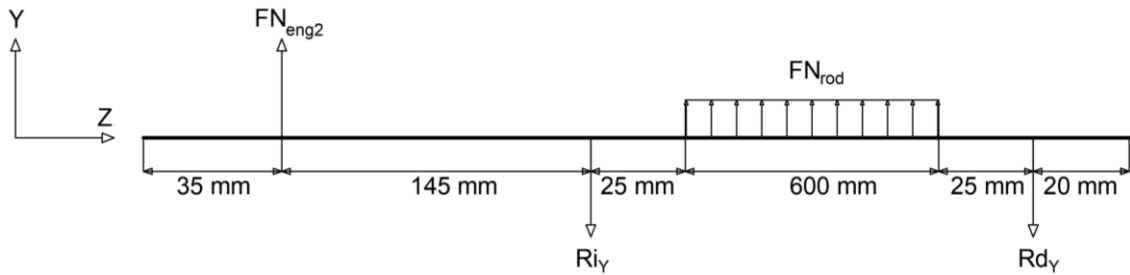


Figura 62 Eje 2, diagrama de fuerzas en Y

Fuente: Autor

$$\sum MY_i = 0$$

$$-FN_{eng2} \cdot x_1 + FN_{rod} \cdot x_2 - Rd_Y \cdot x_3 = 0$$

$$Rd_Y = \frac{-2,14 \text{ kN} \cdot 0,145 \text{ m} + (22,22 \text{ kN} \cdot 0,6 \text{ m}) \cdot 0,325 \text{ m}}{(0,025 + 0,600 + 0,025) \text{ m}}$$

$$Rd_Y = 6,18 \text{ kN}$$

$$\sum FX = 0$$

$$FN_{eng2} - Ri_Y + FN_{rod} - Rd_Y = 0$$

$$Ri_Y = 2,14 \text{ kN} + (22,22 \text{ kN} \cdot 0,6 \text{ m}) - 6,18 \text{ kN}$$

$$Ri_Y = 9,28 \text{ kN}$$

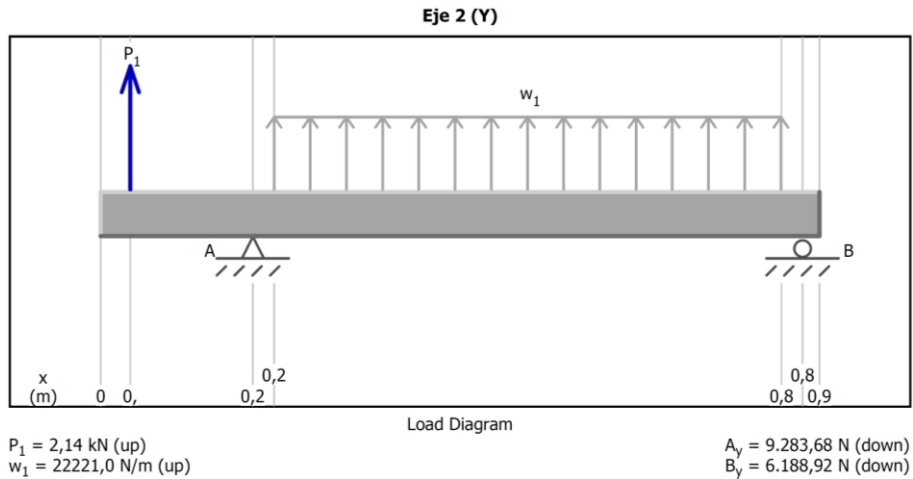


Figura 63 Diagrama de cargas en eje 2, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

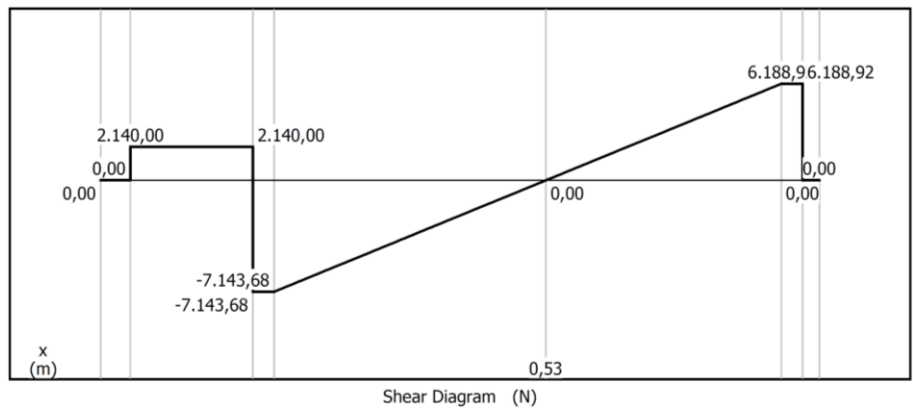


Figura 64 Diagrama de esfuerzo cortante en eje 2, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

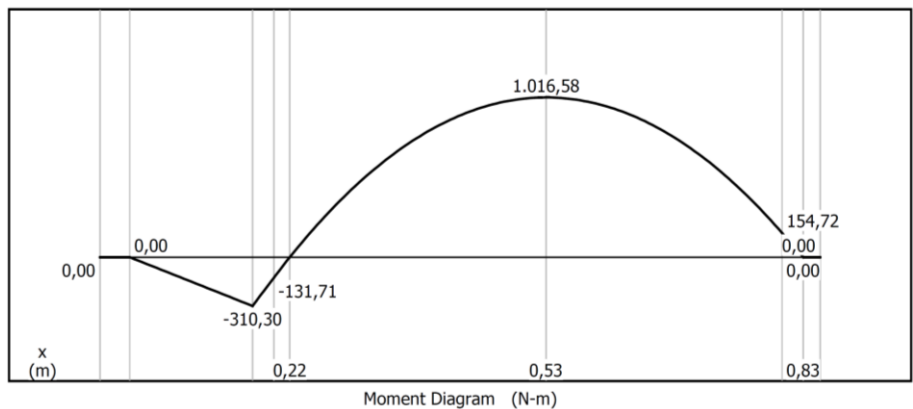


Figura 65 Diagrama de momento flector en eje 2, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

Debido a que el eje 2 contiene varios elementos montados, se generan más de un momento flector en los ejes X e Y, a estos se les denominará M_i y M_d , y son los siguientes

Para el plano XZ:

$$M_{Xi} = 855,5 \text{ Nm}$$

$$M_{Xd} = -488,28 \text{ Nm}$$

Para el plano YZ:

$$M_{Yi} = -310,3 \text{ Nm}$$

$$M_{Yd} = 1\,016,58 \text{ Nm}$$

Cada momento flector generado en el lado izquierdo y el derecho, son las componentes X e Y de los momentos resultantes para cada uno, por lo que, mediante la ecuación (45) se obtiene que el momento flector izquierdo es

$$M_{Fi} = \sqrt{M_{Xi}^2 + M_{Yi}^2}$$

$$M_{Fi} = \sqrt{(855,5 \text{ Nm})^2 + (-310,3 \text{ Nm})^2}$$

$$\mathbf{M_{F1} = 910 \text{ Nm}}$$

Por lo tanto, el momento flector derecho

$$M_F = \sqrt{M_{Xd}^2 + M_{Yd}^2}$$

$$M_{Fd} = \sqrt{(-488,28 \text{ Nm})^2 + (1\,016,58 \text{ Nm})^2}$$

$$\mathbf{M_{Fd} = 1\,127,7 \text{ Nm}}$$

En resumen, se tiene dos momentos flectores resultantes en el eje 2, por lo que, hay que tomar el de mayor magnitud para el cálculo del diámetro mínimo, el cuál es M_{Fd} . Ahora, se debe calcular el par torsional en el eje 2 empleando la ecuación (46), considerando el rendimiento de la transmisión de engranajes de $\eta_{\text{eng}} = 0,95$.

$$M_{T2} = \frac{559,5 \text{ W} \cdot 0,95}{1,46 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$\mathbf{M_{T2} = 364 \text{ Nm}}$$

Finalmente, se emplea la ecuación (47) para obtener el diámetro mínimo del eje 2, tomando los mismos valores del factor de seguridad y esfuerzo del material.

$$d_{eje2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,1}{\pi \cdot 621 \text{ MPa}} \sqrt{(1\,127,7 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4}(364 \text{ Nm})^2}}$$

$$\mathbf{d_{eje2} = 27,6 \text{ mm} \approx 28 \text{ mm}}$$

5.4.1.5.1 Cálculo del eje 3

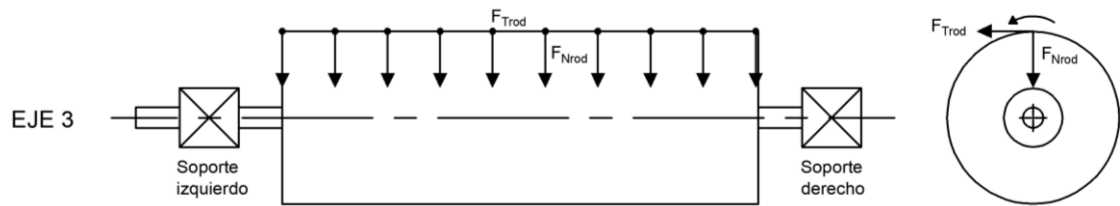


Figura 66 Diagrama del eje 3

Fuente: Autor

- Eje 3, plano XZ

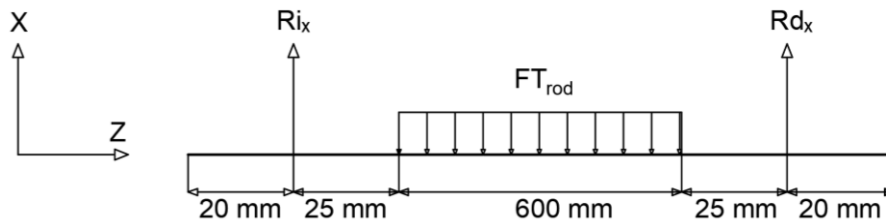


Figura 67 Eje 3, diagrama de fuerzas en X

Fuente: Autor

$$\zeta + \sum MX_i = 0$$

$$-FT_{rod} \cdot x_1 + Rd_x \cdot x_2 = 0$$

$$Rd_x = \frac{(16,44 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \cdot 0,6 \text{ m}) \cdot 0,325 \text{ m}}{0,75 \text{ m}}$$

$$\mathbf{Rd_x = 4,93 \text{ kN}}$$

$$\sum FX = 0$$

$$Ri_x - FT_{rod} + Rd_x = 0$$

$$Ri_x = (16,44 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \cdot 0,6 \text{ m}) - 4,93 \text{ kN}$$

$$Ri_x = 4,93 \text{ kN}$$

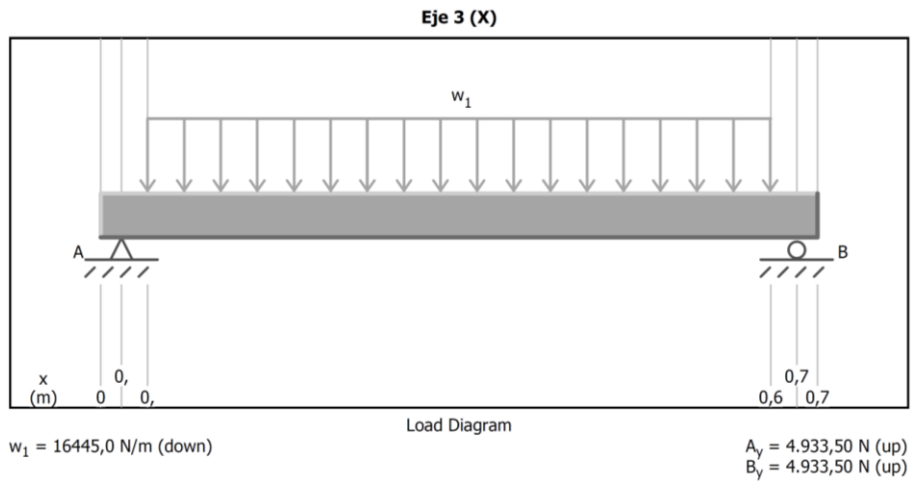


Figura 68 Diagrama de cargas en eje 3, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

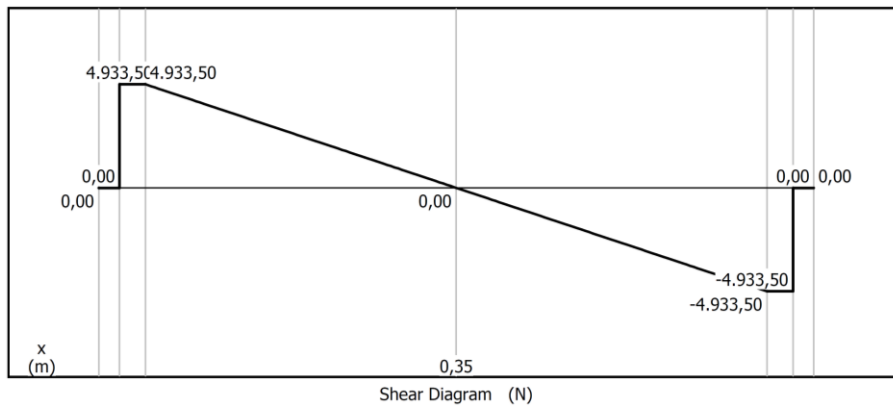


Figura 69 Diagrama de esfuerzo cortante en eje 3, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

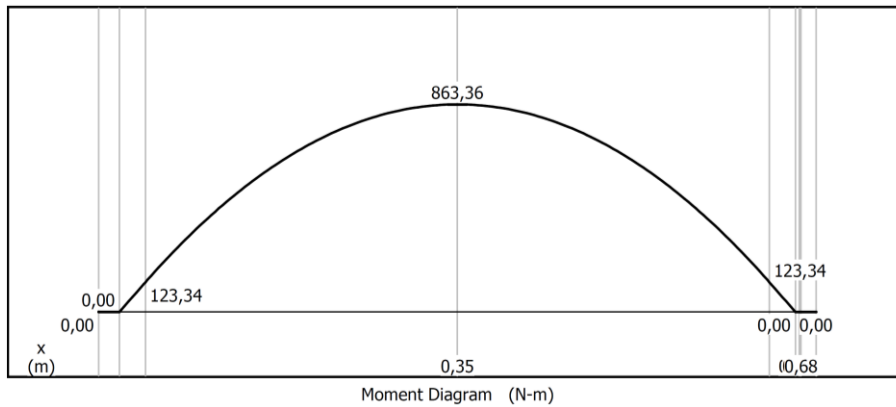


Figura 70 Diagrama de momento flector en eje 3, plano XZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

- Eje 3, plano YZ

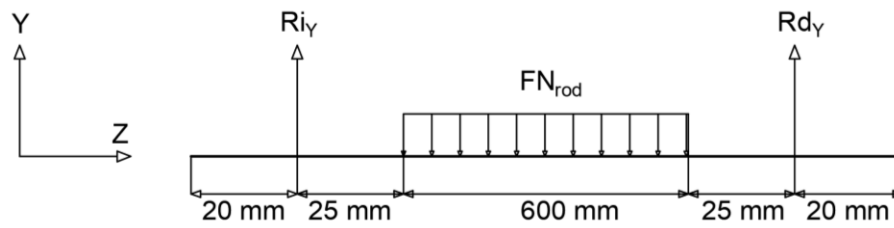


Figura 71 Eje 3, diagrama de fuerzas en Y

Fuente: Autor

$$\sum MY_i = 0$$

$$-FN_{rod} \cdot x_1 + Rd_y \cdot x_2 = 0$$

$$Rd_y = \frac{(22,22 \text{ kN/m} \cdot 0,6 \text{ m}) \cdot 0,325 \text{ m}}{0,75 \text{ m}}$$

$$Rd_y = 6,66 \text{ kN}$$

$$\sum FY = 0$$

$$Ri_y + FN_{rod} - Rd_y = 0$$

$$Ri_y = (22,22 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \cdot 0,6) - 1,11 \text{ kN}$$

$$Ri_y = 6,66 \text{ kN}$$

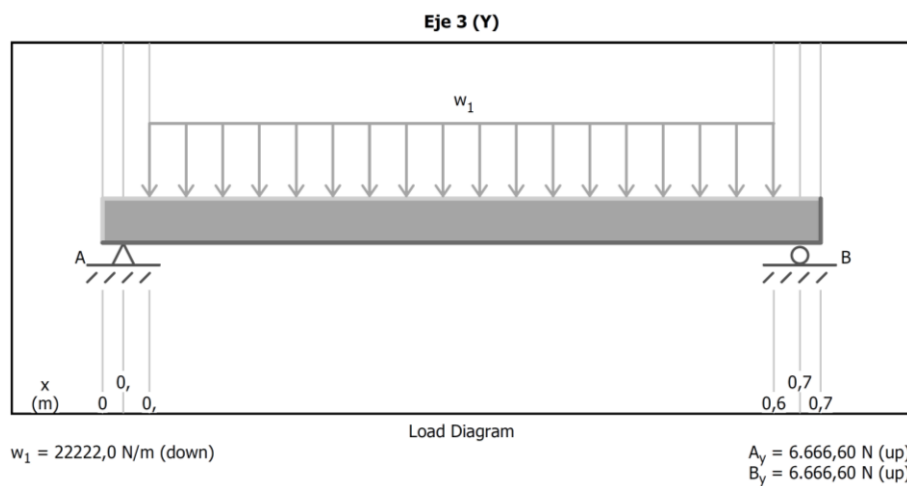


Figura 72 Diagrama de cargas en eje 3, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

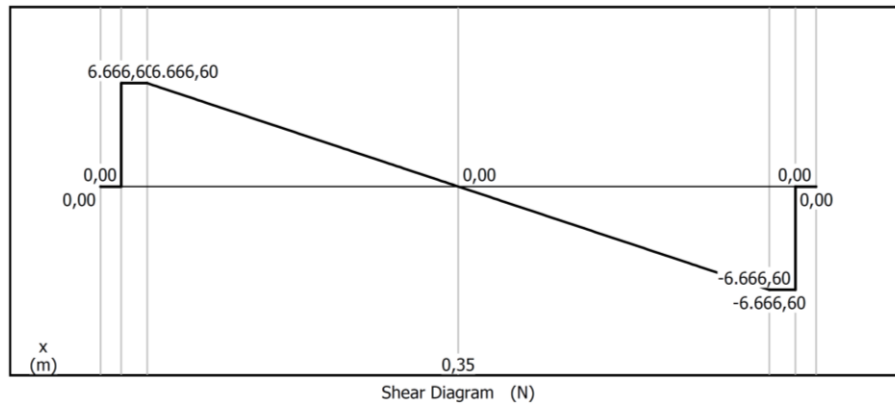


Figura 73 Diagrama de esfuerzo cortante en eje 3, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

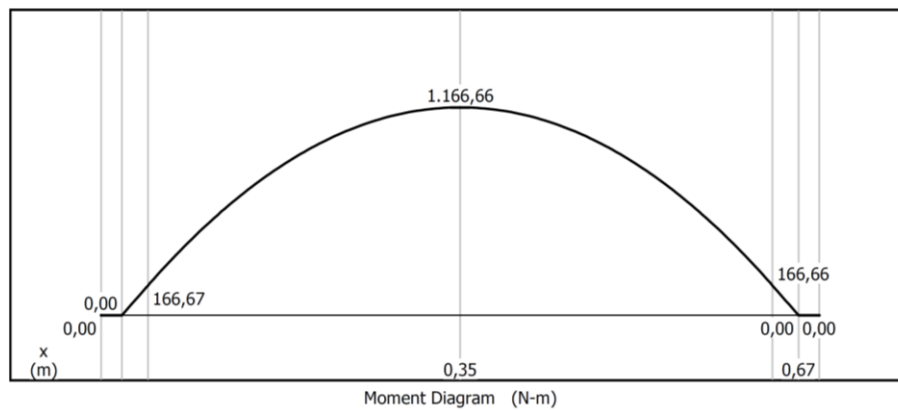


Figura 74 Diagrama de momento flector en eje 3, plano YZ

Fuente: Autor, mediante software MDSolid 4.0

Los momentos flectores en los planos XZ e YZ, generados por las fuerzas de rolado y normal en el rodillo inferior, son los siguientes

$$M_X = 836,3 \text{ Nm}$$

$$M_Y = 1\ 166,6 \text{ Nm}$$

El momento flector resultante generado en el eje 3 se obtiene mediante la ecuación (45)

$$M_{F3} = \sqrt{(836,3 \text{ Nm})^2 + (1\ 166,6 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{F3} = 1\ 435,4 \text{ Nm}$$

Para calcular el par de torsión se emplea nuevamente la ecuación (46)

$$M_{T3} = \frac{559,5 \text{ W} \cdot 0,95}{1,46 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$M_{T3} = 364 \text{ Nm}$$

Para determinar el diámetro mínimo que debe tener el eje 3, se toma los mismos valores para el factor de seguridad, así mismo, el esfuerzo último del acero AISI 4140, $S_y = 621 \text{ MPa}$, y aplicando la ecuación (47)

$$d_{eje3} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,1}{\pi \cdot 621 \text{ MPa}} \sqrt{(1\,435,4 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4}(592 \text{ Nm})^2}}$$

$$d_{eje3} = 30 \text{ mm}$$

La **Tabla 5** muestra un resumen de las magnitudes para las reacciones en los soportes de cada eje, los momentos flectores y torsores generados, así como los diámetros mínimos requeridos.

Tabla 5 Reacciones y momentos generados en los ejes.

	Eje 1	Eje 2	Eje 3
Reacción izquierda X R_{ix} [kN]	3,1	12,15	4,93
Reacción derecha X R_{dx} [kN]	3,1	3,61	4,93
Reacción izquierda Y R_{iy} [kN]	1,11	9,28	6,66
Reacción derecha Y R_{dy} [kN]	1,11	6,18	6,66
Momento flector M_F [Nm]	181,61	1 127,7	1 435,4
Momento torsor [Nm]	383,2	364	592
Diámetro mínimo [mm]	20	28	30

Fuente: Autor

Las reacciones originadas en los soportes de cada eje servirán para el cálculo y selección de los rodamientos.

5.4.1.6 Cálculos para la selección de rodamientos

Rodamientos del eje 1

- Soporte izquierdo:

Se puede comenzar con el cálculo para el rodamiento izquierdo, para ello, hay que determinar la fuerza de reacción resultante, dada por la ecuación (50).

$$F_{ri} = \sqrt{(3,1 \text{ kN})^2 + (1,11 \text{ kN})^2}$$
$$F_{ri} = 3,29 \text{ kN}$$

Ahora, se debe considerar el diámetro mínimo del eje en estudio $d_1 = 20 \text{ mm}$, seguidamente, buscar en el catálogo FAG un rodamiento cuyo diámetro interior coincida con d_1 , y se toma el valor de la capacidad de carga dinámica C .

El rodamiento seleccionado es el 16004, cuyas características más relevantes para el diseño son las siguientes (FAG, 1999, pág. 156).

- $d = 20 \text{ mm}$
- $D = 42 \text{ mm}$
- $b = 8 \text{ mm}$
- Carga dinámica $C = 6,95 \text{ kN}$

La carga equivalente P se calcula por medio de la ecuación (49), sabiendo que no existen cargas axiales sobre el eje en estudio, por ello $F_a = 0 \text{ kN}$.

$$P = 1 \cdot 3,29 \text{ kN} + 0$$
$$P = 3,29 \text{ kN}$$

Para determinar la vida del rodamiento en revoluciones, se emplea la ecuación (48), el exponente de vida para un rodamiento de bolas es $p = 3$.

$$L_{10} = \left(\frac{6,95 \text{ kN}}{3,29 \text{ kN}} \right)^3 \cdot 10^6 \text{ rev}$$
$$L_{10} = 9,42 \times 10^6 \text{ rev}$$

Mediante la ecuación (51) se calcula la duración en horas del rodamiento, teniendo en cuenta la velocidad angular $n = 14 \text{ rpm}$.

$$L_{h10} = \frac{2,77 \times 10^6 \text{ rev}}{14 \text{ rpm} \cdot 60}$$

$$L_{h10} = \mathbf{11\ 222\ h}$$

El factor de esfuerzos dinámicos f_L se calcula por medio de la ecuación (52).

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{11\ 222\ h}{500}}$$

$$f_L = \mathbf{2,82}$$

Este factor se debe comparar con el valor seleccionado en el **Anexo 4** para una máquina con características que mejor se asemejen al caso de estudio, pudiendo tomar el factor de las laminadoras, que está entre 1 y 3.

$$\mathbf{1 \leq 2,82 \leq 3 \checkmark}$$

Debido a que el eje 1 tiene el mismo diámetro, y que las reacciones en ambos soportes son las mismas, se puede seleccionar el mismo rodamiento para el soporte derecho, obteniendo el mismo factor de esfuerzos dinámicos f_L .

Rodamientos del eje 2

El procedimiento es el mismo, pero tomando las reacciones para cada soporte en el eje 2.

- Soporte izquierdo:

$$F_{ri} = \sqrt{(12,15 \text{ kN})^2 + (9,28 \text{ kN})^2}$$

$$F_{ri} = \mathbf{15,28 \text{ kN}}$$

El rodamiento de bolas seleccionado es el 6306, cuyas características más relevantes para el diseño son las siguientes (FAG, 1999, pág. 160).

- $d = 30 \text{ mm}$
- $D = 72 \text{ mm}$
- $b = 19 \text{ mm}$

- Carga dinámica $C = 29 \text{ kN}$

Se debe ajustar el diámetro del eje debido a que no se consigue un rodamiento con 28 mm de pista interior.

La carga equivalente P se calcula por medio de la ecuación (49), así mismo, no existen cargas axiales sobre el eje 2, por lo tanto, $F_a = 0 \text{ kN}$.

$$P = 1 \cdot 15,28 \text{ kN} + 0$$

$$\mathbf{P = 15,28 \text{ kN}}$$

Para determinar la vida del rodamiento en revoluciones, se emplea la ecuación (48), el exponente de vida para un rodamiento de bolas es $p = 3$.

$$L_{10} = \left(\frac{29 \text{ kN}}{15,28 \text{ kN}} \right)^3 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$\mathbf{L_{10} = 6,83 \times 10^6 \text{ rev}}$$

Mediante la ecuación (51) se calcula la duración en horas del rodamiento, teniendo en cuenta la velocidad angular $n = 14 \text{ rpm}$.

$$L_{h10} = \frac{6,83 \times 10^6 \text{ rev}}{14 \text{ rpm} \cdot 60}$$

$$\mathbf{L_{h10} = 8\ 138,5 \text{ h}}$$

El factor de esfuerzos dinámicos f_L se calcula por medio de la ecuación (52).

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{8\ 138,5 \text{ h}}{500}}$$

$$\mathbf{f_L = 2,53}$$

$$\mathbf{1 \leq 2,53 \leq 3 \checkmark}$$

- Soporte derecho:

$$F_{rd} = \sqrt{(3,61 \text{ kN})^2 + (6,18 \text{ kN})^2}$$

$$\mathbf{F_{rd} = 7,15 \text{ kN}}$$

El rodamiento de bolas seleccionado es el 16006, cuyas características más relevantes para el diseño son las siguientes (FAG, 1999, pág. 158).

- $d = 30 \text{ mm}$
- $D = 55 \text{ mm}$
- $b = 9 \text{ mm}$
- Carga dinámica $C = 11,2 \text{ kN}$

La carga equivalente P , por medio de la ecuación (49), es

$$P = 1 \cdot 7,15 \text{ kN} + 0$$
$$P = 7,15 \text{ kN}$$

Para determinar la vida del rodamiento en revoluciones, se emplea la ecuación (48),

$$L_{10} = \left(\frac{11,2 \text{ kN}}{7,15 \text{ kN}} \right)^3 \cdot 10^6 \text{ rev}$$
$$L_{10} = 3,84 \times 10^6 \text{ rev}$$

Mediante la ecuación (51) se calcula la duración en horas del rodamiento, teniendo en cuenta la velocidad angular $n = 14 \text{ rpm}$.

$$L_{h10} = \frac{3,84 \times 10^6 \text{ rev}}{14 \text{ rpm} \cdot 60}$$
$$L_{h10} = 4\,575,7 \text{ h}$$

El factor de esfuerzos dinámicos f_L se calcula por medio de la ecuación (52).

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{4\,575,7 \text{ h}}{500}}$$
$$f_L = 2,1$$
$$1 \leq 2,1 \leq 3 \checkmark$$

Rodamientos del eje 3

- Soporte izquierdo:

$$F_{ri} = \sqrt{(4,93 \text{ kN})^2 + (6,66 \text{ kN})^2}$$

$$\mathbf{F_{ri} = 8,28 \text{ kN}}$$

El rodamiento de bolas seleccionado es el 6006, cuyas características más relevantes para el diseño son las siguientes (FAG, 1999, pág. 158)

- d = 30 mm
- D = 55 mm
- b = 13 mm
- Carga dinámica C = 12,7 kN

La carga equivalente P, por medio de la ecuación (49), es

$$P = 1 \cdot 8,28 \text{ kN} + 0$$

$$\mathbf{P = 8,28 \text{ kN}}$$

Para determinar la vida del rodamiento en revoluciones, se emplea la ecuación (48),

$$L_{10} = \left(\frac{12,7 \text{ kN}}{8,28 \text{ kN}} \right)^3 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$\mathbf{L_{10} = 3,61 \times 10^6 \text{ rev}}$$

Mediante la ecuación (51) se calcula la duración en horas del rodamiento, teniendo en cuenta la velocidad angular n = 14 rpm.

$$L_{h10} = \frac{3,61 \times 10^6 \text{ rev}}{14 \text{ rpm} \cdot 60}$$

$$\mathbf{L_{h10} = 4\,295,7 \text{ h}}$$

El factor de esfuerzos dinámicos f_L se calcula por medio de la ecuación (52).

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{4\,295,7 \text{ h}}{500}}$$

$$\mathbf{f_L = 2,05}$$

$$1 \leq 2,05 \leq 3 \checkmark$$

- Soporte derecho:

Como sucedió con el eje 1, ambos soportes presentan las mismas reacciones y el mismo diámetro, por lo que, lo más conveniente es seleccionar el mismo rodamiento para ambos extremos del eje 3.

En resumen, todos los rodamientos seleccionados del catálogo de FAG presentan un factor de esfuerzos dinámicos considerablemente bueno, indicando una larga duración a plena carga de la máquina, por lo tanto, obteniendo un factor de esfuerzos dinámicos por encima del valor mínimo.

Tabla 6 Rodamientos seleccionados para cada eje de la máquina.

	Diámetro requerido	Rodamiento izquierdo	Rodamiento derecho
Eje 1	20 mm	16004	16004
Eje 2	30 mm	6303	16006
Eje 3	30 mm	6006	6006

Nota: Todos los elementos seleccionados corresponden a rodamientos rígidos de bolas, de una hilera.

5.4.1.1 Cálculo de chavetas

- Chaveta de engranaje 1

Para el diseño de la chaveta que transmitirá el par torsional desde el eje 1 hasta el cubo del engranaje 1, se puede seleccionar un acero AISI 1020 con un esfuerzo admisible al corte de $S_y = 420$ MPa, y un factor de seguridad $N = 1,5$ como menciona (Hamrock y otros, 2000). La base y la altura de la chaveta se puede seleccionar del catálogo de Rodavigo, **Anexo 6**, en función del diámetro del eje $d_{eje1} = 20$ mm, por lo que se tiene una cuña cuadrada de base $b = 6$ mm por altura $h = 6$ mm.

Mediante la ecuación (56) se obtiene el esfuerzo cortante admisible por la chaveta, por la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_d = \frac{0,5 \cdot 420 \text{ MPa}}{1,5}$$

$$\tau_d = 140 \text{ MPa}$$

Finalmente, la longitud requerida por la chaveta L_{ch} para que no falle se determina con la ecuación (57), recordando que, el torque en el eje 1 corresponde al momento torsor $M_T = 383,2 \text{ Nm}$.

$$L_{ch1} = \frac{2 \cdot 383,2 \text{ Nm}}{140 \text{ MPa} \cdot 0.02 \text{ m} \cdot 0.006 \text{ m}}$$

$$L_{ch1} = 45,5 \text{ mm} \approx 46 \text{ mm}$$

Siguiendo las instrucciones del fabricante para el diseño del chavetero correspondiente, éste tendrá una profundidad de 3,5 mm tanto en el eje como en el cubo del engranaje, con una tolerancia de + 0,1 mm.

- Chaveta de engranaje 2

Para la chaveta del segundo engranaje, se debe considerar el diámetro mínimo del eje 2 $d_{eje2} = 28 \text{ mm}$, por lo que sus dimensiones serán $b = 8 \text{ mm}$ y $h = 7 \text{ mm}$, y se procede con la misma metodología de cálculo aplicada para la chaveta 1. El material será igualmente el acero AISI 1020 estirado en frío.

$$L_{ch2} = \frac{2 \cdot 364 \text{ Nm}}{140 \text{ MPa} \cdot 0.028 \text{ m} \cdot 0.007 \text{ m}}$$

$$L_{ch2} = 26,5 \text{ mm} \approx 27 \text{ mm}$$

El chavetero para esta cuña tendrá una profundidad de 5 mm en el eje, mientras que, en el cubo será de 3,3 mm.

- Chaveta del motor

Esta chaveta estará ubicada a un extremo del eje 1, y será la encargada de transmitir el par proporcionado por el motor hacia toda la máquina, por lo que, se emplea la potencia de diseño para determinar el torque mediante la ecuación (46).

$$M_T = \frac{1119 \text{ W}}{1,46 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$M_T = 766,4 \text{ Nm}$$

Con la ecuación (57) se determina la longitud para la chaveta principal L_{chP}

$$L_{chP} = \frac{2 \cdot 766,4 \text{ Nm}}{140 \text{ MPa} \cdot 0,02 \text{ m} \cdot 0,006 \text{ m}}$$

$$L_{chP} = 91 \text{ mm} \approx 95 \text{ mm}$$

La profundidad del chavetero en el eje será de 3 mm, con una tolerancia de + 0,1 mm.

Tabla 7 Dimensiones calculadas de las chavetas.

	Chaveta principal	Chaveta eje 1	Chaveta eje 2
Base [mm]	6	6	8
Altura [mm]	6	6	7
Longitud [mm]	95	46	27

Nota: Estas dimensiones corresponden a chavetas del mismo material, acero AISI 1020 estirado en frío.

5.4.1.2 Cálculo de soldadura

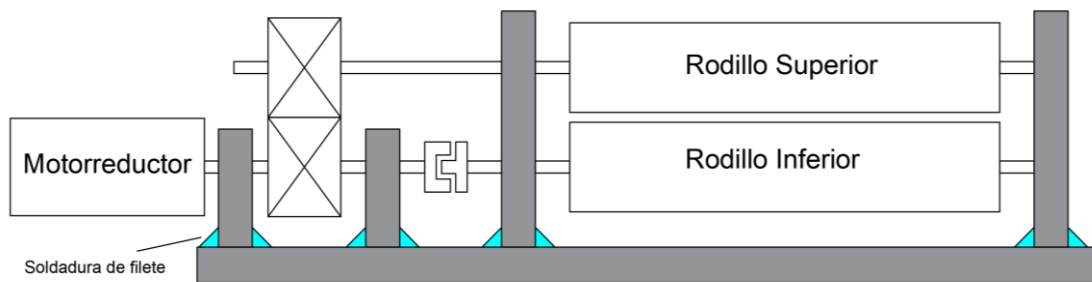


Figura 75 Esquema de suelda de la estructura

Fuente: Autor

En la **Figura 75** se puede observar la soldadura requerida para unir los castillos que soportan a los componentes mecánicos sobre la bancada. El tipo de soldadura corresponde a una unión en T, como se vio en la **Figura 30 a**), y se empleará la soldadura de tipo filete donde el esfuerzo cortante al que estará sometida la soldadura está dado por la ecuación (58). La fuerza F vendría a ser únicamente una fuerza de compresión, dada por el peso de los componentes mecánicos diseñados hasta el momento, y l corresponde a la medida de la base de cada castillo, como se ve en la **Figura 76**.

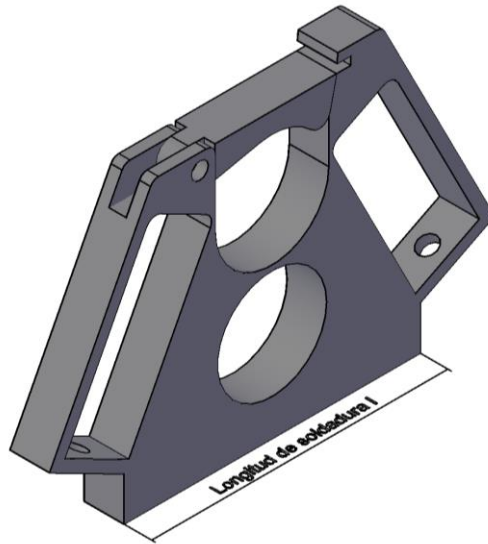


Figura 76 Castillo de la máquina

Fuente: Autor

Para la bancada se seleccionó una plancha de acero ASTM A36 de 6 mm de espesor, con ese valor se extrae la medida mínima del cateto h_e de la soldadura empleando el **Anexo 8**, teniendo así $h_e = 3$ mm, y una longitud de la garganta de soldadura de 13 cm, ya que los rodillos tienen un diámetro de 125 mm, por lo tanto el esfuerzo cortante es igual a

$$\tau = \frac{588,6 \text{ N}}{0,707 \cdot 0,003 \text{ m} \cdot 0,13 \text{ m}}$$

$$\tau = 2,13 \text{ MPa}$$

Empleando un electrodo convencional 6011, y revisando su valor de resistencia a la fluencia en el **Anexo 9** de $S_y = 50 \text{ ksi} \rightarrow 344,7 \text{ MPa}$, se cumple la siguiente igualdad

$$2,13 \text{ MPa} < 344,7 \text{ MPa} \checkmark$$

5.4.2 Segundo objetivo

5.4.2.1 Selección del motorreductor

Para el accionamiento de la máquina, primeramente, se selecciona el motor que la alimentará en función de sus requerimientos, como la potencia de diseño obtenida anteriormente, que es de $P_{dis} = 1,07 \text{ kW} \rightarrow 1,43 \text{ hp}$, éste valor concretamente no existe en el mercado, por lo que se tomará el inmediato superior que es 1,5 hp; la velocidad requerida es

de 14 rpm, por lo tanto, se seleccionará un motorreductor monofásico de 1,5 hp (1,12 kW), mecanismo de reducción por sinfín-corona, con eje hueco para poder acoplarse al eje de transmisión de la máquina, en se muestra el modelo seleccionado. El propósito de que funcione con una sola fase es para que pueda trabajar en cualquier taller que disponga de una instalación eléctrica monofásica.

5.4.2.2 Diseño del circuito de fuerza o potencia

Seccionador portafusibles

Para proteger al motor contra cortocircuitos o sobre corrientes, se debe incorporar un seccionador portafusibles al inicio del circuito de potencia, éste será de 2 polos, y la corriente que determinará el dispositivo se calcula mediante la ecuación (60).

$$I = \frac{1\,119\text{ W}}{110\text{ V}}$$
$$I = 10,17\text{ A}$$

El breaker debe poder soportar hasta un 125% de esta corriente antes que se active el mecanismo de interrupción de la energía, por lo tanto, esta corriente asignada I_n será

$$I_n = 12,71\text{ A}$$

Contactores

Ya que se requiere que el motorreductor funcione en ambos sentidos, se opta por emplear 3 contactores tripolares, un contactor alimentará la bobina de trabajo, mientras que los otros dos alternarán la alimentación de la bobina de arranque para invertir el sentido de giro.

Relé térmico

La **Figura 77** indica el circuito de fuerza para el arranque del motorreductor seleccionado, en doble sentido de giro, con las debidas protecciones contra cortocircuitos y sobrecargas del motor.

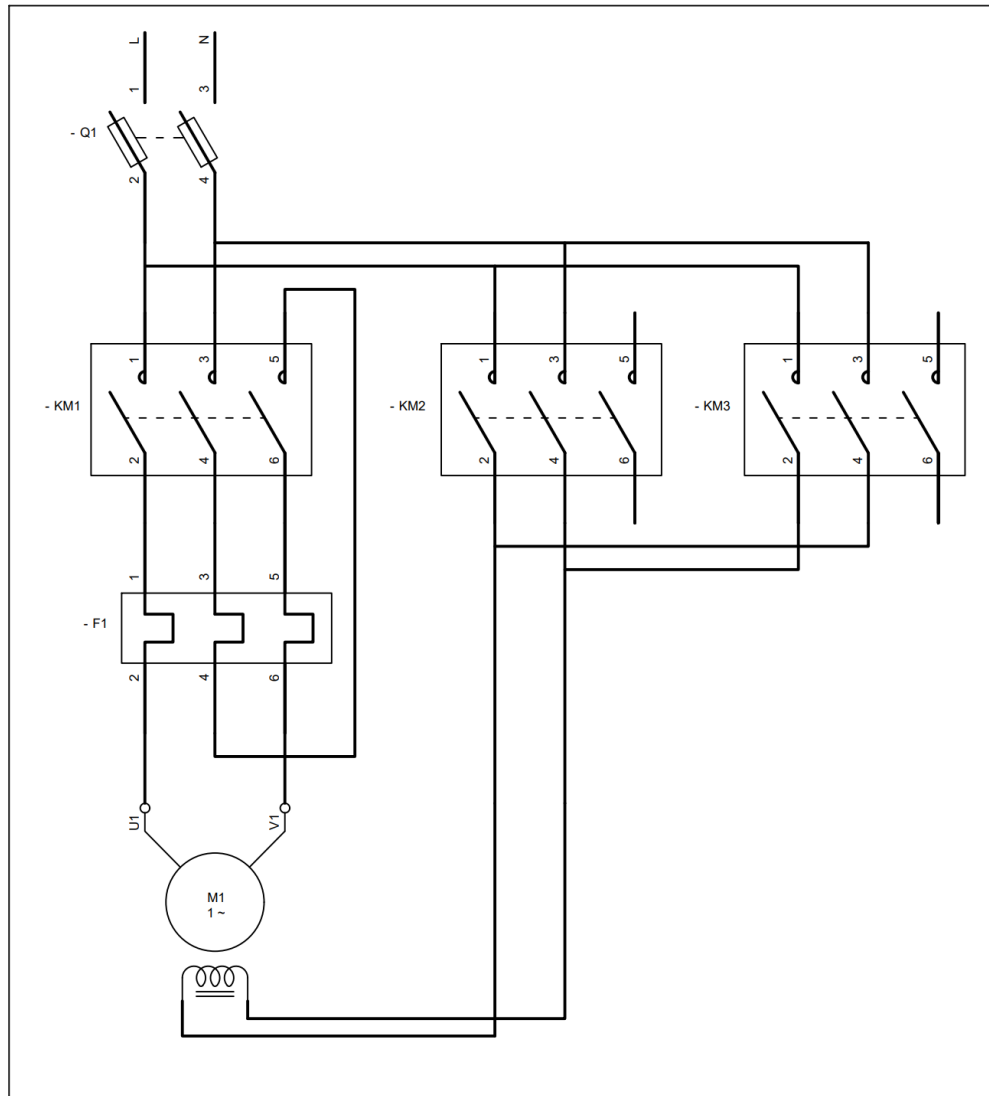


Figura 77 Circuito de fuerza de la máquina

Fuente: Autor, realizado mediante el software AutoCAD, simulación en Cade Simu

5.4.2.3 Diseño del circuito de control

Para el circuito de control o mando, se debe emplear los dispositivos convenientes para un manejo sencillo y seguro para el operario de la máquina, también debe contener las debidas luminarias para señaléticas que indiquen los procesos que se están llevando a cabo.

Pulsadores

Se debe ubicar un botón tipo hongo de 22 mm, color rojo al inicio del circuito para que sirva como parada de emergencia, debe permanecer visible para el operador en caso de surgir algún percance y así poder detener el proceso instantáneamente.

El tablero de mando también debe constar de un pulsador NA color verde de 22 mm, para encender la bobina del contactor común, así mismo, un pulsador NC color rojo que la

5.4.3 Tercer objetivo

Para la elaboración de los planos se optó por presentar una vista general de la parte mecánica de la máquina, con una vista isométrica y vistas frontal y lateral para cubrir cada ángulo de la misma. Se dividió la máquina en 3 segmentos principales: la estructura, los bastidores para los rodillos y la transmisión de potencia.

La estructura, conformada por los soportes y la bancada, es de acero ASTM A36 de 6 mm de espesor, el resto de sus componentes son pernos hexagonales con tuerca y arandela para sujetar las piezas.

Los bastidores para rodillos son piezas de acero ASTM A36 con espesor $e = 20$ mm, están proyectados para que se puedan trabajar mediante corte por plasma y corregir posteriormente con herramientas manuales para una posible construcción, o mecanizadas mediante fresado CNC, por lo que es importante tener un modelado preciso.

La transmisión de potencia contempla un par de engranajes cilíndricos rectos de módulo 5 mm y 25 dientes cada uno, los mismos se pueden representar mediante el uso de las herramientas para modelado 3D del software AutoCAD, o se puede optimizar dicho procedimiento haciendo uso del “toolbox” de sólidos concedido por softwares CAD.

En el diseño general de la máquina intervienen algunos componentes que no necesariamente se deben esquematizar, pero sí tener en cuenta para su inserción en el ensamble, estos pueden ser elementos de sujeción como pernos hexagonales, tuercas, arandelas, anillos de retención, acoples para ejes, rodamientos, debido a que vienen ya normalizados, pero sí es necesario recurrir a los diferentes catálogos para extraer sus dimensiones.

6. Resultados

Culminados los cálculos para cada componente de la máquina, se presentan los resultados de forma general

En la **Tabla 8** se encuentran los diámetros y longitudes para cada eje de la máquina

Tabla 8 Dimensiones de los ejes de la máquina.

	Eje 1 (Transmisión)	Eje 2 (Superior)	Eje 3 (Inferior)
Material	Acero aleado AISI 4140		
Diámetro mínimo	20 mm	30 mm	30 mm
Longitud	15 cm	85 cm	69 cm

Nota: Las medidas iniciales fueron calculadas matemáticamente, algunas de ellas se ajustaron mínimamente para que coincidieran en la máquina durante el modelado 3D.

La **Tabla 9** muestra las dimensiones para la transmisión por engranajes cilíndrico rectos de la máquina.

Tabla 9 Características de la transmisión por engranajes.

Característica	Valor
Material	Eje de acero templado 50 HC grado 2
Resistencia del material (S_t)	379 MPa
Módulo (m)	35 mm
Número de dientes (N)	25
Ancho de cara (F)	60 mm
Diámetro primitivo (D)	125 mm
Diámetro exterior (D_o)	135 mm
Diámetro de raíz (D_R)	112,5 mm

Nota: Valores obtenidos mediante la metodología de cálculo.

Los cojinetes para los rodillos superior e inferior fueron seleccionados del catálogo de rodamientos FAG, siguiendo la metodología allí presente para cada eje, donde los resultados se resumen en la **Tabla 10**.

Tabla 10 Cojinetes seleccionados para cada eje.

		Izquierdo	Derecho
Eje 1	Tipo	Rígido de bolas, 1 hilera	
	Denominación	16004	
	Diámetro pista exterior	42	
	Diámetro pista interior	20	
	Longitud	8	
Eje 2	Tipo	Rígido de bolas, 1 hilera	
	Denominación	6306	16006
	Diámetro pista exterior	72	55
	Diámetro pista interior	30	30
	Longitud	19	9
Eje 3	Tipo	Rígido de bolas, 1 hilera	
	Denominación	6006	
	Diámetro pista exterior	55	
	Diámetro pista interior	30	
	Longitud	13	

Nota: Dimensiones obtenidos mediante la metodología de cálculo del catálogo de FAG (1999). Todas las medidas están dadas en milímetros.

En la **Tabla 11** se exponen las dimensiones de cada chaveta con su respectivo chavetero para los engranajes motriz y conducido, así como la del motor.

Tabla 11 Dimensiones de las chavetas y chaveteros.

Chaveta de:	Motor	Engranaje 1	Engranaje 2
Material	AISI 1020 estirado en frío		
Base	6	6	8
Altura	6	6	7
Longitud	95	46	27
Profundidad en el eje	3,5	3,5	5
Profundidad en el cubo	3,5	3,5	3,3
Tolerancia	+ 0,1	+ 0,1	-

Nota: Todos los resultados están en mm, obtenidos mediante la metodología de cálculo de Mott (2006), dimensiones tomadas del catálogo de chavetas Rodavigo.

Se implementaron en el diseño algunos elementos de sujeción como pernos, tuercas, anillos de retención, los mismos se exponen en la **Tabla 12**.

Tabla 12 Diferentes elementos de sujeción normalizados.

Objeto	Medidas	Cantidad
Perno hexagonal paso normal	M 8x1	8
	M 10x1,5	2
	M 11x1,5	2
Tornillo de cabeza de flor	M 10x1,5	4
Anillo de retención DSH-23	Ø 30 mm	1
Anillo de retención DSH-25	Ø 30 mm	12

Nota: Valores obtenidos mediante la metodología de cálculo.

Las características del motor seleccionado cuyas prestaciones mejor se acoplaron para dar funcionamiento a la máquina se presentan en la siguiente tabla

Tabla 13 Especificaciones técnicas del motorreductor seleccionado.

Marca	WEG
Potencia	1,12 kW (1,5 hp)
Voltaje	110 V monofásico
Tipo de reducción	Sinfín-corona
Relación entre ejes	Ortogonal
Velocidad de salida	14 rpm
Eje	Hueco
Material de la caja reductora	Aluminio fundido

Fuente: Datos extraídos del catálogo de motores Watt Drive WEG.

El material seleccionado para los componentes que conforman la estructura de la máquina es el perfil laminado de acero ASTM A36 con espesores de 6, 12 y 18 mm (ver **Anexo 7**).

Los componentes eléctricos que conformaron los tableros de potencia y mando se muestran en la **Tabla 14**.

Tabla 14 Materiales y dispositivos eléctricos para el accionamiento.

Circuito de potencia	
Dispositivo	Cantidad
Seccionador porta fusibles	1
Contactador 3 polos	3
Relé térmico	1
Cable sólido	2 m aprox.
Riel DIN de 35 mm	1 m
Circuito de control	
Parada de emergencia 22 mm	1
Botón NA 22 mm	1
Botón NC 22 mm	1
Luz piloto verde 22 mm	1
Luz piloto rojo 22 mm	1
Luz piloto verde intermitente 22 mm	2
Pedal industrial doble con parada de emergencia	1
Cable AWG N° 18 tipo TFF	3 m aprox.

Fuente: Autor.

En la **Figura 79** se presenta una vista general del modelado 3D ya culminado, se asignó diversos materiales desde la biblioteca de AutoCAD a cada componente, para tener un resultado más aproximado a la realidad. Sus dimensiones finales son 1 m x 0,20 m x 0,50 m (longitud x fondo x altura), y está diseñada para empotrarse sobre una mesa de trabajo.

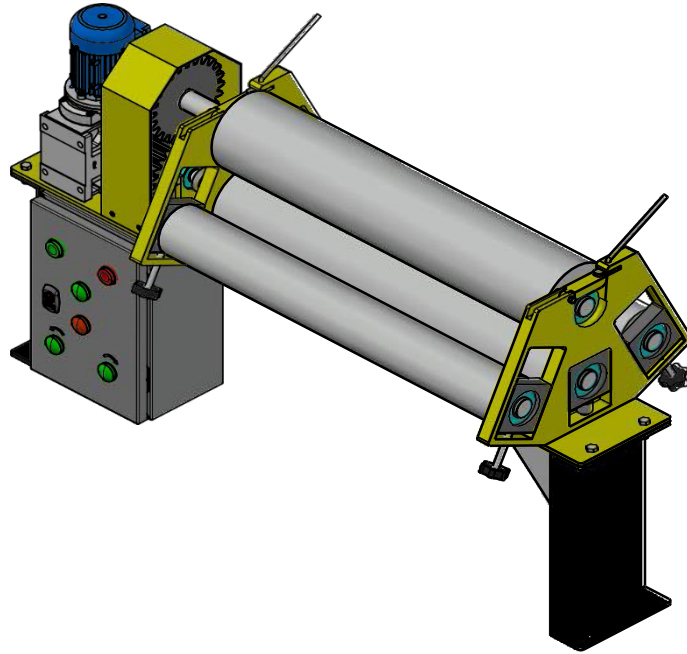


Figura 79 Modelado 3D de la máquina roladora de láminas.

Fuente: Autor, realizado mediante el software AutoCAD.

7. Discusión

La metodología propuesta para diseñar el rodillo superior dio como resultado un diámetro mínimo de 120 mm para evitar la deflexión durante el proceso de rolado, a su vez, este diámetro se tuvo que comprobar para los esfuerzos de contacto generados entre el rodillo y la plancha, obteniendo así esfuerzos de contacto menores que la resistencia del material seleccionado (621 MPa). El rodillo inferior tiene el mismo diámetro, ya que, al poseer la misma velocidad angular que el superior, la velocidad lineal debe ser la misma para tener un avance uniforme del material durante el rolado. El procedimiento para calcular el diámetro mínimo de cada eje de la máquina corresponde a la teoría de la energía de distorsión, tal como se ve en el proyecto del autor Coronel (2022), donde considera los momentos flectores y de torsión generados en cada eje, así como un factor de seguridad de 1,1 tomando como guía el método de Pugsley (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000), obteniéndose así un diámetro de 28 mm para el eje 1, y 30 mm para los ejes 2 y 3 de la roladora.

Durante el modelado de los componentes mecánicos es normal que se requiera alterar ciertas medidas para que encajen correctamente entre sí, tal es el caso de los rodillos superior e inferior, que, como se vio en el diseño de la transmisión por engranajes cilíndricos, se tuvo que aumentar su diámetro de 120 mm a 125 mm debido a la distancia final entre centros de los engranajes, esto para que puedan tener contacto entre sí y poder apretar las planchas sin dificultad. Como menciona Mott (2006), el diseño de una máquina resulta ser un proceso iterativo, cuyo resultado será el que mejor se ajuste a los criterios de evaluación y al funcionamiento deseado, por lo tanto adquiere validez la decisión tomada, siempre y cuando no se comprometa el desempeño de la máquina.

Se designó el acero aleado AISI 4140 para el cálculo de todos los rodillos, coincidente con Cocha & Jumbo (2015), empleado en el diseño y construcción de una baroladora semiautomática para planchas de 2 400 mm de longitud, debido a su buena tenacidad y resistencia mecánica, volviéndolo apto para esfuerzos de fatiga y torsión en secciones pequeñas y medianas, además de poder adquirir tratamientos superficiales como el temple directo (a la llama o por inducción), o cementación para obtener una mayor dureza.

La distancia entre los rodillos laterales para este caso es de 12 cm, ésta difiere de otros diseños según sean los requerimientos impuestos, como presenta Gamarra (2016), en su diseño de una roladora de 4 rodillos para planchas de hasta 20 mm de espesor, teniendo una separación

de 60 cm entre ellos; o como se evidencia en el proyecto de Iza (2007), cuya roladora manual para laboratorio tiene una separación entre rodillos laterales de 10 cm, concluyendo que esta magnitud varía en función de la capacidad de la máquina y del tamaño de los rodillos, siendo que, a mayor distancia mejora la capacidad de rolado.

Se seleccionó un motorreductor sinfín-corona ortogonal para el accionamiento de la máquina, cuya salida sea la más aproximada a la velocidad angular requerida, esta alternativa es la más empleada en diseños presentados por otros autores, como Mejía (2011), cuyo prototipo presenta un motorreductor de engranajes planetarios. Caso contrario, se tendría la obligación de diseñar diferentes transmisiones de potencia para reducir la velocidad desde el motor hasta la máquina, aumentando así el volumen, peso, costo de materiales y de mano de obra, como es el caso del proyecto de los autores Cocha & Jumbo (2015), en donde emplean una transmisión por correas trapezoidales, con poleas de 140 mm y 280 mm, posteriormente, una transmisión por cadena de paso 1, doble hilera, con piñón y catalina de 18 y 40 dientes, respectivamente.

Se definió un accionamiento mediante contactores y botoneras, o interruptores de pedal para maniobrar el cambio de giro del motorreductor, éste método suele ser el más común para el accionamiento de diversa maquinaria electromecánica, pero, dado el caso de que se incorporen más actuadores como pistones hidráulicos, finales de carrera, etc. si la máquina lo requiriera, se podría automatizar los procesos mediante la instalación de un PLC (Control Lógico Programable), como así lo presentan Cocha & Jumbo, (2015), o una tarjeta de control para aplicaciones específicas dentro de la industria, donde los requerimientos son mayores, como una Raspberry, con sus respectivos accesorios para la comunicación entre el operador y la máquina, a fin de optimizar el trabajo.

8. Conclusiones

Culminado el presente trabajo de titulación, se exponen las siguientes conclusiones:

- Se seleccionó un motorreductor sinfín corona de 110 V, potencia de 1,5 hp y 14 rpm a la salida, el eje 1 o “de transmisión” tiene un diámetro de 20 mm y longitud total de 25 cm para alojar la chaveta del motor, apoyado sobre dos rodamientos rígidos de bolas, denominación 16004. El eje 2 o superior tiene un diámetro mínimo de 30 mm, longitud de 85 cm, y el eje 3 correspondiente al rodillo inferior un diámetro de 30 mm y 69 cm de longitud. Se empleó el acero AISI 4140 para todos los ejes. El diseño de la transmisión por engranajes cilíndrico rectos es de acero templado 50 HC grado 2, módulo 5 mm, 25 dientes para ambos componentes, 60 mm de ancho de cara, diámetro primitivo de 125 mm, cada uno acoplado a su eje por medio de una chaveta en acero AISI 1020 estirado en frío, para el engranaje 1 corresponde una chaveta cuadrada de (6x6) mm y 46 mm de longitud, mientras que para el engranaje 2 una chaveta de (8x7) mm y 27 mm de longitud. El material seleccionado para la estructura de la roladora fue el acero ASTM A36 con acabado de acero negro, debido a las buenas propiedades que presenta para soldadura y juntas empernadas.
- El arranque del motor seleccionado es mediante 3 contactores tripolares para invertir el giro, cuenta con un seccionador portafusibles para protegerlo contra sobrecargas y un relé térmico para evitar fallas por sobrecalentamiento. El tablero de control contiene botoneras de 22 mm para el encendido y apagado de la máquina, un botón tipo hongo para la parada de emergencia, y luces piloto LED para la respectiva señalización de los procesos. El control de la máquina puede ser mediante botoneras o interruptores de pedal industrial.
- Se dividió el mecanismo general de la máquina en 3 partes principales, la transmisión, que contiene a los engranajes, chavetas y eje de transmisión; mecanismo de rolado, donde se encuentran los rodillos y los castillos de la máquina, y por último la estructura, conformada por la bancada y los soportes. De cada pieza se extrajo sus vistas frontal y lateral para el respectivo acote de sus dimensiones. Así mismo se representó, el tablero de mando de la máquina.

9. Recomendaciones

Para la elaboración de proyectos referentes a diseño de máquinas, se exponen las siguientes recomendaciones:

- Elaborar hojas de cálculo en softwares especializados para acelerar el proceso de diseño de cada componente, debido a que puede haber la necesidad de cambiar con frecuencia las características de cada uno de ellos.
- Trabajar la metodología de cálculo a la par que el modelado 3D de cada pieza, para así evitar en la medida de lo posible obstrucciones entre las partes de la máquina.
- Considerar los procedimientos que se llevarían a cabo en una posible construcción de la roladora, para evitar diseños de piezas muy complejas o directamente imposibles de manufacturar, de preferencia que se desarrollen sin complejidad dentro de la localidad; así mismo, revisar y manejar catálogos nacionales o distribuidores más cercanos en mayor medida, para facilitar la obtención de materiales y componentes que requiera la máquina.
- Profundizar la búsqueda de información referente a la deflexión de materiales bajo las condiciones de estudio, preferentemente con aplicación de ensayos prácticos, manejando planchas de acero de diversas dimensiones y materiales.

10. Bibliografía

- Budynas, R., y Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill.
- Budynas, R., y Nisbett, K. (2015). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill.
- CEM. (2020). <https://cem.com.mx/anillos-retencion-externo-metrico.php>
- Cocha, L., y Jumbo, D. (2015). *Diseño y construcción de una baroladora semiautomática para planchas de 2400 mm de longitud, con espesores desde 2 mm hasta 12 mm*. Quito.
- Cosmos. (5 de Junio de 2021). *Online Cosmos*. <https://www.cosmos.com.mx/wiki/rolado-bx7b.html>
- Dipac. (2022). *Dipac*.
- Direct Industry. (5 de Junio de 2021). *Direct Industry*. <https://www.directindustry.es/prod/tennsmith/product-112233-1164169.html>
- Dunlop Argentina. (2023). https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/Correas_Dunlop.pdf
- Exhibir. (2023). *Exhibir*.
- FAG. (1999). *Rodamientos FAG*. Barcelona: TECFOTO S.L.
- Faires, V. M. (1999). *Diseño de elementos de máquinas*. Barcelona: Montaner y Simón S.A.
- Fernando Machado, C. A. (2 de Junio de 2021). *Taller La Guardia*. <https://tallerlaguardia8199.files.wordpress.com/2017/03/apunte-electricidad-ind-3.pdf>
- Gerin, M. (1999). *Telesquemario*.
- Gestión de Compras. (9 de Marzo de 2002). *Cojinetes y Rodamientos*.
- Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., y Schmid, S. R. (2000). *Elementos de máquinas*. México: Interamericana editores S.A.
- Hibbeler, R. C. (2010). *Estática, Ingeniería Mecánica*. México: Pearson Education.
- Inselec. (Junio de 2023). <https://inselec.com.ec/store/inicio/2828-contactor-trifasico-9a-220v-ref-v-0101-.html>
- Mercado Libre. (2021).
- MG. (5 de Junio de 2021). *MG*. https://mgsrl.com/es/portfolio_page/cilindradora-4-rodillos/
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: PEARSON EDUCATION.
- Nieto, A. J. (2007). *Elementos de máquinas*. Ciudad Real.
- Potencia y Tecnología. (2 de Junio de 2021). https://potenciaytecnologia.com/cajas-y-tableros/Sandvik_Coromant
- Sandvik Coromant. (2023).

SyBCAD Design. (2023). <http://sybcad.blogspot.com/2016/04/plano-eje-escalonado.html>

Tramontina. (3 de Junio de 2021). *Tramontina*.
<https://www.tramontina.com.br/es/p/58013031-527-interruptor-termomagnetico-tr6ka-3p-2a-curva-c>

Utilmac. (5 de Junio de 2021). *Utilmac*. <https://www.utilmac.com/cilindros-curvadores/?lang=es>

Uxcell. (2 de 6 de 2021). *Amazon.com.mx*. <https://www.amazon.com.mx/Pieces-Yellow-Green-Pilot-Indicator/dp/B00P1185U0>

Volta. (5 de Junio de 2021). *Volta Maquinaria*. <http://voltamaquinaria.com/producto/roladora-de-3-rodillos-asimetrica%2C-modelo-ASI/>

WEG. (23 de mayo de 2021).

11. Anexos

Anexo 1 Características de factor de seguridad A, B, C, D y E.

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

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

^a ms = muy serio, s = serio y ns = no serio.
D = peligro para el personal.
E = impacto económico.

^a mb = muy bien, b = bien, r = regular y p = pobre.
A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección.
B = control sobre la carga aplicada a la parte.
C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

Fuente: (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

Anexo 2 Números de calidad AGMA recomendados.

Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso	
0-800	6-8	0-4	
800-2000	8-10	4-11	
2000-4000	10-12	11-22	
Más de 4000	12-14	Más de 22	

Fuente: (Mott, 2006)

Anexo 3 Esfuerzo admisible para diferentes tipos de acero templado.

Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{af} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR 15N	Vea la figura 9-14			150	163	175
84.5 HR 15N	Vea la figura 9-14			155	168	180
Nitrurados, nitralloy 135M: ^a						
87.5 HR 15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR 15N	Vea la figura 9-15			170	183	195
Nitrurados, nitralloy N: ^a						
87.5 HR 15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR 15N	Vea la figura 9-15			172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio)						
87.5 HR 15N	Vea la figura 9-15			155	172	189
90.0 HR 15N	Vea la figura 9-15			176	196	216

Fuente: Norma AGMA 2001-C95.

Anexo 4 Valores de orientación para el factor de vida de rodamientos.

Dimensionado		
Valores de orientación para f_L y valores usuales de cálculo		
Lugar de aplicación	Valor f_L que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Construcciones navales		
Rodamientos de empuje para barcos	3 ... 4	Empuje máximo de la hélice; velocidad nominal
Rodamientos del eje principal	4 ... 6	Peso proporcional del eje; velocidad nominal $f_z = 2$
Transmisiones grandes	2,5 ... 3,7	Potencia nominal; velocidad nominal
Transmisiones pequeñas	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Accionamientos de botes	1,5 ... 2,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Rodamientos del timón		
cargados estáticamente por la presión del timón, el peso y el accionamiento		
Maquinaria agrícola		
Tractores agrícolas	1,5 ... 2	igual que vehículos
Maquinaria autopropulsada	1,5 ... 2	igual que vehículos
Maquinaria de temporada	1 ... 1,5	Potencia máxima; velocidad nominal
Maquinaria de construcción		
Niveladoras, cargadoras	2 ... 2,5	igual que vehículos
Excavadoras / equipo tractor	1 ... 1,5	par medio del motor hidrostático;
Excavadoras / equipo giratorio	1,5 ... 2	velocidad media
Apisonadoras vibratorias, excitadoras	1,5 ... 2,5	Fuerza centrífuga · f_z (Factor $f_z = 1,1$ a $1,3$)
Compactadoras	1 ... 1,5	
Motores eléctricos		
Motores eléctricos para aparatos electrodomésticos	1,5 ... 2	peso del rotor · f_z ; velocidad nominal
Motores estándar	3,5 ... 4,5	factor $f_z = 1,5$ a 2 para máquinas estacionarias
Motores grandes	4 ... 5	$f_z = 1,5$ a $2,5$ para motores de tracción
Motores de tracción	3 ... 3,5	para accionamientos por piñón; grupos de cargas con velocidades correspondientes
Instalaciones siderúrgicas y de laminación		
Laminadores	1 ... 3	carga media de laminado; velocidad de laminación valor f_L según tipo de laminador y programa de laminado
Accionamiento de laminadores	3 ... 4	Par nominal o máximo; velocidad nominal
Tren de rodillos	2,5 ... 3,5	Peso del material, golpes; velocidad de laminación
Máquinas de fundición por centrifugación	3,5 ... 4,5	Peso, masa excéntrica; número de revoluciones nominal
Convertidores		
solicitados estáticamente por el peso máximo		
Máquina-herramienta		
Husillos de tornos y fresadoras	3 ... 4,5	Fuerza de corte, par motor, precarga peso de la pieza a mecanizar; velocidad de servicio
Husillos de taladradoras	3 ... 4	
Husillos de rectificadoras	2,5 ... 3,5	
Husillos porta-piezas en rectificadora	3,5 ... 5	
Transmisiones de máquina-herramienta	3 ... 4	Potencia nominal; velocidad nominal
Prensas / volante	3,5 ... 4	Peso de volante; velocidad nominal
Prensas / eje excéntrico	3 ... 3,5	Fuerza de prensado, tiempos alicuotos; velocidad nominal
Herramientas eléctricas y	2 ... 3	Fuerza de corte y accionamiento; velocidad nominal

Anexo 5 Coeficiente de corrección de potencia para motores.



TABLA N° 3 - COEFICIENTE DE CORRECCION DE LA POTENCIA

Tabla N° 3 - Coeficiente de corrección de la potencia						
Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos; fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alterna, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquinas a combustión interna, monodíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Fuente: (Dunlop Argentina, 2023)

Anexo 6 Dimensiones y tolerancias de chavetas y chaveteros (mm).

Campo de aplicación		Chaveta			Chavetero							Profundidad											
		Sección		Dim. nom. b	Largo						Eje		Cubo										
Diámetro eje d	Dimen normal b x h	Toleran sobre			Tolerancia sobre b						t1		t2										
		b^{h9}	h*		Por eje			Por cubo			Nom	Tol.	Nom	Tol.									
				H9	N9	P9	D10	Js9	P9														
De Hasta	6 8	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	±0,012	-0,006	1,2		1									
Más de hasta	8 10	3x3	-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020		-0,031	1,8		1,4									
Más de Hasta	10 12	4x4	0	0	4	+0,030	0	-0,012	+0,078	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	0	1,8	+0,1	0						
Más de Hasta	12 17	5x5			5													0	-0,030	-0,042	+0,030	3	2,3
Más de Hasta	17 22	6x6			6																3,5	3,5	
Más de Hasta	22 30	8x7	0	-0,036	8	+0,036	0	-0,015	+0,098	±0,018	-0,015	5		3,3									
Más de Hasta	30 38	10x8	10		0	-0,036	-0,051	+0,040	5		3,3												
Más de Hasta	38 44	12x8	0	-0,090	12	+0,043	0	-0,018	+0,120	±0,021	-0,018	5	+0,2	0	3,3	+0,2	0						
Más de Hasta	44 50	14x9			14							5,5			3,8								
Más de Hasta	50 58	16x10			16							0			-0,043			-0,061	+0,050	6	4,3		
Más de Hasta	58 60	18x11			18							7		4,4									
Más de Hasta	65 75	20x12	0	-0,110	20	+0,052	0	-0,022	+0,149	±0,026	-0,022	7,5	+0,2	0	4,9	+0,2	0						
Más de Hasta	75 85	22x14			22							9			5,4								
Más de Hasta	85 95	25x14			25							0			-0,052			-0,074	+0,065	9	5,4		
Más de Hasta	95 110	28x16			28							10		6,4									
Más de Hasta	110 130	32x18			32							11											
Más de Hasta	130 150	36x20	0	-0,062	36	+0,062	0	-0,026	+0,180	±0,031	-0,026	12	+0,3	0	8,4	+0,3	0						
Más de Hasta	150 170	40x22			40							0			-0,062			-0,088	+0,080	13	9,4		
Más de Hasta	170 200	45x25			45															15	10,4		
Más de Hasta	200 230	50x28			50							17		11,4									
Más de Hasta	230 260	56x32	0	-0,074	56	+0,074	0	-0,032	+0,220	±0,037	-0,032	20	+0,3	0	12,4	+0,3	0						
Más de Hasta	260 290	63x32			63							0			-0,074			-0,106	+0,100	20	12,4		
Más de Hasta	290 330	70x36			70							0			-0,074			-0,106	+0,100	22	14,4		
Más de Hasta	330 380	80x40			80							25		15,4									
Más de Hasta	380 440	90x45	0	-0,087	90	+0,087	0	-0,037	+0,260	±0,043	-0,037	28		17,4									
Más de hasta	440 500	100x50			100	0	-0,087	-0,124	+0,120		31	19,5											

* La tolerancia es **h9** para la sección cuadrada y **h11** para la rectangular.

Anexo 7 Perfil de acero laminado para la estructura de la máquina.

PERFILES LAMINADOS PLATINAS



Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 115
Calidad:	ASTM A36 - SAE J 403 1008
Largo Normal:	6.00m y medidas especiales
Espesores:	3mm a 20mm
Acabado:	Acero negro y galvanizado

PERFILES



Denominación	Dimensiones mm		Peso		Área
	A	e	kg/m	kg/6m	cm ²
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X6	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15
PLT 38X4	38	4	1.19	7.16	1.52
PLT 38X6	38	6	1.79	11.40	2.28
PLT 38X9	38	9	2.69	16.11	3.42
PLT 38X12	38	12	3.58	21.48	4.56
PLT 50X3	50	3	1.18	7.08	1.50
PLT 50X4	50	4	1.58	9.42	2.00
PLT 50X6	50	6	2.26	14.16	3.00
PLT 50X9	50	9	3.53	21.20	4.50
PLT 50X12	50	12	4.71	28.26	6.00
PLT 65X6	65	6	3.06	18.37	3.90
PLT 65X9	65	9	4.59	27.55	5.85
PLT 65X12	65	12	6.12	36.73	7.80
PLT 75X6	75	6	3.53	21.20	4.50
PLT 75X9	75	9	5.30	31.80	6.75
PLT 75X8	75	8	7.07	28.26	9.00
PLT 75X12	75	12	7.07	42.39	9.00
PLT 100X6	100	6	4.71	28.26	6.00
PLT 100X8	100	8	7.07	37.68	9.00
PLT 100X9	100	9	7.07	43.00	9.00
PLT 100X12	100	12	9.42	58.00	12.00
PLT 120X12	120	12	67.82	67.82	14.40
PLT 150X15	150	15	105.88	105.88	22.50
PLT 150X20	150	20	145.44	145.00	30.00

*Otras calidades, largos y acabados: previa consulta

11

Fuente: (Dipac, 2022)

Anexo 8 Tamaño mínimo de soldadura de filete.

TABLA J2.4 Tamaño Mínimo de Soldadura de Filete	
Espesor de parte unida más delgada, mm	Tamaño mínimo de soldadura de filete[a], mm
Hasta 6 inclusive	3
Entre 6 y 13	5
Entre 13 y 19	6
Mayor que 19	8

[a] Dimensión del pie de la soldadura de filete. Se deben utilizar soldaduras de paso simple.
Nota: Ver la Sección J2.2b para el tamaño máximo de soldaduras de filete.

Fuente: American Institute of Steel Construction

Anexo 9 Propiedades de resistencia mínima de las clases de electrodos.

Número de electrodo	Resistencia a la rotura a la tensión, S_u , ksi	Resistencia a la fluencia, S_y , ksi	Alargamiento, e_k , por ciento
E60XX	62	50	17-25
E70XX	70	57	22
E80XX	80	67	19
E90XX	90	77	14-17
E100XX	100	87	13-16
E120XX	120	107	14

Fuente: (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

Anexo 10 Tablas para selección de contactores.

Características

Alimentación del circuito de control: corriente alterna

Contactores		LC1-D09	LC1-D12	LC1-D18	LC1-D25	LC1-D32	LC1-D40	LC1-D50	LC1-D65	LC1-D80	LC1-D95	
Número de polos		3	3-4	3	3-4	3	3-4	3	3-4	3-4	3	
Corriente asignada de empleo (Ie) (U ≤ 440 V)	En AC-3, θ ≤ 55 °C	A	9	12	18	25	32	40	50	65	80	95
	En AC-1, θ ≤ 40 °C	A	25	25	32	40	50	60	80	80	125	125
Poder asignado de cierre		A	250	250	300	450	550	800	900	1.000	1.100	1.200
Poder asignado de corte	220-380-415-440 V	A	250	250	300	450	550	800	900	1.000	1.100	1.100
	500 V	A	175	175	250	400	450	800	900	1.000	1.000	1.100
	660 V-690 V	A	85	85	120	180	180	400	500	630	640	640
Corriente temporal admisible en caso de corriente nula durante los 15 min previos con θ ≤ 40 °C	Durante 1 s	A	210	210	240	380	430	720	810	900	990	990
	Durante 5 s	A	130	130	185	290	340	420	520	660	800	800
	Durante 10 s	A	105	105	145	240	260	320	400	520	640	640
	Durante 30 s	A	76	76	105	155	175	215	275	340	420	420
	Durante 1 min	A	61	61	84	120	138	165	208	260	320	320
	Durante 3 min	A	44	44	58	80	92	110	145	175	210	210
	Durante 10 min	A	30	30	40	50	60	72	84	110	135	135
Protección por fusibles contra los cortocircuitos U ≤ 440 V	Circuito motor (aM)	A	12	16	20	40	40	40	63	80	80	100
	Con relé térmico (gG)	A	20	25	35	63	80	100	100	100	125	160
	Sin motor (gG)	A	25	25	32	40	50	60	80	80	125	125

Guía de elección

Contactores		LC1-D09	LC1-D12	LC1-D18	LC1-D25	LC1-D32	LC1-D40	LC1-D50	LC1-D65	LC1-D80	LC1-D95		
Empleo en categoría AC-1	Corriente de empleo máxima según IEC 947-1 (para una frecuencia de 600 ciclos de maniobras por hora)												
	Con cable de sección	mm ²	4	4	6	6	10	16	25	25	50	50	
	Corriente de empleo	≤ 40 °C	A	25	25	32	32	50	60	80	80	125	125
	según la temperatura ambiente	≤ 55 °C	A	20	20	26	26	44	55	70	70	100	100
		≤ 70 °C	A	17	17	22	22	35	42	56	56	80	80
Aumento de la corriente de empleo por conexión en paralelo de los polos													
Aplicar a las corrientes que figuran a continuación los siguientes coeficientes, que tienen en cuenta el reparto a menudo desigual entre los polos													
2 polos en paralelo: K = 1,6 3 polos en paralelo: K = 2,25 4 polos en paralelo: K = 2,8													
Empleo en categoría AC-3	Corriente y potencia de empleo (temperatura ambiente ≤ 55 °C)												
	Corriente de empleo máxima	≤ 440 V	A	9	12	18	25	32	40	50	65	80	95
	Potencia nominal	220/230 V	kW	8,2	3	4	5,5	7,5	11	15	18,5	22	25
	de empleo P	240 V	kW	2,2	3	4	5,5	7,5	11	15	18,5	22	25
	(potencias normalizadas de los motores)	380/400 V	kW	4	5,5	7,5	11	15	18,5	22	30	37	45
		415 V	kW	4	5,5	9	11	15	22	25	37	45	45
		440 V	kW	4	5,5	9	11	15	22	30	37	45	45
		500 V	kW	5,5	7,5	10	15	18,5	22	30	37	55	55
	660/690 V	kW	5,5	7,5	10	15	18,5	30	33	37	45	45	
Frecuencias máximas de ciclos de maniobras (en función de la potencia de empleo y del factor de marcha) (θ ≤ 55 °C)													
Factor de marcha	Potencia de empleo												
≤ 0,85 %	P	1.200	1.200	1.200	1.200	1.000	1.000	1.000	1.000	750	750		
	0,5 P	3.000	3.000	2.500	2.500	2.500	2.500	2.500	2.500	2.000	2.000		
≤ 0,25 %	P	1.800	1.800	1.800	1.800	1.200	1.200	1.200	1.200	1.200	1.200		
Empleo en categoría AC-2 y AC-4 (Ue ≤ 690 V)	Corriente cortada máxima (en función de la frecuencia máxima de ciclos de maniobras (1) y del factor de marcha) (θ ≤ 55 °C) (2)												
	De 150 y 15% a 300 y 10%	A	30	40	45	75	80	110	140	160	200	200	
	De 150 y 20% a 600 y 10%	A	27	36	40	67	70	96	120	148	170	170	
	De 150 y 30% a 1.200 y 10%	A	24	30	35	56	60	80	100	132	145	145	
	De 150 y 55% a 2.400 y 10%	A	19	24	30	45	50	62	80	110	120	120	
	De 150 y 85% a 3.600 y 10%	A	16	21	25	40	45	53	70	90	100	100	
(1) No sobrepasar la frecuencia máxima de ciclos de maniobras mecánicas.													
(2) Para las temperatura superiores a 55 °C, utilizar en las tablas de elección un valor de la frecuencia máxima de ciclos de maniobras igual al 80% del valor.													

Fuente: (Gerin, 1999)

Anexo 11 Constantes físicas de materiales.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/pulg ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4

Fuente: (Mott, 2006)

Anexo 13 Tabla de anillos de retención para diferentes diámetros de ejes.

RING NO.	SHAFT DIA. (mm)		GROOVE SIZE					RING SIZE & WEIGHT						SUPPLEMENTARY DATA							
			DIAMETER		WIDTH	DEPTH		THICKNESS ***		FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad/ Cham.	Max. Load w/Ch Max.	RPM Limits
			Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	Pr kN	
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40		2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000		
DSH-4	4	3.8	-0.04	0.50	0.10	0.40		3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000		
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60	-0.05	4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000		
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70		5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000		
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80		6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000		
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.90	0.20	0.80		7.4	-0.18	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000		
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00		8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000		
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00		9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000		
DSH-11	11	10.5		1.10	0.25	1.00		10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000		
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00		11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000		
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00		11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000		
DSH-14	14	13.4	-0.11	1.10	0.30	1.00		12.9	-0.36	3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000		
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00		13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000		
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00		14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000		
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00		15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000		
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20		16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000		
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20		17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000		
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20	-0.06	18.5		4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000		
DSH-21	21	20.0	-0.13	1.30	0.50	1.20		19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000		
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20		20.5	-0.42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000		
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20		21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000		
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20		22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000		
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20		23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000		
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20		24.2		4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000		
DSH-27	27	25.6	-0.21	1.30	0.70	1.20		24.9	+0.21	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500		
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50		25.9	-0.42	4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200		
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50		26.9		4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000		
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50		27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900		
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50		28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17900		
DSH-32	32	30.3		1.60	0.85	1.50		29.6		5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16900		
DSH-33	33	31.3	-0.25	1.60	0.85	1.50		30.5	+0.25	5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65	17400		
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50		31.5	-0.50	5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60	16100		
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50		32.2		5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15500		

Fuente: (CEM, 2020)

Anexo 14 Interruptor de pedal de pie.



Nuevo | 1 vendido

Interruptor De Pedal De Pie Berm Doble Para Potencia De Máqu

\$233.870
\$ 222.162 5% OFF
en 12x \$ 18.514 sin interés
[Ver los medios de pago](#)

COMPRA INTERNACIONAL

Envío internacional gratis
Sin costos de importación

Cantidad: **1 unidad** (99 disponibles)
Puedes comprar solo 1 unidad

[Comprar ahora](#)

Fuente: (Mercado Libre, 2021)

Loja 22 de Enero del 2024

#YoSoyEuro

I can

CERTIFICADO DE TRADUCCION

EUROpeek INSTITUTO DE
IDIOMAS

CERTIFICA:

Haber realizado la traducción de español a inglés del resumen de la Tesis titulada: **“Diseño de una roladora de láminas semiautomática, con rodillos de 60 cm de longitud, para láminas de hasta 4 mm de espesor, destinada a la empresa mecánica MEFUNJAR.”** de autoría de Giordano Andrés Jaramillo Lapo, con cédula de Identidad Nro. 1900750389.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad. Facultando al interesado hacer uso del presente documento en lo que creyere conveniente.



Firmado electrónicamente por:
NORALMA
SORAYA ORDÓÑEZ
ORTEGA

Mg.Sc. Noralma Ordóñez Ortega
REPRESENTANTE LEGAL
EUROpeek INSTITUTO DE
IDIOMAS

R.U.C.: 1102404553001