



# ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



## FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ROLADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA ELEMENTOS ESBELTOS ESTRUCTURALES PARA LA METALMECÁNICA DE SAN BARTOLO

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO

**LLIVE GUERRERO BRANDO GABRIEL**  
brando.llive@epn.edu.ec

**IMBAQUINGO CACUANGO KLEVER SANTIAGO**  
klever.imbaquingo@epn.edu.ec

**DIRECTOR: ING. WILSON GUACHAMÍN Ph. D**  
wilson.guachamin@epn.edu.ec

**COORDIRECTOR: ING. EDGAR SARMIENTO M.Sc.**  
edgar.sarmiento@epn.edu.ec

Quito, febrero 2020

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Brando Gabriel Llive Guerrero y Klever Santiago Imbaquingo Cacuango, bajo mi supervisión.

---

Ing. Wilson Guachamín Ph. D  
DIRECTOR DE PROYECTO

---

Ing. Edgar Sarmiento M. Sc.  
COORDIRECTOR DE PROYECTO

## DECLARACIÓN

Nosotros, **Brando Gabriel Llive Guerrero** y **Klever Santiago Imbaquingo Cacuango**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

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

---

Brando Gabriel Llive Guerrero

---

Klever Santiago Imbaquingo Cacuango

## DEDICATORIA

*Esta tesis es dedicada principalmente a mis padres que me dieron su apoyo incondicional durante toda mi vida estudiantil, sin ellos no lo hubiera podido lograr, tengo la certeza que donde estés papá estarás consiente que lo logré, a pesar de todo nunca me rendí y que siempre te llevaré en mi corazón.*

*A mi mamá que siempre quiso verme como un ingeniero más de nuestro país y nunca dudo en que un día lo iba a ser y siempre será la mujer que más admiro.*

*A mis hermanos por ser un ejemplo de lucha, esfuerzo y dedicación. A pesar de cualquier incidente en nuestras vidas nunca dejamos de lado el objetivo de salir adelante todos.*

**Brando Llive**

*A mi madre Magdalena Cacuango,  
Aquella persona que fue mi escudo y mi apoyo durante mi vida y en mi formación profesional. Como olvidarme de mi padre que en el poco tiempo que compartí con el conocí a una gran persona fuerte, trabajadora y quien se ganó mi respeto y admiración, por tanto, también va dedicado a ti papá.*

*A mi hermana Sofía Imbaquingo,  
Quien fue esa persona que de cualquier forma en buenos y malos momentos me hizo sentir su apoyo en todo momento.*

**Klever Imbaquingo**

## AGRADECIMIENTO

*Agradezco al gran esfuerzo que hizo toda mi familia para verme un día como una persona de bien, a mi papá que nunca dudo de mí, a mi mamá que estuvo cuidándome cada día con todo su apoyo incondicional, a mis hermanos que con su ejemplo pude entender que a pesar de todos los inconvenientes uno debo ser fuerte y salir adelante.*

*De igual manera agradezco al Ing. Wilson Guachamín por todo su apoyo, brindándonos todos sus conocimientos para la realización del presente proyecto, al Ing. Edgar Sarmiento que tuvo la paciencia para ayudarnos con las correcciones de los planos y brindando un impulso importante en la construcción de los elementos de la máquina.*

*Finalmente agradezco a la Metalmecánica de San Bartolo la cual nos apoyó incondicionalmente en todo el proceso de construcción, al Ing. Carlos Bonilla e Ing. Alex Nuñez, como a todo el personal de la metalmecánica los cuales día a día nos asesoraban con ideas para obtener un modelo de máquina funcional y ergonómica.*

**Brando Llive**

*A Dios, por guiarme y bendecirme en cada etapa de mi vida.*

*A mi madre, por ser la persona quien me impulso a superarme cada día, por ser quien me lleno de buenos valores y sobre todo por ser la persona que con su ejemplo, esfuerzo y sacrificio diario me ayudo a alcanzar mis metas.*

*A mis hermanas, por ser aquellas personitas de quien recibí mucho apoyo y cariño y por ser mi motivo de superación de cada día.*

*A mis tutores, Ingenieros Wilson Guachamín y Edgar Sarmiento, por su paciencia y sobre todo por el apoyo brindado en el transcurso del desarrollo del proyecto.*

*A mis amigos, aquellos que durante esta etapa universitaria me brindaron su sincera amistad y por el apoyo mutuo en los buenos y malos momentos.*

**Klever Imbaquingo**

# ÍNDICE

CERTIFICACIÓN .....	ii
DECLARACIÓN .....	iii
DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTO .....	v
ÍNDICE .....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS .....	xi
RESUMEN.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	1
<b>Objetivo general</b> .....	2
<b>Objetivos específicos</b> .....	2
Alcance.....	2
1. MARCO TEÓRICO.....	3
1.1. Proceso de conformado mecánico por rolado .....	3
1.1.1. Factores que intervienen en el conformado mecánico .....	3
1.1.2. Límite elástico.....	4
1.2. Propiedades mecánicas de los elementos a rolar .....	5
1.2.1. Límite de fluencia ( $S_y$ ).....	5
1.2.2. Momento plástico ( $M_p$ ) .....	5
1.3. Roladoras de tres rodillos .....	5
1.3.1. Roladora manual .....	5
1.3.2. Roladora semiautomática .....	6
1.3.3. Roladora automática.....	6
1.4. Parámetros del rolado.....	7
1.4.1. Distancia entre centros (C) .....	7
1.4.2. Variación del ángulo ( $\theta$ ).....	8
1.4.3. Fuerza de doblado ( $F_d$ ) .....	8
1.5. Partes fundamentales de la roladora .....	10
1.5.1. Rodillos.....	10
1.5.2. Reductor de velocidad .....	10
1.5.2.1. Reductor con engranajes.....	10
1.5.2.2. Reductor con piñones y cadenas.....	11
1.6. Motor eléctrico .....	11
1.7. Ecuaciones para diseño de elementos mecánicos.....	12

1.7.1.	Engranajes .....	12
1.7.2.	Ejes .....	15
1.7.3.	Rodamientos .....	16
1.7.4.	Uniones empernadas bajo carga estática .....	17
1.7.5.	Cuñas .....	18
1.7.6.	Tornillo de potencia .....	18
2.	METODOLOGÍA .....	20
2.1.	Estudio de alternativas.....	22
2.1.1.	Voz del usuario y voz del ingeniero .....	22
2.1.2.	Casa de la calidad .....	23
2.1.3.	Especificaciones técnicas.....	24
2.1.4.	Análisis funcional.....	25
2.1.5.	Desarrollo de diagramas funcionales .....	25
2.2.	Selección de alternativas para cada módulo.....	26
2.2.1.	Módulo 1.....	26
2.2.2.	Módulo 2.....	27
2.2.3.	Módulo 3.....	30
2.2.4.	Solución general del mecanismo .....	34
2.3.	Cálculo de parámetros para la fuerza de doblado.....	34
2.3.1.	Cálculo del momento plástico de los elementos .....	34
2.3.2.	Distancia entre centros de los rodillos inferiores .....	35
2.3.3.	Fuerza de doblado (Fd) .....	35
2.4.	Cálculo de parámetros para la potencia requerida .....	36
2.4.1.	Reacciones y fuerza de rozamiento .....	36
2.4.2.	Torque .....	37
2.4.3.	Potencia requerida.....	37
2.5.	Diseño y cálculo de los componentes de la roladora .....	38
2.5.1.	Reductor de velocidad .....	38
2.5.2.	Ejes .....	48
2.5.3.	Selección de rodamientos.....	72
2.5.4.	Chumaceras .....	75
2.5.5.	Cuñas .....	77
2.5.6.	Tornillo de potencia .....	78
2.5.7.	Estructura .....	80
2.5.8.	Sistema de control .....	80
2.6.	Construcción y montaje .....	81
2.6.1.	Elaboración de planos .....	81

2.6.2.	Construcción de los elementos mecánicos de la caja de velocidad .....	81
2.6.3.	Construcción de los ejes motrices A y B .....	83
2.6.4.	Construcción de la estructura de la roladora .....	83
2.6.5.	Construcción del sistema de control .....	84
2.6.6.	Ensamble de la caja reductora de velocidad .....	84
2.6.7.	Ensamble de los ejes inferiores A, B y piñones .....	84
2.6.8.	Montaje .....	85
2.7.	Pruebas de funcionamiento .....	85
2.8.	Costos .....	86
2.8.1.	Costos directos .....	86
2.8.2.	Costos Indirectos .....	88
2.8.3.	Costo total .....	88
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....	89
3.1.	Dimensiones del equipo .....	89
3.2.	Elementos estructurales rolados .....	89
3.3.	Velocidad de giro de los ejes motrices .....	91
3.4.	Discusión de Costos .....	91
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	92
4.1.	Conclusiones .....	92
4.2.	Recomendaciones .....	92
	<b>Referencias Bibliográficas</b> .....	93
	Anexo A .....	95
	Anexo B .....	96
	Anexo C .....	103
	Anexo D .....	106



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Esquema de componentes en el proceso de rolado.....	3
Figura 1.2: Determinación gráfica del límite elástico convencional al 0,2 %.....	4
Figura 1.3: Diagrama esfuerzo-deformación de un material elastoplástico.....	5
Figura 1.4: Dobladora de tubos manual.....	6
Figura 1.5: Roladora semiautomática.....	6
Figura 1.6: Roladora hidráulica con tres rodillos.....	6
Figura 1.7: Esquema para el análisis de parámetros del rolado.....	7
Figura 1.8: a) Elemento sin deformación, b) elemento con ángulo máximo de doblado.....	8
Figura 1.9: Diagrama de fuerzas.....	9
Figura 1.10: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.....	9
Figura 1.11: Rodillos para tubos cuadrados y redondos.....	10
Figura 1.12: Fuerzas que actúan en un engranaje helicoidal.....	11
Figura 1.13: Transmisión por cadenas de rodillos.....	11
Figura 1.14: Partes de un motor eléctrico trifásico.....	12
Figura 1.15: Parámetros del cono truncado.....	17
Figura 1.16: Parámetros del tornillo de potencia de rosca cuadrada.....	18
Figura 2.1: Metodología para el diseño y construcción de la roladora.....	21
Figura 2.2: Diagrama principal.....	26
Figura 2.3: Diagrama de funciones secundarias.....	26
Figura 2.4: Estructura existente de una roladora con ejes de posición horizontal.....	27
Figura 2.5: Estructura del tornillo de potencia.....	27
Figura 2.6: Partes de un pistón hidráulico.....	28
Figura 2.7: Sistema de poleas y correa tipo V.....	30
Figura 2.8: Sistema de transmisión por piñones y cadena.....	31
Figura 2.9: Sistema de transmisión por engranajes helicoidales.....	31
Figura 2.10: Esquema de las partes principales de la roladora.....	34
Figura 2.11: Vista general del reductor de velocidad.....	38
Figura 2.12: Diagrama general de fuerzas en los ejes de los rodillos.....	48
Figura 2.13: Diagrama de cuerpo libre del eje A.....	49
Figura 2.14: Diagrama de fuerzas del eje A, plano X-Y.....	49
Figura 2.15: Diagrama de torque del eje A.....	49
Figura 2.16: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje A, plano X-Y.....	49
Figura 2.17: Diagrama de fuerzas del eje A, plano X-Z.....	50
Figura 2.18: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje A, plano X-Z.....	50
Figura 2.19: Diagrama de esfuerzo de flexión y esfuerzo torsional.....	51
Figura 2.20: Diagramas de deflexión por flexión en el eje A: a) plano X-Y, b) plano X-Z.....	52
Figura 2.21: Diagramas de pendiente del eje A: a) plano X-Y, b) plano X-Z.....	53
Figura 2.22: Diagrama de cuerpo libre del eje C.....	53
Figura 2.23: Diagrama de fuerzas del eje C, plano X-Y.....	53
Figura 2.24: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje C, plano X-Y.....	54
Figura 2.25: Diagrama de fuerzas del eje C, plano X-Z.....	54
Figura 2.26: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje C, plano X-Z.....	54
Figura 2.27: Diagramas de deflexión por flexión del eje C: a) plano X-Y, b) plano X-Z.....	56
Figura 2.28: Diagramas de pendientes del eje C: a) plano X-Y, b) plano X-Z.....	56
Figura 2.29: Diagrama de cuerpo libre del eje D.....	57
Figura 2.30: Diagrama de fuerzas del eje D, plano X-Y.....	57

Figura 2.31: a) Diagrama de carga axial en el eje D, b) diagrama de torque en el eje D. .....	58
Figura 2.32: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje D, plano X-Y....	58
Figura 2.33: Diagrama de fuerzas del eje D, plano X-Z.....	58
Figura 2.34: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje D, plano X-Z....	58
Figura 2.35: Diagramas de deflexión por flexión en el eje D: a) plano X-Y, b) plano X-Z. .....	61
Figura 2.36: Diagramas de pendientes del eje D: a) plano X-Y, b) plano X-Z.....	61
Figura 2.37: Diagrama de cuerpo libre del eje E. ....	62
Figura 2.38: Diagrama de fuerzas del eje E, plano X-Y.....	62
Figura 2.39: a) Diagrama de carga axial en el eje E, b) diagrama de torque en el eje E. .....	63
Figura 2.40: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje E, plano X-Y....	63
Figura 2.41: Diagrama de fuerzas del eje E, plano X-Z.....	63
Figura 2.42: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje E, plano X-Z... ..	63
Figura 2.43: Diagrama de deflexión por flexión en el eje E: a) plano X-Y, b) plano X-Z. .....	66
Figura 2.44: Diagramas de pendientes del eje E: a) plano X-Y, b) plano X-Z.....	66
Figura 2.45: Diagrama de cuerpo libre del eje F. ....	67
Figura 2.46: Diagrama de fuerzas del eje F, plano X-Y.....	67
Figura 2.47: a) Diagrama de carga axial en el eje F, b) diagrama de torque en el eje F. .....	68
Figura 2.48: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje F, plano X-Y. ....	68
Figura 2.49: Diagrama de fuerzas del eje F, plano X-Z. ....	68
Figura 2.50: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje F, plano X-Z. ...	68
Figura 2.51: Diagrama de deflexión por flexión en el eje F: a) plano X-Y, b) plano X-Z. .....	71
Figura 2.52: Diagramas de pendientes del eje F: a) plano X-Y, b) plano X-Z.....	71
Figura 2.53: Esquema de una unión empernada .....	75
Figura 2.54: Esfuerzos y cargas en la estructura de la roladora.....	80
Figura 2.55: Circuito arrancador-inversor trifásico con mando por impulso permanente. .....	81
Figura 2.56: a) Tallado de dientes , b) corona de bronce terminada. ....	81
Figura 2.57: a) Tallado de dientes , b) engranajes helicoidales terminados. ....	82
Figura 2.58: a) Torneado del eje , b) ejes D, E y F terminados. ....	82
Figura 2.59: a) Torneado de las chumaceras , b) chumaceras de pared terminadas. .	82
Figura 2.60: a) Proceso de fresado, b) chumaceras de piso terminadas.....	83
Figura 2.61: a) Torneado del eje inferior A , b) ejes inferiores A y B terminados.....	83
Figura 2.62: a) Proceso de soldadura, b) estructura de acero terminada. ....	83
Figura 2.63: Caja de control con inversor de giro. ....	84
Figura 2.64: Caja reductora de velocidad armada.....	84
Figura 2.65: Ensamble de ejes motrices y piñones. ....	84
Figura 2.66: Partes de la roladora fijadas en la estructura de acero.....	85
Figura 2.67: Esquema de procedimiento de funcionamiento de la roladora. ....	86
Figura 3.1: Dimensiones de la roladora.....	89
Figura 3.2: Medición de la velocidad de giro del eje inferior.....	91

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Ecuaciones para el cálculo de esfuerzos de flexión y de contacto.....	13
Tabla 1.2: Ecuaciones de cargas y esfuerzos en un sistema de tornillo sin fin-corona. .....	14
Tabla 1.3: Ecuaciones de carga y capacidad de carga para rodamientos.....	17
Tabla 2.1: Requerimientos del usuario.....	22
Tabla 2.2: Características técnicas.....	22
Tabla 2.3: Tipos de demandas del usuario.....	23
Tabla 2.4: Detalle de características técnicas de la roladora.....	23
Tabla 2.5: Especificaciones técnicas de la roladora.....	24
Tabla 2.6: Simbología según la norma Verein Deutscher Ingenieure (VDI 2222).....	25
Tabla 2.7: Evaluación del peso específico de cada criterio.....	28
Tabla 2.8: Evaluación del peso específico del criterio tamaño.....	29
Tabla 2.9: Evaluación del peso específico del criterio consumo de energía.....	29
Tabla 2.10: Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.....	29
Tabla 2.11: Evaluación del peso específico del criterio bajo costo.....	29
Tabla 2.12: Resultados de selección de alternativa para el módulo 2.....	29
Tabla 2.13: Evaluación del peso específico de cada criterio.....	32
Tabla 2.14: Evaluación del peso específico del criterio rendimiento.....	32
Tabla 2.15: Evaluación del peso específico del criterio fabricación.....	33
Tabla 2.16: Evaluación del peso específico del criterio seguridad.....	33
Tabla 2.17: Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.....	33
Tabla 2.18: Evaluación del peso específico del criterio bajo costo.....	33
Tabla 2.19: Conclusiones de selección de alternativa para módulo 3.....	33
Tabla 2.20: Momento plástico para diferentes tipos de perfil.....	34
Tabla 2.21: Fuerza de doblado para cada tipo de perfil de acero estructural.....	36
Tabla 2.22: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje A.....	53
Tabla 2.23: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje C.....	57
Tabla 2.24: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje D.....	61
Tabla 2.25: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje E.....	67
Tabla 2.26: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje F.....	72
Tabla 2.27: Resumen de variables para la obtención de la longitud (L) de las cuñas..	78
Tabla 2.28: Costo de los elementos normalizados.....	86
Tabla 2.29: Costos de la materia prima.....	87
Tabla 2.30: Costo de maquinado de ejes, chumaceras y estructura de acero.....	87
Tabla 2.31: Costo de maquinado de engranajes.....	88
Tabla 2.32: Resumen de costos de fabricación de la roladora.....	89
Tabla 3.1: Elementos estructurales de prueba.....	90
Tabla 3.2: Elementos estructurales rolados.....	90
Tabla 3.3: Ahorro en la construcción de la roladora semiautomática.....	91

## RESUMEN

El presente proyecto trata sobre el diseño y construcción de una máquina roladora semiautomática para la metalmecánica de San Bartolo con la finalidad de realizar doblados en elementos estructurales de hasta 40 [mm] de ancho y 3 [mm] de espesor. La roladora consta de un sistema de sujeción y montaje para los elementos estructurales, un sistema para ejercer presión y un sistema reductor de velocidad. Este proyecto inicia con la recopilación de información sobre tipos de roladoras así también como sus parámetros más importantes. El diseño de la roladora se desarrolló en base a la metodología del diseño concurrente donde se pudo determinar las especificaciones técnicas de acuerdo a los requerimientos y necesidades de la metalmecánica de San Bartolo. A partir de un análisis funcional se determinó los módulos con sus respectivas funciones con el objetivo de proponer alternativas de solución para cada una de ellas y poder seleccionar las más óptimas, utilizando el método ordinal de criterios ponderados. Para las alternativas seleccionadas se realizó el diseño de los elementos mecánicos y la selección de materiales con los cuales serán fabricados. También se detalla el proceso de construcción de cada elemento mecánico y posteriormente se realiza un análisis de costos para la roladora. Finalmente se realiza el montaje de los elementos mecánicos construidos para poder realizar las pruebas de funcionamiento respectivas con diferentes elementos estructurales.

El equipo construido cumple con los requerimientos establecidos y es un aporte a la Metalmecánica de San Bartolo y al desarrollo de la matriz productiva del país.

**Palabras clave:** diseño estructural, elementos esbeltos estructurales, roladora semiautomática,

## ABSTRACT

The present project deals with the design and construction of a semi-automatic bending machine for the “San Bartolo” industrial facility. The machine was set up to bend structural elements up to 40 [mm] width and 3 [mm] thickness. It consists of a fixation and support system to carry the elements, a pressure application system and a speed reduction system. This Project started by collecting information about similar types of bending machines to establish the most important parameters. The design of the machine is based on the concurrent design methodology where the technical specifications are established for the requirements and needs of the San Bartolo’s workshop. From a functional análisis, various modules with their respective functions were determined in order to propose alternative solutions for them and to be able to select the most optimal ones. For the selected alternatives, the design and material selection of the mechanical components were carried out. Also, the build up process of each mechanical component was detailed, and later a cost análisis is conducted. Finally, the assembly of the mechanical components is carried out followed by the respective operation test.

This work contributes to the technical and economic development of the “San Bartolo” industrial facility and the Ecuadorian industry.

**Keywords:** structural design, slender structural elements, semi-automatic bending machine.

# **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ROLADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA ELEMENTOS ESBELTOS ESTRUCTURALES PARA LA METALMECÁNICA DE SAN BARTOLO**

## **INTRODUCCIÓN**

Las máquinas-herramientas como la roladora fueron fabricadas a finales del siglo diecinueve. El control de las máquinas era mediante mecanismos eléctricos, mecánicos, neumáticos o hidráulicos. Siguiendo con la historia de su automatización, se incorporó elementos electrónicos para así ser utilizados en la segunda guerra mundial. Estos modelos automatizados fueron invadiendo el mercado internacional hasta llegar a ser muy necesarios para el conformado mecánico en frío (Kalpakjian, 2008).

A diferencia de máquinas herramientas como el torno o la fresadora, la automatización electrónica de la roladora no fue muy bien acogida en la industria ecuatoriana debido al alto costo de importación y un largo tiempo de recuperación del costo de inversión. Debido a este inconveniente generalmente el rolado de tubos y elementos estructurales esbeltos se lo realiza con máquinas manuales.

El rolado manual tiene algunos inconvenientes como la falta de precisión, deformación no controlada, tiempos de producción excesivos, costos adicionales de mecanización y aplicación de un esfuerzo considerable del operador (Albán, 2016).

El proceso de rolado es un componente muy importante de la industria manufacturera en el país la cual tiene la mayor participación en el Producto Interno Bruto de la economía ecuatoriana, debido a que el proceso de rolado de tubos, perfiles y materiales esbeltos en general es un conjunto de operaciones muy importante dentro del conformado mecánico en el cual estos elementos metálicos toman una forma curva, cilíndrica o cónica (Charles, 2002).

Al realizar el rolado de tubos y perfiles se obtiene productos de mejor calidad, curvados con un ángulo específico que se utilizan para la fabricación de diversas partes de maquinaria, techos, cerramientos y fachadas, automóviles, tanques de almacenamiento, calderas, bancas, barandales, intercambiadores de calor, entre otros. Estando presente en varias industrias como son la petrolera, química, automovilística y herrería (Peña & Carballo, 2014).

De esta manera la implementación de una máquina roladora semiautomática tendrá como finalidad efectuar un proceso de rolado de mejor calidad aumentando la productividad como también disminuyendo los costos debido a sus tiempos eficientes y mínima mano de obra, produciendo así una mejor calidad de vida de la gente de nuestro país. Consecuentemente se puede obtener una buena calidad en los productos, siendo este un aspecto muy importante dentro de la manufactura e influye en la capacidad de mercadeo del producto y satisfacción del cliente (Serope, 2008).

Por lo expuesto anteriormente, la construcción de una roladora semiautomática fomentará un desarrollo industrial importante en la Metalmecánica de San Bartolo, debido a una mejor producción de elementos estructurales con tiempos de trabajo cortos y mínima mano de obra. Para la construcción de la roladora se utilizará las máquinas herramientas que se encuentran disponibles en la Metalmecánica de San Bartolo y en el laboratorio de máquinas herramientas de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

## **Objetivo general**

Diseñar y construir una roladora semiautomática para elementos esbeltos estructurales

## **Objetivos específicos**

- Establecer las variables necesarias para el diseño adecuado del mecanismo considerando aspectos ergonómicos y físicos.
- Definir alternativas de diseño y seleccionar la mejor opción que ofrezca confiabilidad en el proceso y fácil mantenimiento.
- Realizar los cálculos de los esfuerzos mecánicos para el correcto diseño de la máquina.
- Especificar las condiciones de operación a las que la roladora pueda trabajar.
- Construir el mecanismo en base a los cálculos realizados, diseño seleccionado y materiales disponibles en el mercado.
- Efectuar pruebas de funcionamiento.

## **Alcance**

Diseñar y construir una roladora semiautomática con la capacidad de realizar adecuadamente un proceso de doblado de tubos redondos de 38.1x1.5mm, tubos cuadrados de 40x40x3mm, tubos rectangulares de 40x20x3mm, varillas de 15mm de diámetro, platinas de 40x15mm y ángulos de 40x40x5.

# 1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se menciona el proceso de rolado de materiales esbeltos trabajados en frío, sus propiedades mecánicas más relevantes, la descripción de máquinas roladoras con sus componentes más importantes y ecuaciones para diseño mecánico.

## 1.1. Proceso de conformado mecánico por rolado

Es un proceso de deformación plástica, donde el material debe estar sobre apoyos separados a una distancia  $C$  como se observa en la figura 1.1. La fuerza aplicada es de flexión, creando una forma curva en el material y generando en su interior esfuerzos cortantes y normales que varían a lo largo de su dimensión (Monar, 2013).

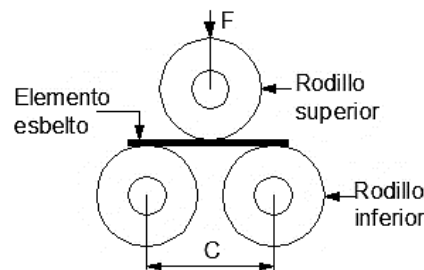


Figura 1.1: Esquema de componentes en el proceso de rolado.  
(Fuente: Propia)

### 1.1.1. Factores que intervienen en el conformado mecánico

Los factores que se describen a continuación, se deben considerar para obtener un doblado uniforme y evitar fallas por ruptura o aplastamiento.

#### Temperatura ( $T^0$ )

Si el metal se deforma plásticamente a temperaturas elevadas, éste presenta menor resistencia a la deformación que a temperaturas bajas, donde se favorece una respuesta frágil. En procesos realizados en frío el material presenta acritud por debajo de la temperatura de recristalización (Ballesteros, 2009).

#### Velocidad de deformación ( $v$ )

Este factor tiene gran influencia en procesos de conformado solo si es muy grande, ya que puede crear zonas de deformaciones no uniformes o marcas de deformación, las mismas que pueden ser eliminadas disminuyendo esta velocidad (Monar, 2013).

#### Fricción ( $Fr$ )

La fricción en un proceso de conformado aumenta la resistencia a la deformación y es muy difícil de cuantificar.



En una roladora la fricción se origina entre la superficie de los rodillos y del elemento a rolar y se puede obtener con la siguiente ecuación empírica (Zambrano, 2006).

$$F_r = 0,7 \cdot \left( \frac{R^3}{2 \cdot r} \right) \cdot \left( \frac{1}{S_y} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot n \quad (\text{Ec. 1.1.})$$

Donde:

R: carga en el rodillo

r: radio del rodillo

Sy: resistencia a la fluencia del perfil a rolar

n: factor de seguridad

### Recuperación elástica

Cuando un material dúctil está sometido a cargas de flexión, se produce una deformación, y al retirar la carga, la energía elástica de la parte doblada hace que recobre en parte su forma original, este efecto se denomina recuperación elástica o “springback”, debido a esto es fundamental tomar en cuenta el límite elástico.

#### 1.1.2. Límite elástico

Se define como el máximo esfuerzo ingenieril que un material puede estar sometido sin que ocurra deformación permanente al quitar la carga. En la figura 1.2 se muestra el caso del acero inoxidable que presenta una curva redondeada sin límite elástico definido, las normativas definen un límite elástico convencional ( $S_{y0,2}$ ), trazando una recta paralela al tramo elástico en el punto  $\epsilon=0,002(0,2\%)$  que corresponde a la tensión donde el material ha experimentado una deformación permanente (Gordo & Piris, 2012).

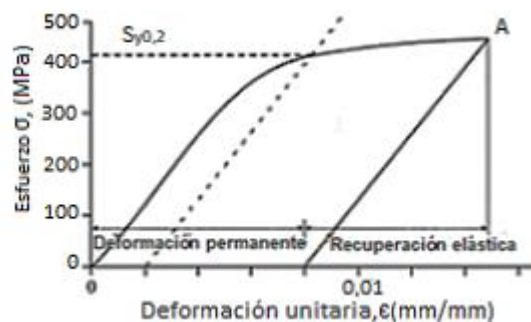


Figura 1.2: Determinación gráfica del límite elástico convencional al 0,2 %.  
(Fuente: Gordo & Piris, 2012)

Para el acero al carbono no es posible definir un límite elástico convencional, ya que presenta un comportamiento elástico lineal hasta su límite elástico y una disminución de la tensión para seguir deformando el material sin aumentar la carga. Este tramo de deformación a tensión constante se comprende como fluencia o cedencia.

## 1.2. Propiedades mecánicas de los elementos a rolar

Los elementos a rolar son de acero ASTM A36 y acero inoxidable. Para un análisis estructural se considera el acero A36, debido a que presenta propiedades mecánicas más definidas.

### 1.2.1. Límite de fluencia ( $S_y$ )

Para una mejor visión del comportamiento plástico de un material, se considera el acero como elastoplástico idealizado como se observa en la figura 1.3, que presenta un punto de fluencia definido cuando el esfuerzo ( $\sigma$ ) alcanza un valor ( $S_y$ ). Esto produce una deformación plástica con carga constante y al retirar la carga en el punto C queda una deformación unitaria plástica (recta A-D). El diagrama de la figura 1.3, permite analizar la deformación plástica de materiales dúctiles (Beer & Ferdinand, 2010).

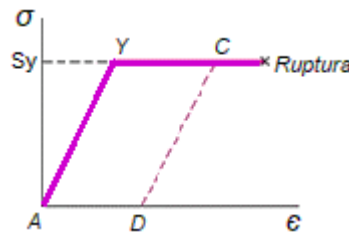


Figura 1.3: Diagrama esfuerzo-deformación de un material elastoplástico.  
(Fuente: Beer & Ferdinand, 2010)

### 1.2.2. Momento plástico ( $M_p$ )

Se produce en la zona de deformación completamente plástica, al sobrepasar el máximo momento elástico del material. Si se conoce el módulo plástico o de sección ( $Z$ ) donde se considera la geometría de la sección transversal del elemento a rolar y el límite de resistencia a la fluencia del material ( $S_y$ ), el momento plástico se puede obtener con la siguiente ecuación.

$$M_p = Z \cdot S_y \quad (\text{Ec. 1.2.})$$

## 1.3. Roladoras de tres rodillos

Se utilizan en procesos de conformado mecánico por flexión y pueden ser: manuales, semiautomáticas y automáticas, las cuales se describen a continuación.

### 1.3.1. Roladora manual

Para la roladora manual de la figura 1.4 no suelen considerarse normas para su fabricación lo que puede generar una mala curvatura del material, sin embargo, es muy utilizada en la industria metalmeccánica del país por su bajo costo y fácil fabricación.



Figura 1.4: Dobladora de tubos manual.  
(Fuente: Swagelok, 2016)

### 1.3.2. Roladora semiautomática

Se caracteriza por tener tracción motorizada en los rodillos inferiores, los cuales son fijos y desplazamiento vertical ascendente y descendente en el tercer rodillo para ejercer una fuerza de flexión por acción de un tornillo sin fin como se observa en la figura 1.5.

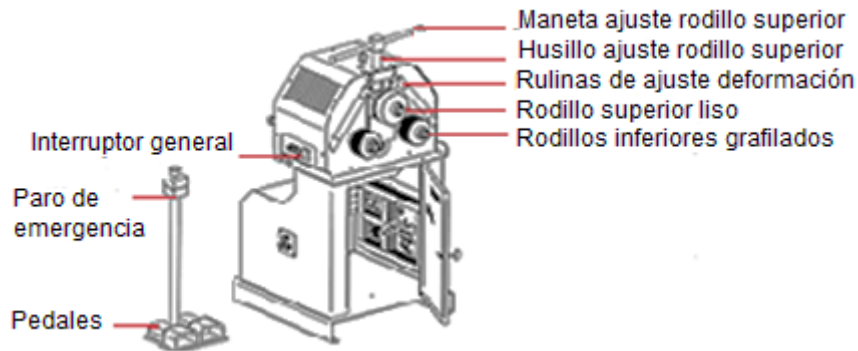


Figura 1.5: Roladora semiautomática.  
(Fuente: Nargesa,2020)

### 1.3.3. Roladora automática

Esta máquina garantiza mayor precisión en el doblado sin necesidad de esfuerzo físico. La tracción de sus tres rodillos es motorizada y en algunos casos el rodillo superior se acciona con un sistema hidráulico como se representa en la figura 1.6.

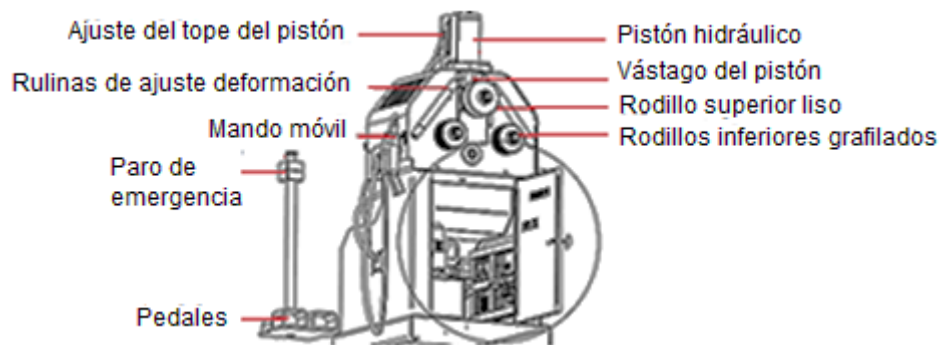


Figura 1.6: Roladora hidráulica con tres rodillos.  
(Fuente: Nargesa,2020)

## 1.4. Parámetros del rolado

En este subcapítulo se determinan los parámetros del rolado mostrados en la figura 1.7, para obtener la fuerza de doblado requerida en las roladoras de 3 rodillos mencionadas en el subcapítulo 1.3.

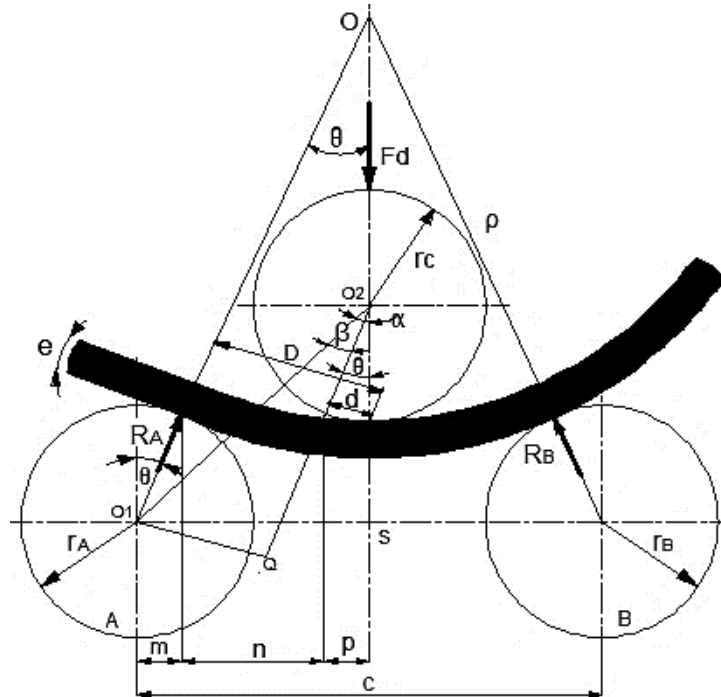


Figura 1.7: Esquema para el análisis de parámetros del rolado.  
(Fuente: Iza,2007)

Donde:

$R_A$  y  $R_B$ : reacciones normales en los rodillos inferiores

$r_A$ ,  $r_B$  y  $r_c$ : radio de los rodillos inferiores y superior

$\theta$ : ángulo de doblado

$F_d$ : fuerza de doblado

$m$ : distancia entre el punto de contacto del perfil en el rodillo inferior con el eje vertical del mismo rodillo

$D$ : distancia entre el punto de contacto del perfil en el rodillo inferior y la línea de simetría

$d$ : distancia entre el punto de contacto del perfil en el rodillo superior y la línea de simetría

### 1.4.1. Distancia entre centros (C)

La distancia entre centros de los rodillos inferiores A y B se puede obtener mediante la siguiente ecuación.

$$D_B < C < 3(D_B + D_A) \quad (\text{Ec. 1.3.})$$

Donde:

$D_A$  y  $D_B$ : Diámetro de los rodillos inferiores

$C$ : Distancia entre centros

### 1.4.2. Variación del ángulo ( $\theta$ )

Se establece que el ángulo puede variar desde cero cuando no hay deformación hasta un máximo después de un proceso de doblado como se observa en la figura 1.8.

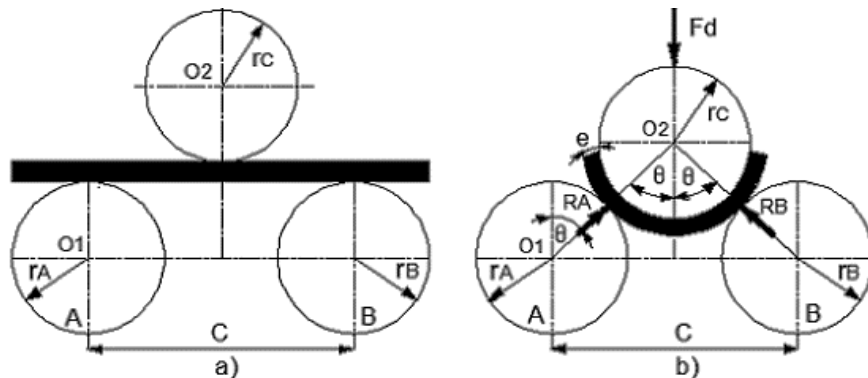


Figura 1.8: a) Elemento sin deformación, b) elemento con ángulo máximo de doblado.  
(Fuente: Propia)

El ángulo de doblado  $\theta$  como se observa en la figura 1.7 es:

$$\theta = \alpha - \beta \quad (\text{Ec. 1.4.})$$

Cuando  $\beta = 0$  se determina el ángulo máximo de doblado como se observa en la figura 1.8 (b), donde se obtienen las siguientes expresiones mediante un análisis geométrico.

$$\text{sen} \alpha = \frac{C/2}{O_1O_2} \quad (\text{Ec. 1.5.})$$

Entonces:

$$\theta_{\max} = \text{sen}^{-1} \left( \frac{C}{2(r_C + r_A + e)} \right) \quad (\text{Ec. 1.6.})$$

Otras expresiones obtenidas por análisis geométrico de la figura 1.7 son:

$$m = r \cdot \text{sen} \theta \quad (\text{Ec. 1.7.})$$

$$D = \frac{\left( \frac{C}{2} - m \right)}{\cos \theta} \quad (\text{Ec. 1.8.})$$

$$d = r \cdot \tan \theta. \quad (\text{Ec. 1.9.})$$

### 1.4.3. Fuerza de doblado ( $F_d$ )

El rodillo superior C transmite la carga a lo largo de un arco de circunferencia como se observa en la figura 1.7, por lo que se deduce una carga distribuida que cambia de acuerdo a la posición del rodillo superior y espesor del material como función del ángulo  $\theta$ . Además, la fuerza transmitida se considera mayor al inicio del contacto y se mantiene a medida que el material se aproxima al eje de simetría. También se considera que la fuerza en el rodillo B es mínima más bien producto de la recuperación elástica del material ya que en teoría la pieza sale conformada desde el eje de simetría (Iza, 2007).

Aproximando por cuestiones de diseño a una carga distribuida tipo triangular como en la figura 1.9 y con la hipótesis que la fuerza de doblado se aplica en un extremo del eje de simetría, se determina una expresión matemática para obtener la fuerza de doblado.

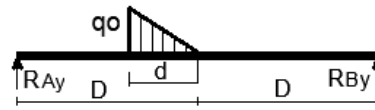


Figura 1.9: Diagrama de fuerzas.  
(Fuente: Propia)

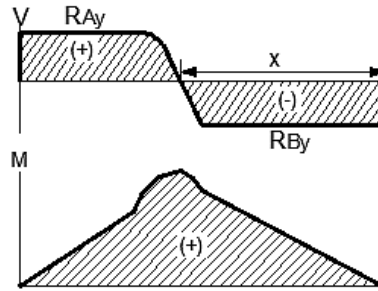


Figura 1.10: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.  
(Fuente: Propia)

Del diagrama de fuerzas de la figura 1.9 se obtiene la siguiente ecuación.

$$Fd = \frac{q_0 \cdot d}{2} \quad (\text{Ec. 1.10.})$$

Al realizar sumatoria momentos en el punto B se obtiene ecuación 1.11.

$$R_{Ay} = \frac{q_0 \cdot d \cdot (3D + 2d)}{12D} \quad (\text{Ec. 1.11.})$$

Al realizar sumatoria de fuerzas se obtiene:

$$R_{By} = \frac{q_0 \cdot d \cdot (3D - 2d)}{12D} \quad (\text{Ec. 1.12.})$$

De la figura 1.7 se obtiene las siguientes expresiones.

$$R_A = \frac{R_{Ay}}{\cos\theta} \quad \text{y} \quad R_B = \frac{R_{By}}{\cos\theta} \quad (\text{Ec. 1.13.})$$

El momento máximo en la figura 1.10 se encuentra en el punto:

$$x = D + \frac{2d}{3} \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{d}{3D}} \quad (\text{Ec. 1.14.})$$

Por lo tanto:

$$M_{\max} = R_B \cdot x = \frac{R_{By}}{\cos\theta} \cdot x$$

$$M_{\max} = \frac{q_0 d (3D - 2d)}{12D \cdot \cos\theta} \cdot \left( D + \frac{2d}{3} \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{d}{3D}} \right) \quad (\text{Ec. 1.15.})$$

Al reemplazar la (Ec.1.10) en la (Ec.1.15) se obtiene  $M_{max}=M_p$  (Momento plástico).

$$M_{max} = \frac{F_d \cdot (3D - 2d)}{6D \cdot \cos\theta} \cdot \left( D + \frac{2d}{3} \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{d}{3D}} \right) \quad (\text{Ec. 1.16.})$$

Al despejar la fuerza de doblado se obtiene la siguiente ecuación:

$$F_d = \frac{6D \cdot \cos\theta \cdot M_{max}}{(3D - 2d) \cdot \left( D + \frac{2d}{3} \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{d}{3D}} \right)} \quad (\text{Ec. 1.17.})$$

A partir de la Fuerza de doblado se puede obtener la potencia requerida para el funcionamiento de la roladora, que es el punto de partida del diseño de las partes de la máquina las cuales se mencionan en el siguiente subcapítulo.

## 1.5. Partes fundamentales de la roladora

Existen varios elementos que conforman una máquina roladora, se procura enfocarse en los componentes más importantes los cuales se mencionan a continuación.

### 1.5.1. Rodillos

Pueden ser fabricados con acero F1140 templado y rectificado, aceros tratados y sustarán o delrin para perfiles de acero inoxidable. Además, son diseñados de acuerdo a la forma del tubo o del perfil que se vaya a trabajar como se observa en la figura 1.11.



Figura 1.11: Rodillos para tubos cuadrados y redondos.  
(Fuente: Clomea, 2020)

### 1.5.2. Reductor de velocidad

Controla la velocidad de giro entrante del motor eléctrico hasta entregar la velocidad de giro necesaria para un correcto funcionamiento de la roladora.

#### 1.5.2.1. Reductor con engranajes

La potencia y movimiento se transmite por las fuerzas que se generan por el contacto entre los dientes de los engranajes como se muestra en la figura 1.12, entregando así a los ejes momentos de torsión y movimiento (Budynas & Nisbett, 2012).

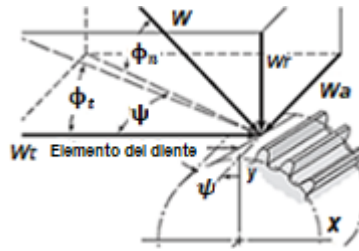


Figura 1.12: Fuerzas que actúan en un engranaje helicoidal.  
(Fuente: Budynas & Nisbett, 2012)

Donde:

$W_t$ : carga tangencial

$W_a$ : carga axial

$W_r$ : carga radial

$\psi$ : ángulo de hélice

$\phi_n$ : ángulo de presión normal

$\phi_t$ : ángulo de presión transversal

### 1.5.2.2. Reductor con piñones y cadenas

La transmisión por cadena de rodillos de la figura 1.13 se adapta a los piñones mediante eslabones articulados, teniendo una relación constante al no existir deslizamiento.

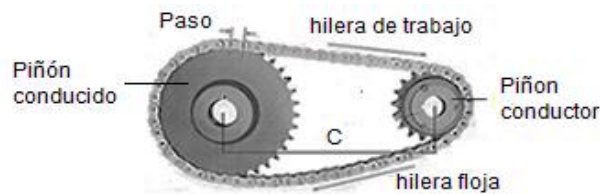


Figura 1.13: Transmisión por cadenas de rodillos.  
(Fuente: Mott, 2004)

La longitud de la cadena  $L$  se obtiene con la ecuación 1.18 considerando la distancia entre centros  $C$ , el número de dientes del piñón conductor  $N_1$  y del piñón conducido  $N_2$ .

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (\text{Ec. 1.18.})$$

La distancia entre centros  $C$  en pasos se determina con la ecuación 1.19.

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (\text{Ec. 1.19.})$$

El diámetro de paso se obtiene con el paso de la cadena ( $p$ ) con la siguiente ecuación.

$$d_p = \frac{p}{\text{sen}(180/N)} \quad (\text{Ec. 1.20.})$$

## 1.6. Motor eléctrico

Los motores eléctricos son utilizados para accionar máquinas herramientas. En una roladora genera el torque necesario para vencer la resistencia a la deformación que



presentan los elementos que se van a rolar. En el mercado se tienen disponibles motores bifásicos y trifásicos de corriente continua o corriente alterna. En la figura 1.14, se representa las partes principales de un motor trifásico.

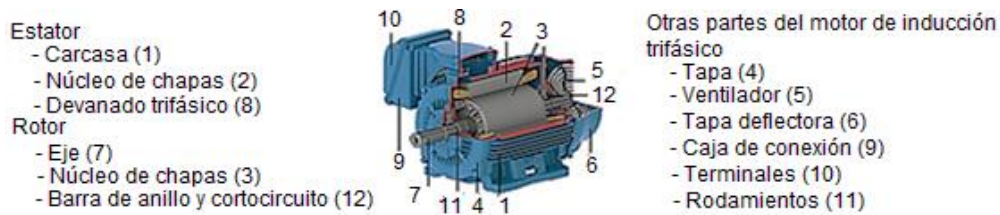


Figura 1.14: Partes de un motor eléctrico trifásico.  
(Fuente: WEG, 2016)

## 1.7. Ecuaciones para diseño de elementos mecánicos

En este subcapítulo se presentan las ecuaciones para diseño que serán utilizadas para el cálculo de los elementos mecánicos de la roladora.

### 1.7.1. Engranajes

La relación de velocidades ( $i$ ) se obtiene mediante la siguiente ecuación.

$$i = \frac{N_G}{N_P} = \frac{n_p}{n_G} \quad (\text{Ec. 1.21.})$$

Donde:

$N_G$  y  $N_P$ : número de dientes del piñón conducido (rueda) y del piñón conductor

$n_G$  y  $n_p$ : velocidad de giro del piñón conducido (rueda) y del piñón conductor [rpm]

#### Parámetros geométricos de engranajes helicoidales.

Módulo circular ( $m_c$ )

$$m_c = m_n / \cos\psi \quad (\text{Ec. 1.22.})$$

Donde:

$m_n$ : módulo normal extraído de tablas normalizadas

Diámetro de paso ( $d_G$ )

$$d_G = m_c \cdot N \quad (\text{Ec. 1.23.})$$

Paso axial ( $p_x$ )

$$p_x = \pi \cdot m_n / \sin\psi \quad (\text{Ec. 1.24.})$$

#### Cargas en engranajes helicoidales

Las cargas de la figura 1.12 se obtienen con las siguientes ecuaciones respectivamente.

$$W_t = \frac{T}{d_p/2} \quad (\text{Ec. 1.25.})$$

$$W_a = W_t \cdot \tan\psi \quad (\text{Ec. 1.26.})$$

$$W_r = W_t \cdot \tan\phi_t \quad (\text{Ec. 1.27.})$$

### Esfuerzos de flexión y de contacto en engranajes helicoidales.

La tabla 1.1 muestra las fórmulas establecidas por la metodología AGMA para engranajes helicoidales.

Tabla 1.1: Ecuaciones para el cálculo de esfuerzos de flexión y de contacto.

Parámetro	Ecuación	Donde	
Esfuerzo de flexión permisible [MPa]	$\sigma_{perm} = \frac{S_t \cdot Y_N}{K_T \cdot K_R}$	S <sub>t</sub> : resistencia a la flexión Y <sub>N</sub> : factor ciclos de esfuerzo K <sub>T</sub> : factor de temperatura K <sub>R</sub> : factor de confiabilidad	(Ec. 1.28.)
Esfuerzo de flexión [MPa]	$\sigma = \frac{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B}{F \cdot m \cdot J}$	K <sub>o</sub> : factor de sobrecarga K <sub>v</sub> : factor de velocidad K <sub>s</sub> : factor de tamaño K <sub>m</sub> : factor de distribución de carga K <sub>B</sub> : factor de espesor del aro F: ancho de cara [mm] m: módulo [mm] J: factor geométrico	(Ec. 1.29.)
Esfuerzo de contacto permisible [MPa]	$\sigma_{c-perm} = \frac{S_c \cdot Z_N}{K_T \cdot K_R}$	S <sub>c</sub> : resistencia a la fatiga por contacto Z <sub>N</sub> : factor de ciclos de esfuerzo de resistencia superficial	(Ec. 1.30.)
Esfuerzo de contacto [MPa]	$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_m \cdot C_f}{d_g \cdot F \cdot I}}$	C <sub>p</sub> : coeficiente elástico C <sub>f</sub> : factor de condición superficial d <sub>p</sub> : diámetro de paso I: factor geométrico de resistencia superficial	(Ec. 1.31.)

(Fuente: Propia)

Los factores de seguridad por fatiga por flexión (S<sub>F</sub>) y de desgaste por contacto S<sub>H</sub> se obtienen con las ecuaciones 1.32 y 1.33. La AGMA establece comparar (S<sub>F</sub>) y (S<sub>H</sub><sup>3</sup>) para determinar cual representa mayor amenaza para su función (Budynas & Nisbett, 2012).

$$S_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} \quad (\text{Ec. 1.32.})$$

$$S_H = \frac{\sigma_{c-perm}}{\sigma_c} \quad (\text{Ec. 1.33.})$$

### Parámetros geométricos de un sistema de tornillo sin fin-corona

Diámetro de paso del tornillo sin fin (d<sub>w</sub>)

$$\frac{C^{0.875}}{3} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.6} \quad (\text{Ec. 1.34.})$$

Paso circular (p<sub>c</sub>)

$$p_c = m \cdot \pi \quad (\text{Ec. 1.35.})$$

Avance del tornillo (L)

$$L = p_x \cdot N_w \quad (\text{Ec. 1.36.})$$

Donde:

$p_x$ : paso axial y  $p_x = p_c$

$N_w$ : número de entradas del tornillo sin fin

Ángulo de avance ( $\lambda$ )

$$\lambda = \tan^{-1} \left( \frac{L}{\pi \cdot d_w} \right) \quad (\text{Ec. 1.37.})$$

La velocidad de deslizamiento y la eficiencia del sistema con las siguientes ecuaciones.

$$v_s = \frac{\pi \cdot n \cdot d_w}{12 \cdot \cos \lambda} \quad (\text{Ec. 1.38.})$$

$$e = \frac{\cos \phi_n - f \cdot \tan \lambda}{\cos \phi_n + f \cdot \frac{1}{\tan \lambda}} \quad (\text{Ec. 1.39.})$$

Donde:

$n$ : velocidad de giro del tornillo sin fin

$f$ : coeficiente de fricción

### Cargas en la corona

La carga tangencial se determina con la ecuación 1.25 y las componentes: axial, radial y la fuerza de rozamiento se calcula con las siguientes ecuaciones respectivamente.

$$W_{aG} = W_{tG} \cdot \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cdot \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \cdot \sin \lambda} \quad (\text{Ec. 1.40.})$$

$$W_{rG} = W_{tG} \cdot \frac{\sin \phi_n}{\cos \phi_n \cdot \cos \lambda - f \cdot \sin \lambda} \quad (\text{Ec. 1.41.})$$

$$W_f = \frac{f \cdot W_{tG}}{\cos \phi_n \cdot \cos \lambda - f \cdot \sin \lambda} \quad (\text{Ec. 1.42.})$$

La tabla 1.2 muestra las ecuaciones que plantea la metodología AGMA, para evaluar la durabilidad superficial de sin fines con engranajes de bronce y para el análisis solo de dientes de la corona porque las roscas de los sinfines son más resistentes (Mott, 2004).

Tabla 1.2: Ecuaciones de cargas y esfuerzos en un sistema de tornillo sin fin-corona.

Parámetro	Ecuación	Donde
Fuerza tangencial permisible [N]	$W_{t_{perm}} = \frac{C_s \cdot d_G^{0,8} \cdot F_G \cdot C_m \cdot C_v}{75,948}$	$C_s$ : factor por materiales $F_G$ : ancho de cara [mm] $C_m$ : factor de corrección por relación $C_v$ : factor por velocidad (Ec. 1.43.)
Carga dinámica [N]	$W_d = \frac{W_{tG}}{K_v}$	$W_{tG}$ : Fuerza tangencial $K_v$ : Factor de velocidad (Ec. 1.44.)
Esfuerzo de flexión [MPa]	$\sigma = \frac{W_d}{y \cdot F \cdot p_n}$	$y$ : factor de Lewis $F$ : ancho de la corona $p_n$ : paso circular normal (Ec. 1.45.)

(Fuente: Propia)

## 1.7.2. Ejes

### Esfuerzos nominales normales y cortante en ejes de transmisión

Los esfuerzos de flexión, tensión y torsión se obtienen con las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M}{\pi d_{eje}^3} \quad (\text{Ec. 1.46.})$$

$$\sigma_x = \frac{4F}{\pi d_{eje}^2} \quad (\text{Ec. 1.47.})$$

$$\tau_o = \frac{16 \cdot T}{\pi d_{eje}^3} \quad (\text{Ec. 1.48.})$$

Donde:

M: momento flector

F: fuerza axial

T: momento torsor

$d_{eje}$ : diámetro del eje

### Falla por fatiga

Para estudiar el trabajo a fatiga se obtiene el límite de resistencia a la fatiga ( $Se'$ ) de una probeta con la ecuación 1.49, la cual se corrige con los factores de Marin para obtener la resistencia a la fatiga del elemento mecánico ( $Se$ ) mediante la ecuación 1.50.

$$Se' = 0.5Sut \quad Sut \leq 200\text{Kpsi (1400MPa)} \quad (\text{Ec. 1.49.})$$

$$Se = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot Se' \quad (\text{Ec. 1.50.})$$

Donde:

$k_a$ : factor de modificación superficial

$k_b$ : factor de modificación de tamaño

$k_c$ : factor de modificación de carga

$k_d$ : factor de modificación de temperatura

$k_e$ : factor de confiabilidad

$k_f$ : factor de modificación de efectos varios

### Cálculo del diámetro del eje

El diámetro preliminar de un eje se estima con la ecuación 1.51, el cual se basa en el criterio de falla de ED-Goodman.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left( \frac{2(K_f M)}{Se} + \frac{[3(K_{fs} T)^2]^{\frac{1}{2}}}{Sut} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 1.51.})$$

### Factor de concentrador de esfuerzos y sensibilidad a la muesca

La presencia de discontinuidades incrementa los esfuerzos nominales, por lo cual, se obtiene concentradores de esfuerzos en fatiga ( $K_f$  y  $K_{fs}$ ) con las siguientes ecuaciones.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (\text{Ec. 1.52.})$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (\text{Ec. 1.53.})$$

Donde:

$K_t$  y  $K_{ts}$ : factores de concentración de esfuerzos estáticos para flexión y torsión.

$q$  y  $q_s$ : factores de sensibilidad a la muesca

### Esfuerzos debido a cargas combinadas

Los esfuerzos de Von Mises alternante y medio consideran cargas de esfuerzos flexionante, torsionales y axiales y se calculan con las siguientes ecuaciones.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[ (K_f)_{\text{flexion}} (\sigma_a)_{\text{flexion}} + (K_f)_{\text{axial}} \frac{(\sigma_a)_{\text{axial}}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (K_{fs})_{\text{torsion}} (\tau_a)_{\text{torsion}} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{Ec. 1.54.})$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[ (K_f)_{\text{flexion}} (\sigma_m)_{\text{flexion}} + (K_f)_{\text{axial}} \frac{(\sigma_m)_{\text{axial}}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (K_{fs})_{\text{torsion}} (\tau_m)_{\text{torsion}} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{Ec. 1.55.})$$

Donde:

$\sigma'_a$ : esfuerzo equivalente alternante

$\sigma'_m$ : esfuerzo equivalente medio

### Factor de seguridad a fatiga ( $n_f$ ) para vida infinita

Considerando el criterio de falla de Goodman modificado se plantea la siguiente ecuación para obtener el factor de seguridad a fatiga.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \quad (\text{Ec. 1.56.})$$

### Deflexión de un eje

Estas pueden ser lineales ( $y$ ) y angulares ( $\theta$ ), se pueden determinar con las ecuaciones 1.57 y 1.58. Además, los puntos de análisis están en cojinetes y engranajes para determinar si se encuentran bajo límites permisibles (Budynas & Nisbett, 2012).

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (\text{Ec. 1.57.})$$

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad (\text{Ec. 1.58.})$$

Donde:

M: momento flector

E: módulo de elasticidad

I: momento de inercia de un eje

### 1.7.3. Rodamientos

Para la selección de rodamientos se emplean ecuaciones para el cálculo de variables de diferentes tipos de rodamientos tal como se muestran en la tabla 1.3.

Tabla 1.3: Ecuaciones de carga y capacidad de carga para rodamientos.

Rodamiento	Parámetro	Ecuación	Donde
Rígido de bolas y rodillo cilíndrico	Carga dinámica equivalente	$P = VXR + YT$	V: factor por rotación X: factor radial R: carga radial Y: factor de empuje T: carga de empuje (Ec. 1.59.)
Rígido de bolas y de rodillos	Capacidad de carga dinámica	$C = P \cdot \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{1/k}$	$L_d$ : número de revoluciones k=3 para rodamiento de bolas k=3,33 para rodamiento de rodillos (Ec. 1.60.)
Rodillo cónico	Carga dinámica equivalente	$P_A = 0,4F_{rA} + \frac{Y_A}{Y_B} F_{rB} + Y_A T_A$	$F_{rA}$ : carga radial en rodamiento A $F_{rB}$ : carga radial en rodamiento B $T_A$ : carga de empuje en rodamiento A $Y_A$ : factor de empuje para rodamiento A $Y_B$ : factor de empuje para rodamiento B (Ec. 1.61.)
	Horas de servicio	$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10}$	$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k$ (Ec. 1.62.)

(Fuente: Propia)

#### 1.7.4. Uniones emperradas bajo carga estática

En la figura 1.15 se muestra los parámetros y la forma del cono truncado de una junta emperrada.

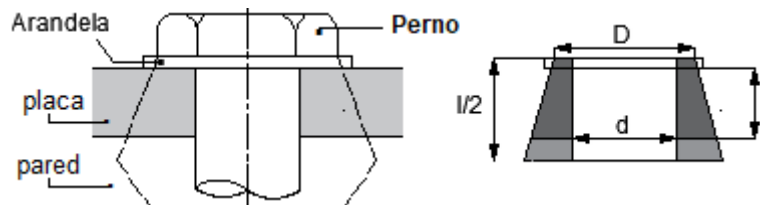


Figura 1.15: Parámetros del cono truncado.

(Fuente: Propia)

La rigidez del perno ( $k_b$ ) y de las placas ( $k_m$ ) se calculan con las siguientes ecuaciones.

$$k_b = \frac{E \cdot A_t}{l} \quad (\text{Ec. 1.63.})$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots \quad (\text{Ec. 1.64.})$$

Donde los valores de  $k_1, k_2, k_3 \dots$  para elementos del mismo material y diferente espesor se obtienen con la ecuación 1.65.

$$k = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{\ln\left[\frac{(1,155 \cdot t + D - d) \cdot (D + d)}{(1,155 \cdot t + D + d) \cdot (D - d)}\right]} \quad (\text{Ec. 1.65.})$$

Donde:

$A_t$ : área de esfuerzo de tensión

t: espesor del cono truncado

D: diámetro base menor del cono truncado

d: diámetro perno

l: longitud de agarre

El factor de repartición de carga (C) se obtiene con la ecuación 1.66.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (\text{Ec. 1.66.})$$

La precarga del perno ( $F_i$ ) se obtiene en función de la resistencia de prueba ( $S_p$ ) y se obtiene con la siguiente ecuación.

$$F_i = 0,75 A_t S_p \quad (\text{Ec. 1.67.})$$

### 1.7.5. Cuñas

Sobre la cuña actúa una fuerza cortante ( $F_c$ ) la cual se calcula con la siguiente ecuación

$$F_c = \frac{2T}{d_{\text{eje}}} \quad (\text{Ec. 1.68.})$$

Los esfuerzos por aplastamiento y cortante se obtienen con las ecuaciones 1.69 y 1.70.

$$\sigma_{\text{aplast}} = \frac{S_y}{n} = \frac{2F_c}{H \cdot L_{\text{aplast}}} \quad (\text{Ec. 1.69.})$$

$$\tau = \frac{S_s}{n} = \frac{F_c}{W \cdot L_{\text{corte}}} \quad (\text{Ec. 1.70.})$$

Donde:

W: espesor de la cuña

L: largo de la cuña

H: alto de la cuña

n: factor de seguridad

### 1.7.6. Tornillo de potencia

La figura 1.16, muestra los parámetros de un tornillo de potencia de rosca cuadrada.

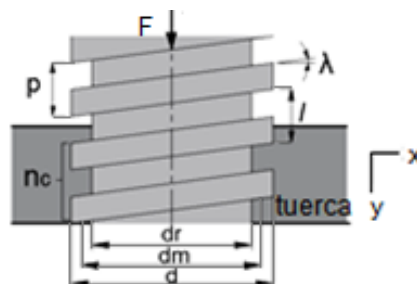


Figura 1.16: Parámetros del tornillo de potencia de rosca cuadrada.  
(Fuente: Propia)

Donde:

d: diámetro nominal del tornillo de potencia

dm: diámetro medio o diámetro de paso

dr: diámetro de raíz

p: paso de la rosca

l: avance del tornillo

$\lambda$ : ángulo de avance

$n_c$ : número de hilos en contacto

F: fuerza aplicada en el tornillo sin fin

### Los parámetros geométricos del tornillo de potencia

Diámetro medio:

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad (\text{Ec. 1.71.})$$

Diámetro de raíz:

$$d_r = d - p \quad (\text{Ec. 1.72.})$$

Angulo de avance:

$$\lambda = \arctan\left(\frac{l}{\pi \cdot d_m}\right) \quad (\text{Ec. 1.73.})$$

El par de torsión necesario para hacer girar el tornillo se calcula con la ecuación 1.74.

$$T = \frac{F \cdot d_m}{2} \left( \frac{l + \pi \cdot f \cdot d_m}{\pi \cdot d_m - f \cdot l} \right) \quad (\text{Ec. 1.74.})$$

Dónde:

f: coeficiente de fricción para pares roscados.

Los esfuerzos nominales de compresión ( $\sigma_y$ ) y cortante ( $\tau_{xy}$ ) debido a torsión en el cuerpo del tornillo de potencia pueden relacionarse con los parámetros de la rosca y se determinan con las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_y = - \frac{4 \cdot F \cdot K_t}{\pi \cdot d_r^2} \quad (\text{Ec. 1.75.})$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T \cdot K_{ts}}{\pi \cdot d_r^3} \quad (\text{Ec. 1.76.})$$

El esfuerzo flexionante ( $\sigma_b$ ) en la raíz de la rosca es:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot F \cdot K_t}{\pi \cdot d_r \cdot n_c \cdot p} \quad (\text{Ec. 1.77.})$$

La ecuación 1.78 propuesta por von Mises permite obtener un esfuerzo equivalente  $\sigma'$ .

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{yz})^2 \}^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 1.78.})$$



## 2. METODOLOGÍA

En este capítulo se desarrolla el procedimiento del diseño de la roladora semiautomática para elementos esbeltos de acero estructural, el cual consiste de una serie de etapas de un proceso de selección y diseño de elementos mecánicos, necesarios para la fabricación de la máquina.

La definición del producto inicia con el paso 1 como se aprecia en la figura 2.1, el cual se refiere al planteamiento del problema tal y como se menciona en la introducción de este proyecto.

El planteamiento de requerimientos y necesidades de la Metalmecánica de San Bartolo corresponde al paso 2, ver sección 2.1.1, para posteriormente transformarlos en requerimientos técnicos, para lo cual se desarrolla la casa de la calidad correspondiente al paso 3 mostrados en la sección 2.1.2 y en el paso 4 se determina los parámetros con mayor peso y estos corresponden a las especificaciones técnicas que son mostrados en la sección 2.1.3.

El paso 5 inicia con la etapa de diseño conceptual que corresponde al análisis funcional presentado en la sección 2.1.4. A continuación, en el paso 6 se desarrolla los diagramas funcionales, ver sección 2.1.5, donde se divide en dos niveles para determinar funciones y sub-funciones que realiza la máquina.

En el subcapítulo 2.2, se desarrollan los pasos 7 y 8, donde se determinan los módulos de acuerdo a las funciones de la roladora y se despliega varias alternativas de solución para evaluarlas y escoger la más conveniente.

El diseño de materialización corresponde al paso 9 con el diseño preliminar de la máquina indicado en la sección 2.2.4, después de haber seleccionado las mejores alternativas de diseño. Después en el paso 10 se realiza el diseño de los elementos mecánicos de la roladora desarrollado en el subcapítulo 2.5 y los planos de taller y de conjunto de la roladora correspondiente al paso 11 y 12.

Las etapas finales de este proyecto corresponden al paso 13 presentado en el subcapítulo 2.6, donde se realiza la construcción de la roladora. Finalmente, en el paso 14 se realiza las pruebas de funcionamiento mencionadas en la sección 2.7 con diferentes tipos de tubos y perfiles de acero, además se realiza un análisis de costos de fabricación de la roladora semiautomática la cual se detallada en la sección 2.8.

La figura 2.1 muestra el modelo de etapas del proceso de diseño y construcción de la roladora.

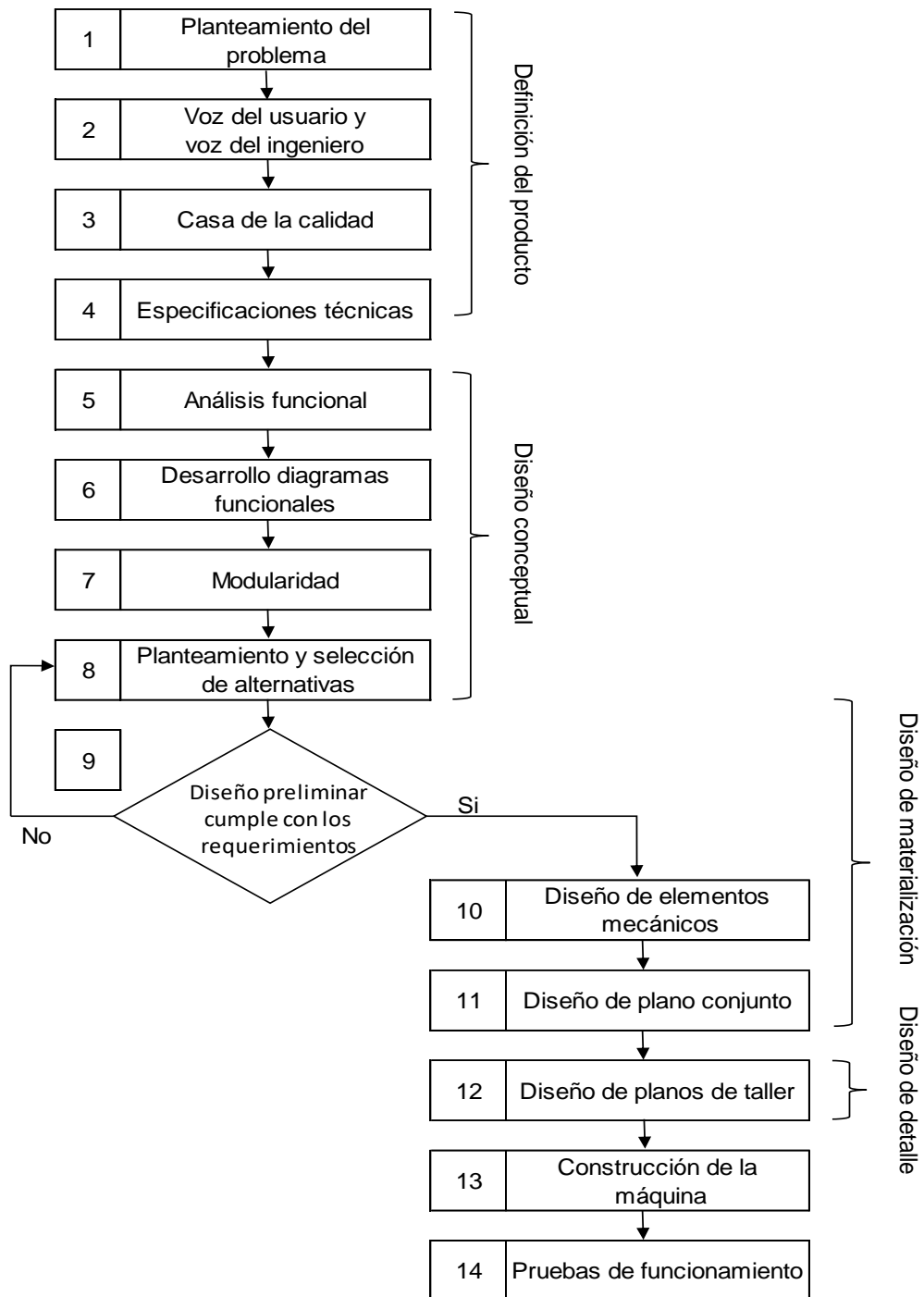


Figura 2.1: Metodología para el diseño y construcción de la roladora.  
(Fuente: Propia)

## 2.1. Estudio de alternativas

En este subcapítulo se presenta el estudio de alternativas de diseño, el cual consiste en el desarrollo del paso 2 al paso 7, los mismos que se muestran en la figura 2.1.

### 2.1.1. Voz del usuario y voz del ingeniero

La voz del usuario es el elemento conductor de todo el proceso de diseño, describe las demandas y requerimientos de la metalmecánica de San Bartolo.

Tabla 2.1: Requerimientos del usuario.

<b>Voz del usuario</b>
▪ La máquina debe rolar perfiles de acero A36 y acero inoxidable de hasta 1 1/2" (~40 mm) de ancho
▪ La máquina debe tener larga vida útil
▪ La máquina debe ser estable
▪ La máquina debe ser de fácil mantenimiento
▪ La máquina debe ser de fácil manejo para el operario
▪ La máquina debe ser desarmable
▪ La máquina debe ser de fácil traslado
▪ La máquina debe ser segura y confiable antes y durante el funcionamiento
▪ La máquina debe ser de bajo costo

(Fuente: Propia)

La voz del ingeniero traduce las demandas subjetivas del usuario en características técnicas objetivas de la máquina.

Tabla 2.2: Características técnicas.

<b>Voz del ingeniero</b>
▪ Capacidad de doblado
▪ Resistencia mecánica
▪ Estabilidad
▪ Fácil mantenimiento
▪ Fácil operación/adaptabilidad
▪ Fácil montaje y desmontaje
▪ Fácil traslado/movilidad
▪ Seguridad
▪ Costo

(Fuente: Propia)

## 2.1.2. Casa de la calidad

El proceso del desarrollo de la función de la calidad es un método que requiere de la planificación del producto (o casa de la calidad), ver Anexo A. Este define un producto considerando las necesidades y requerimientos del cliente. Con esta herramienta se logra transformar las demandas del cliente en características técnicas del producto.

### 2.1.2.1. Resultado de la casa de la calidad

Los resultados de la casa de la calidad se muestran en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3: Tipos de demandas del usuario.

<b>Demandas</b>	<b>Posición / Puntos de importancia</b>	
Básicas (B)	2 / Larga vida útil 8 / Confiable y seguro	3 / Estable
Unidimensionales (O)	1 / Rolado de dos tipos de acero 5 / Fácil manejo para el operario	4 / Fácil mantenimiento 9 / Bajo costo
Estimulantes (E)	6 / Desarmable	7 / Fácil traslado

(Fuente: Propia)

El resultado del análisis de la competencia muestra que existen 5 puntos importantes que reúnen el 68% de las mejoras y que en orden de importancia son: estable, confiable y seguro, bajo costo, fácil mantenimiento y fácil manejo.

A continuación, la tabla 2.4 muestra las características técnicas de la roladora que constituyen la voz del ingeniero basadas en los requerimientos del usuario.

Tabla 2.4: Detalle de características técnicas de la roladora.

<b>Características técnicas</b>	<b>Magnitud</b>	<b>Unidad de medida</b>
Capacidad de doblado	-	-
Resistencia mecánica(vida útil)	10	años
Estabilidad	-	-
Tiempo de mantenimiento	1	Mantenimiento/mes
Tiempo de pre-operación	5	min
Tiempo montaje/desmontaje	10	min
Volumen	0.5	m <sup>3</sup>
Peso	215	Kg
Seguridad	-	-
Costo	1000	\$

(Fuente: Propia)

En las correlaciones entre los requerimientos del cliente y características técnicas, los puntos que no se pueden medir son: capacidad de doblado, estabilidad y seguridad.

Al evaluar las incidencias de las características técnicas, cinco de ellas tienen un peso significativo del 67% del total que en orden de importancia son: seguridad, estabilidad, peso, tiempo de mantenimiento y bajo costo. Entonces, los parámetros más influyentes que se van a considerar son: seguridad, estabilidad, peso y fácil mantenimiento.

### 2.1.3. Especificaciones técnicas

Se desarrolla en base a los requerimientos presentados en la voz del usuario y la voz del ingeniero, además de los resultados de la casa de la calidad. La Tabla 2.5 muestra las características más considerables para guiar el diseño y desarrollo de la roladora.

Tabla 2.5: Especificaciones técnicas de la roladora.

Empresa: <b>Metalmecánica de San Bartolo</b>		Producto: <b>Roladora semiautomática para elementos esbeltos de acero estructural</b>		Fecha inicial: 11/11/2019 última revisión: 09/01/2020
				Página 1/1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	11/11/2019	C	R	Rolado de perfiles de acero A36 y acero inoxidable
		C	R	Rolado de perfiles de acero hasta 1,5 [in] (40 [mm]) de ancho
		C	D	Máquina transportable
Dimensiones	11/11/2019	I	R	Ancho 0,4 x alto 1,5 x largo 0,70 [m]
Energía	11/11/2019	I	R	Energía eléctrica para accionamiento del motor eléctrico
Materiales	11/11/2019	I	R	Estructura: Acero A36
				Cubierta: Tol galvanizado
				Rodillos/Dados: acero AISI 1045 forjado o tratado térmicamente
				Ejes: acero AISI 4340 (A 705)
Señales y control	11/11/2019	I	R	Pulsadores de accionamiento de la máquina
Fabricación y montaje	11/11/2019	I	R	Uso de materiales disponibles en el mercado
		C	D	Uso de materiales disponibles en la Metalmecánica

Vida útil y mantenimiento	11/11/2019	I	R	10 años en funcionamiento
	11/11/2019	I	R	Mantenimiento preventivo cada mes
				Accesible a sus componentes
				Fácil montaje y desmontaje
Seguridad y ergonomía	11/11/2019	C+I	R	Garantizar seguridad y confiabilidad durante el funcionamiento de la máquina

(Fuente: Propia)

Propone: I=Ingeniería; C=Cliente



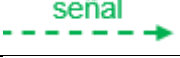

R/D: R=Requerimientos; MR=Modificar Requerimiento; NR=Nuevo requerimiento; D=Deseo.

#### 2.1.4. Análisis funcional

El análisis funcional permite encontrar procedimientos para el desarrollo y cumplimiento de los objetivos del proyecto, además identifica las funciones principales y secundarias de la máquina para encontrar diversas alternativas para solucionar un problema dependiendo de la función de los componentes de la máquina (Riba, 2002).

Se determina la función global que realiza la máquina y posteriormente las subfunciones con interrelaciones de flujos entre ellas. La descomposición funcional se realiza con diagramas de flujo donde se indica cada función y se agrupa en módulos donde se plantean diversas alternativas de solución. La tabla 2.6 muestra la simbología correspondiente a la relación de cada flujo y sus interfaces según la norma VDI 2222.

Tabla 2.6: Simbología según la norma Verein Deutscher Ingenieure (VDI 2222).

Tipo de Interfaces	Relación	Simbología
Interfase de transferencia de materiales	Flujo de material y dirección	
Interfase de energía	Flujo de energía y dirección	
Interfase de señal	Flujo de señal y dirección	
Módulo	Sistema, subsistema	

(Fuente: Propia)

#### 2.1.5. Desarrollo de diagramas funcionales

La figura 2.2 representa el Nivel 0 que es la función principal o global de la roladora que relaciona los flujos de entrada como: intervención del operario, energía y una señal con un flujo de salida que es el perfil doblado.

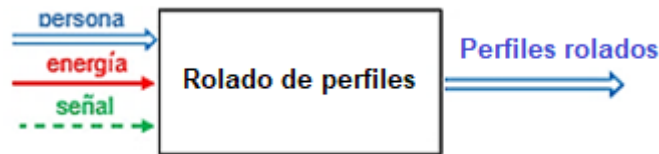


Figura 2.2: Diagrama principal.  
(Fuente: Propia)

La figura 2.3 representa el nivel 1 que parte del nivel 0 en donde se muestra las subfunciones también denominados módulos que realiza la máquina.

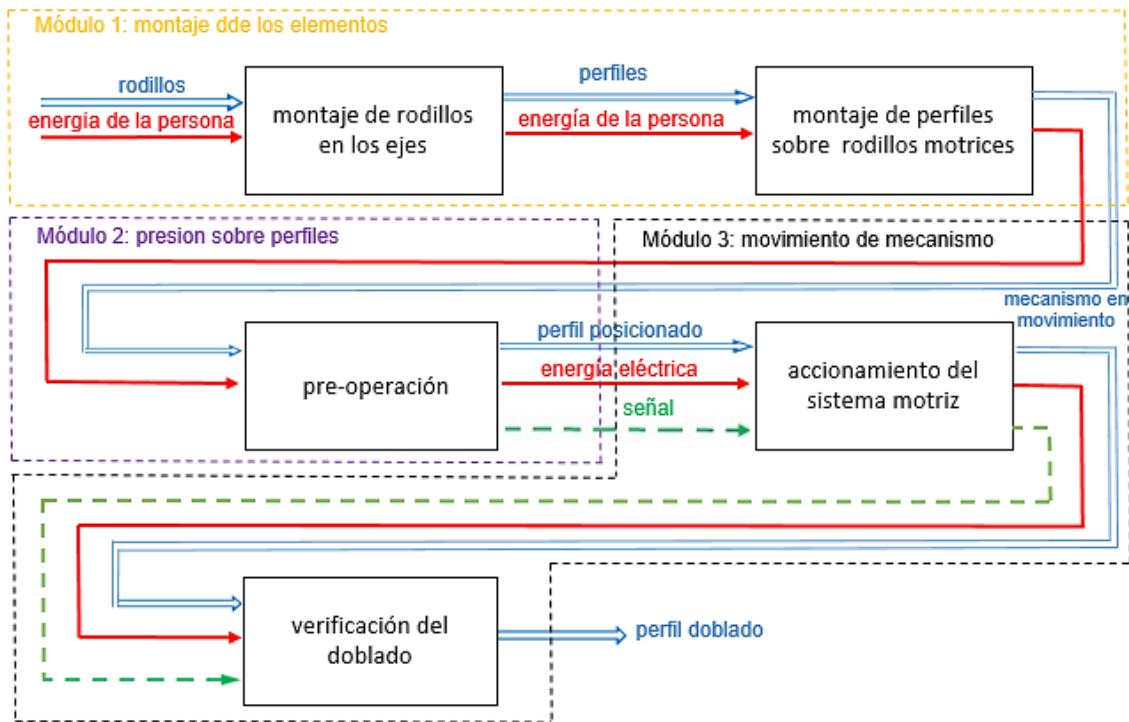


Figura 2.3: Diagrama de funciones secundarias.  
(Fuente: Propia)

## 2.2. Selección de alternativas para cada módulo

En este subcapítulo se determinan los módulos que dividen a la estructura funcional en secciones funcionales o constructivas de la máquina y la evaluación de alternativas de solución, mediante el método ordinal de criterios ponderados con un análisis cuantitativo y comparativo para determinar la solución más conveniente.

### 2.2.1. Módulo 1

Para este módulo no se presentan alternativas de solución. En la metalmecánica de San Bartolo existe una estructura para ejes de posición horizontal la cual va hacer utilizada.

Funciones del módulo 1.

- Posicionar rodillos en los ejes.
- Colocar perfiles de acero sobre los rodillos motrices.

## Solución: Estructura de rodillos de disposición horizontal



Figura 2.4: Estructura existente de una roladora con ejes de posición horizontal.  
(Fuente: Propia)

### 2.2.2. Módulo 2

Este módulo cumple con el objetivo de ejercer presión sobre los perfiles de acero que van a ser rodados.

Función del módulo 2.

- Ejercer presión sobre los perfiles de acero.

#### 2.2.2.1. Solución 1: Tornillo de potencia

Este elemento mecánico permite transformar el movimiento angular en movimiento lineal, generalmente se lo utiliza para transmitir potencia. En la figura 2.5 se observa la estructura de un tornillo de potencia.

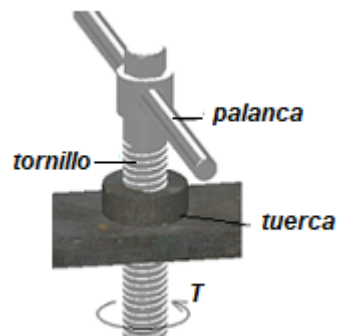


Figura 2.5: Estructura del tornillo de potencia.  
(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Fácil diseño y montaje.
- Fácil mantenimiento.
- Desarrolla gran fuerza en dirección longitudinal del eje.

Desventajas:

- Mecanismo irreversible (útil para un solo movimiento).



### 2.2.2.2. Solución 2: Cilindro hidráulico

Este elemento transmite fuerza a través de un desplazamiento lineal de avance o retroceso, al transformar la presión de un líquido en energía mecánica. La figura 2.6 muestra las partes principales de un cilindro hidráulico.

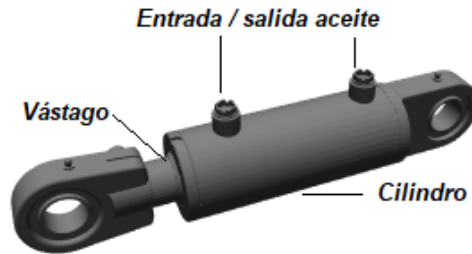


Figura 2.6: Partes de un pistón hidráulico.  
(Fuente: <https://www.cicrosa.com>)

Ventajas:

- Grandes rangos de desplazamientos lineales.
- Alta gama de productos en el mercado.
- Amplio rango de velocidad.

Desventajas:

- Necesita mayor espacio para la instalación.
- Fugas de aceite debido a altas presiones.

### 2.2.2.3. Evaluación de alternativas para módulo 2

Para el módulo 2 los criterios de valoración que se consideran más influyentes son:

- Tamaño: el sistema no debe ocupar demasiado espacio.
- Consumo de energía: debe ser mínimo.
- Bajo costo: el costo debe ser bajo ya que será adquirida por una sola empresa.
- Mantenimiento: debe ser de fácil mantenimiento y poco frecuente.

Tabla 2.7: Evaluación del peso específico de cada criterio.

Mantenimiento > Bajo costo = Tamaño > Consumo de energía						
Criterio	Tamaño	Consumo de energía	Mantenimiento	Bajo costo	$\Sigma+1$	ponderado
Tamaño		1	0,5	0	2,5	0,27
Consumo de energía	0		0	0	1	0,11
Mantenimiento	0,5	1		0,5	3	0,33
Bajo costo	0	1	0,5		2,5	0,27
				suma	<b>9</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Las alternativas del módulo 2 para ser evaluadas son:

Alternativa 1: tornillo de potencia.

Alternativa 2: cilindro hidráulico.

Tabla 2.8: Evaluación del peso específico del criterio *tamaño*.

Alternativa 1 = Alternativa 2				
Tamaño	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	ponderado
Alternativa 1		0,5	1,5	0,50
Alternativa 2	0,5		1,5	0,50
		suma	<b>3</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Tabla 2.9: Evaluación del peso específico del criterio *consumo de energía*.

Alternativa 1 > Alternativa 2				
Consumo de energía	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	ponderado
Alternativa 1		1	2	0,66
Alternativa 2	0		1	0,33
		suma	<b>3</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Tabla 2.10: Evaluación del peso específico del criterio *mantenimiento*.

Alternativa 1 > Alternativa 2				
Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	ponderado
Alternativa 1		1	2	0,66
Alternativa 2	0		1	0,33
		suma	<b>3</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Tabla 2.11: Evaluación del peso específico del criterio *bajo costo*.

Alternativa 1 > Alternativa 2				
Bajo costo	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	ponderado
Alternativa 1		1	2	0,66
Alternativa 2	0		1	0,33
		suma	<b>3</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

La tabla 2.12 muestra los resultados de las ponderaciones de cada criterio con respecto a las alternativas planteadas, donde la alternativa 1 tiene mayor prioridad.

Tabla 2.12: Resultados de selección de alternativa para el módulo 2.

Conclusiones	Tamaño	Consumo de energía	Mantenimiento	Bajo costo	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa 1	(0,50).(0,27)	(0,66).(0,11)	(0,66).(0,33)	(0,66).(0,27)	0,60	<b>1</b>
Alternativa 2	(0,50).(0,27)	(0,33).(0,11)	(0,33).(0,33)	(0,33).(0,27)	0,37	2

(Fuente: Propia)

### 2.2.3. Módulo 3

Este módulo consiste en el accionamiento de la roladora el cual genera movimiento en el mecanismo de la máquina que se da por un sistema de transmisión de potencia.

Función del módulo 3.

- Accionamiento de la máquina.

#### 2.2.3.1. Solución 1: Sistema de poleas y correas

Este sistema se compone de poleas que están ubicadas a una cierta distancia y a su vez se encuentran en movimiento giratorio por acción de bandas o correas, las bandas en V como se muestra en la figura 2.7, son muy usadas a nivel industrial porque evita problemas de inestabilidad.



Figura 2.7: Sistema de poleas y correa tipo V.  
(Fuente: Recuperado de: <http://files.cesarruiz.webnode.com.co/200000095-1e5b7204f2/TransmisionPorCorreas.pdf>)

Ventajas:

- Poco mantenimiento y fácil montaje.
- Componentes de bajo costo.
- Nivel de ruido bajo durante su funcionamiento.
- No necesita lubricación.

Desventajas:

- Sistema limitado para bajas potencias.
- Las bandas no permiten transmisión de potencias a bajas velocidades.
- Longitud de la correa varia por efectos de temperatura y humedad.
- Se puede producir efecto de resbalamiento.

#### 2.2.3.2. Solución 2: Sistema de transmisión por piñones y cadena

Se emplea para transmitir movimiento entre dos ejes paralelos, este sistema está compuesto de un piñón conductor el cual pasa el movimiento a un piñón conducido o corona por medio de una cadena. En la figura 2.8 se representa un sistema de transmisión por piñones y cadena.

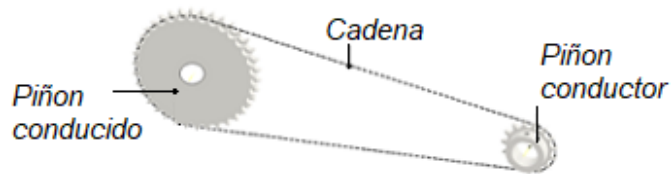


Figura 2.8: Sistema de transmisión por piñones y cadena.  
(Fuente: Propia)

Ventajas:

- No existen problemas de deslizamiento.
- Método muy eficiente para transmitir potencia mecánica.
- Longitudes de cadenas variables por adición o eliminación de eslabones.
- Sistema de bajo costo en comparación con otros sistemas de transmisión.
- Permite transmitir potencias elevadas aumentando múltiples hileras.

Desventajas:

- Costo considerable de sus componentes.
- Necesita lubricación.

### 2.2.3.3. Solución 3: Sistema de transmisión por engranajes

La figura 2.9 muestra un sistema de transmisión por engranajes helicoidales las cuales se encuentran engranadas, este sistema permite transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina.



Figura 2.9: Sistema de transmisión por engranajes helicoidales.  
(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Ocupan espacios reducidos.
- No existen problemas de deslizamiento.
- Alto rendimiento.
- Alta capacidad de transmisión de potencia.
- En engranajes helicoidales el funcionamiento es más silencioso que en engranajes rectos.

Desventajas:

- Alto costo de fabricación.

### 2.2.3.4. Evaluación de alternativas para el módulo 3

Para el módulo 3 los criterios de valoración que se consideran más influyentes son:

- Rendimiento: un buen rendimiento se puede obtener con un buen dimensionamiento y montaje de los elementos.
- Fabricación: no debe ser compleja y uso de materiales disponibles en el mercado y en la metalmecánica.
- Seguridad y fiabilidad: seleccionar un sistema que evite cualquier fallo que podría generar un contratiempo muy grave o daño al operador.
- Costo: el precio debe ser moderado ya que solo será adquirida por una sola empresa.
- Mantenimiento: fácil mantenimiento, lubricación de las partes que lo requieren.

Tabla 2.13: Evaluación del peso específico de cada criterio.

Rendimiento = Seguridad > Fabricación > Mantenimiento = Bajo costo							
Criterio	Rendimiento	Fabricación	Seguridad	Mantenimiento	Costo	$\Sigma+1$	Ponderado
Rendimiento		1	0,5	1	1	4,5	0,31
Fabricación	0		0	1	0,5	2,5	0,17
Seguridad	0,5	1		1	1	4,5	0,31
Mantenimiento	0	0	0		0,5	1,5	0,10
Costo	0	0,5	0	0		1,5	0,10
					suma	<b>14,5</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Las alternativas del módulo 3 para ser evaluadas son:

Alternativa 1: sistema de poleas y correas

Alternativa 2: sistema de transmisión por piñones y cadenas

Alternativa 2: sistema de transmisión por engranajes

Tabla 2.14: Evaluación del peso específico del criterio *rendimiento*.

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1					
Rendimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	ponderado
Alternativa 1		0	0	1	0,16
Alternativa 2	1		0	2	0,33
Alternativa 3	1	1		3	0,50
			suma	<b>6</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Tabla 2.15: Evaluación del peso específico del criterio *fabricación*.

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3					
Fabricación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,50
Alternativa 2	0		1	2	0,33
Alternativa 3	0	0		1	0,16
			suma	<b>6</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Tabla 2.16: Evaluación del peso específico del criterio *seguridad*.

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1					
Seguridad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		0	0	1	0,16
Alternativa 2	1		0	2	0,33
Alternativa 3	1	1		3	0,50
			suma	<b>6</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Tabla 2.17: Evaluación del peso específico del criterio *mantenimiento*.

Alternativa 1 > Alternativa 2 = Alternativa 3					
Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,50
Alternativa 2	0		0,5	1,5	0,25
Alternativa 3	0	0,5		1,5	0,25
			suma	<b>6</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

Tabla 2.18: Evaluación del peso específico del criterio *bajo costo*.

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3					
Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,50
Alternativa 2	0		1	2	0,33
Alternativa 3	0	0		1	0,16
			suma	<b>6</b>	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

La tabla 2.19 muestra los resultados de las ponderaciones de cada criterio con respecto a las alternativas planteadas, donde la *alternativa 3* tiene mayor prioridad.

Tabla 2.19: Conclusiones de selección de alternativa para módulo 3.

Conclusiones	Rendimiento	Fabricación	Seguridad	Mantenimiento	Bajo costo	$\sum$	Prioridad
Alternativa 1	(0,31).(0,16)	(0,17).(0,50)	(0,31).(0,16)	(0,10).(0,50)	(0,10).(0,50)	0,28	3
Alternativa 2	(0,31).(0,33)	(0,17).(0,33)	(0,31).(0,33)	(0,10).(0,25)	(0,10).(0,33)	0,32	2
Alternativa 3	(0,31).(0,50)	(0,17).(0,16)	(0,31).(0,50)	(0,10).(0,25)	(0,10).(0,16)	0,37	<b>1</b>

(Fuente: Propia)

## 2.2.4. Solución general del mecanismo

La figura 2.10 representa el diseño final de la roladora con sus partes principales luego de seleccionar las alternativas con mayor prioridad.

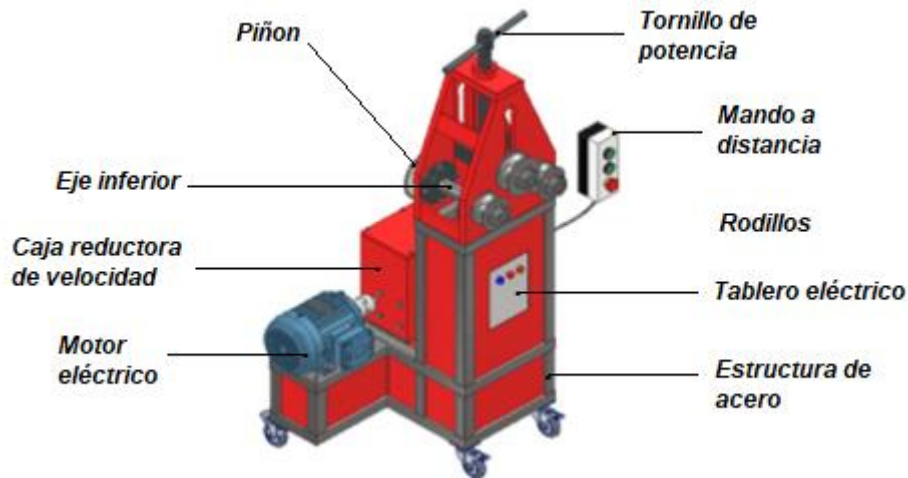


Figura 2.10: Esquema de las partes principales de la roladora.  
(Fuente: propia)

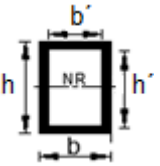
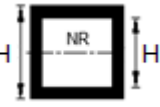
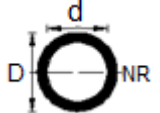
## 2.3. Cálculo de parámetros para la fuerza de doblado.

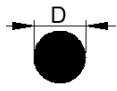
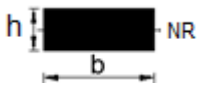
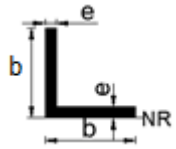
En este subcapítulo se determina los parámetros para el cálculo de la fuerza de doblado.

### 2.3.1. Cálculo del momento plástico de los elementos

La tabla 2.20, muestra los resultados obtenidos utilizando la ecuación 1.2 del momento plástico para cada perfil de acero A36 con  $S_y=250$  [MPa].

Tabla 2.20: Momento plástico para diferentes tipos de perfil.

Perfiles	Esquema	Módulo de sección (Z) [m <sup>3</sup> ]	Mp [Nm]
Rectangular		$Z = \frac{1}{12} (3bh^2 - (b + 2b') * h'^2)$	844
Cuadrado		$Z = \frac{H^4 - H'^4}{6H}$	1823
Redondo		$Z = \frac{D^3 - d^3}{6}$	1541,67

Varilla		$Z = \frac{D^3}{6}$	140,63
Platina		$Z = \frac{b \cdot h^2}{4}$	562,50
Perfil en L		$Z = \frac{7be^3 - 9b^2e^2 + 4b^3e - e^4}{6 \left( \frac{3b^2 - 2be}{2b - e} \right)}$	677,8

(Fuente: Propia)

### 2.3.2. Distancia entre centros de los rodillos inferiores

A partir de la ecuación 1.3 y considerando un diámetro de rodillos  $D_1=D_2=80$  [mm] determinamos la distancia entre centros (C) de los rodillos inferiores.

$$80 < C < 3(80 + 80)$$

Este valor se encuentra en un intervalo nominal de 80 y 480 [mm], se toma un valor de  $C=210$  [mm] considerando el tamaño de la estructura existente, ver figura 2.4.

### 2.3.3. Fuerza de doblado (Fd)

Al reemplazar la distancia entre centros (C) y el radio de los rodillos (r) en la ecuación 1.6 obtenemos el ángulo máximo de doblado.

$$\theta_{\max} = \text{sen}^{-1} \left( \frac{210}{2(40 + 40 + 40)} \right) = 61^\circ$$

De la ecuación 1.7 obtenemos la distancia entre el punto de contacto del perfil en el rodillo inferior con el eje vertical del mismo rodillo.

$$m = 0,04[\text{m}] \cdot \text{sen}(61) = 0,035 [\text{m}]$$

De la ecuación 1.8 obtenemos la distancia entre el punto de contacto del perfil con el rodillo inferior y la línea de simetría.

$$D = \frac{\left( \frac{0,21[\text{m}]}{2} - 0,035 [\text{m}] \right)}{\cos(61)} = 0,14 [\text{m}]$$

De la ecuación 1.9 obtenemos la distancia entre el punto de contacto del perfil con el rodillo superior y la línea de simetría.

$$d = 0,04[\text{m}] \cdot \tan(61) = 0,07 [\text{m}]$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.17 se obtiene la fuerza de doblado que se requiere para cada elemento a rolar, estos resultados se muestran en la tabla 2.21.



Tabla 2.21: Fuerza de doblado para cada tipo de perfil de acero estructural.

Tipos de perfiles	Fuerza de doblado (N)
Rectangular	7353,04
Cuadrado	<b>15882,21</b>
Redondo	13431,23
Varilla	1225,18
Platina	4900,57
Perfil en L	5817,95

(Fuente: Propia)

Los resultados indican que el perfil cuadrado requiere mayor fuerza de doblado. Por lo tanto, los siguientes cálculos se realizarán tomando como referencia dicho perfil.

## 2.4. Cálculo de parámetros para la potencia requerida

### 2.4.1. Reacciones y fuerza de rozamiento

A partir de la fuerza de doblado y remplazándola en la ecuación 1.10 que se obtuvo de la figura 1.9, se obtiene el valor de  $q_0$  [N/m].

$$q_0 = \frac{15882,21 \text{ [N]} \cdot 2}{0,07 \text{ [m]}} = 453777,43 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

A continuación, se determinan las reacciones en los rodillos inferiores mediante las ecuaciones 1.11 y 1.12.

$$R_{AY} = \frac{453777,43 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \cdot 0,07 \text{ [m]} \cdot (3 \cdot 0,14 \text{ [m]} + 2 \cdot 0,07 \text{ [m]})}{12 \cdot (0,14 \text{ [m]})} = 10588,14 \text{ [N]}$$

$$R_{BY} = \frac{453777,43 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \cdot 0,07 \text{ [m]} \cdot (3 \cdot 0,14 \text{ [m]} - 2 \cdot 0,07 \text{ [m]})}{12 \cdot (0,14 \text{ [m]})} = 5294,07 \text{ [N]}$$

Entonces, las reacciones totales son:

$$R_A = \frac{10588,14 \text{ [N]}}{\cos(61)} = 21839,79 \text{ [N]}$$

$$R_B = \frac{5294,07 \text{ [N]}}{\cos(61)} = 10919,89 \text{ [N]}$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.1 y utilizando un factor de seguridad  $n = 3$  se obtiene la fuerza de rozamiento en:

Rodillos inferiores:

$$F_{rA} = 5358,36 \text{ [N]}$$

$$F_{rB} = 1894,46 \text{ [N]}$$

Rodillo superior:

$$F_{rC} = 3322,96 \text{ [N]}$$

## 2.4.2. Torque

El torque generado en cada rodillo se calcula con la siguiente ecuación:

$$T = F_r \cdot r \quad (\text{Ec. 2.1.})$$

Al reemplazar  $F_{r_A}$ ,  $F_{r_B}$  y el radio de los rodillos  $r_A = r_B$  en la ecuación 2.1 se obtiene:

$$T_A = 214,33 \text{ [Nm]}$$

$$T_B = 75,78 \text{ [Nm]}$$

## 2.4.3. Potencia requerida

La potencia requerida se obtiene con la siguiente ecuación.

$$P_{ot} = T_A \cdot n + T_B \cdot n \quad (\text{Ec. 2.2.})$$

Donde:

$T_A, T_B$ : torque en los ejes inferiores A y B.

$n$ : velocidad de giro de los rodillos 10 [rpm]

Entonces:

$$P_o = 214,33 \text{ [Nm]} \cdot 1,06 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] + 75,78 \text{ [Nm]} \cdot 1,06 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$P_o = 307,52 \text{ [Watts]} = 0,41 \text{ [HP]}$$

Por lo tanto, la potencia del motor se obtiene con la siguiente expresión:

$$P_m = \frac{P_o}{\eta} \quad (\text{Ec. 2.3.})$$

Donde:

$P_m$ : potencia del motor

$P_o$ : potencia a transmitir

$\eta$ : eficiencia del motor 0,85

Entonces:

$$P_m = 0,5 \text{ [HP]}$$

La potencia mínima del motor debe ser de 1/2 [HP].

Se tiene a disposición un motor de 2 [HP] donde la placa marca una velocidad de 1745 [rpm], pero al realizar la medición con un tacómetro digital se obtuvo 1800 [rpm]. Por lo tanto, las características del motor son:

Potencia del motor: 2 [Hp]

Velocidad nominal del motor: 1800 [rpm]

## 2.5. Diseño y cálculo de los componentes de la roladora

En este subcapítulo se detalla el cálculo de los elementos mecánicos de la roladora utilizando las ecuaciones mostradas en el subcapítulo 1.7.

### 2.5.1. Reductor de velocidad

La figura 2.11 representa la vista general del reductor de velocidad, donde los ejes están representados por letras mayúsculas, los rodamientos por letras minúsculas y con números los engranajes helicoidales. Además, los datos de diseño son:

Velocidad de entrada: 1800 [rpm]

Velocidad de salida: 25 [rpm]

Potencia del motor: 2 [HP]

Relación de transmisión: 72:1

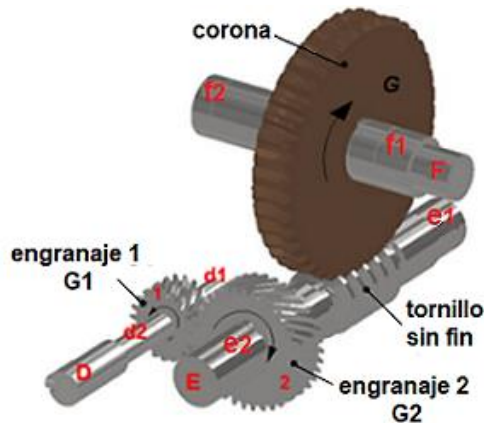


Figura 2.11: Vista general del reductor de velocidad.  
(Fuente: propia)

#### 2.5.1.1. Cálculo de engranajes cilíndricos helicoidales

Se considera el engranaje G1 de 20 dientes y el engranaje G2 de 35 dientes con un módulo  $m=2$  [mm], ángulo de presión normal  $\phi_n=20^\circ$  y un ángulo de hélice,  $\psi=30^\circ$ .

La velocidad de salida en el engranaje G2 se calcula con la ecuación 1.21.

$$n_{G2} = \frac{1800 \text{ [rpm]} \cdot 20 \text{ [dientes]}}{35 \text{ [dientes]}} = 1028,57 \text{ [rpm]}$$

El módulo circular se obtiene con la ecuación 1.22.

$$m_c = \frac{2 \text{ [mm]}}{\cos(30)} = 2,31 \text{ [mm]}$$

El diámetro de paso de los engranajes G1 y G2 se calcula con ecuación 1.23.

$$d_{G1} = 46,20 \text{ [mm]}$$

$$d_{G2} = 80,85 \text{ [mm]}$$

El paso axial se obtiene con la ecuación 1.24.

$$p_x = \frac{\pi \cdot 2 [\text{mm}]}{\text{sen}(30^\circ)} = 12,56 [\text{mm}]$$

El ancho de cara recomendado para engranajes es:

$$F \geq 2 \cdot p_x = 25,12 [\text{mm}]$$

Por lo tanto, el ancho de cara para los engranajes G1 y G2 es de 25 [mm] el cual se verifica en los siguientes apartados.

### Selección del material de los engranajes

El material seleccionado es el acero A705 (4340) templado y revenido con una dureza de 360HB Grado 2, ver anexo B, tabla-B1.

La resistencia a la fatiga por flexión  $S_t$  y por contacto  $S_c$ , se determinan con las siguientes ecuaciones.

$$S_t = 0,703HB + 113\text{MPa} \quad (\text{Ec. 2.4.})$$

$$S_c = 2,41HB + 237\text{MPa} \quad (\text{Ec. 2.5.})$$

Los valores que se obtienen son:

$$S_t = 366,08 [\text{MPa}]$$

$$S_c = 1104,60 [\text{MPa}]$$

### Cálculo de esfuerzos en los engranes G1 y G2.

Los engranajes están expuestos a fallas por flexión y por picadura. Por lo tanto, se determina esfuerzos de flexión y esfuerzos superficiales o por picadura.

### Diseño engranaje G1

El torque en el eje del engranaje G1 se calcula con la ecuación 2.2.

$$T_1 = \frac{1491 [\text{W}]}{188,49 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]} = 7,91 [\text{Nm}]$$

Al reemplazar este valor en la ecuación 1.25 se tiene:

$$W_{t1} = \frac{7,91 [\text{Nm}]}{0,0462 [\text{m}]/2} = 342,42 [\text{N}]$$

Al reemplazar  $W_t$  en la ecuación 1.26 se obtiene la carga axial.

$$W_{a1} = 342,42 [\text{N}] \cdot \tan(30) = 197,69 [\text{N}]$$

El ángulo de presión transversal se obtiene con la siguiente ecuación.

$$\phi_t = \tan^{-1}\left(\frac{\tan\phi_n}{\cos\Psi}\right) \quad (\text{Ec. 2.6.})$$

$$\phi_t = 22,80^\circ$$

Al reemplazar este valor en la ecuación 1.27 se obtiene:

$$W_{r1} = 342,42 [\text{N}] \cdot \tan(22,79) = 143,94 [\text{N}]$$

### Cálculo del esfuerzo de flexión permisible

El esfuerzo de flexión permisible se calcula con la ecuación 1.28, ver tabla 1.1.

El factor de ciclo de esfuerzos se obtiene con la siguiente ecuación.

$$Y_N = 1,6831 N_c^{-0,0323} \quad (\text{Ec. 2.7.})$$

El número de ciclos de carga  $N_c$  se determina con la ecuación 2.8.

$$N_c = 60 \cdot n \cdot L \quad (\text{Ec. 2.8.})$$

Donde:

$n$ : velocidad de giro en [rpm]

$L$ : horas de servicio

$$N_c = (60) \cdot (1800) \cdot (14400) = 1,6 \times 10^9 \text{ [ciclos]}$$

Entonces:

$$Y_N = 0,84$$

Para  $T < 120^\circ$  el factor de temperatura es:

$$K_T = 1$$

Considerando una confiabilidad del 99%.

$$K_R = 1$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 1.28 se obtiene:

$$\sigma_{perm} = 307,51 \text{ [MPa]}$$

### Cálculo del esfuerzo de flexión

A partir de la ecuación 1.29 establecida por la metodología AGMA se determina el esfuerzo de flexión ver tabla 1.1.

Del anexo B, tabla B-2, seleccionamos el factor de sobrecarga.

$$K_o = 1,25$$

El factor dinámico se calcula con la siguiente ecuación.

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B \quad (\text{Ec. 2.9.})$$

Donde:

$V$ : velocidad tangencial del engranaje G1 en [m/s]

$$V = \frac{\pi \cdot 0,0462 \text{ [m]} \cdot 188,50 \text{ [rad]}}{12} = 2,28 \text{ [m/s]}$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{Ec. 2.10.})$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (\text{Ec. 2.11.})$$

AGMA define números de calidad comercial  $Q_v$  entre 3 y 7 para engranajes. Por lo tanto, asignamos un valor intermedio de 5 para nuestros cálculos (Budynas & Nisbelt, 2012).

Entonces:

$$B = 0,91 \quad y \quad A = 55$$

Reemplazado los valores en la ecuación 2.9 se tiene:

$$K_V = 1,34$$

Del anexo B, tabla B-3, seleccionamos el factor de tamaño.

$$K_S = 1$$

El factor de distribución de carga se calcula con la siguiente ecuación.

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad (\text{Ec. 2.12.})$$

Del anexo B, figura B-1, se obtiene el factor de proporción del piñón  $C_{pf} = 0,03$  y el factor por alineamiento  $C_{ma} = 0,45$ . Al reemplazar los valores en la ecuación 2.12 se obtiene:

$$K_m = 1,48$$

El factor de espesor de aro para espesor constante es:

$$K_B = 1$$

Del anexo B, figura B-2, determinamos el factor geométrico.

$$J = 0,46$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 1.29 obtenemos:

$$\sigma = 36,91 \text{ [MPa]}$$

### **Factor de seguridad a flexión**

El factor de seguridad para falla por fatiga a flexión se calcula con la ecuación 1.32.

$$S_F = \frac{307,51}{36,91} = 8,33$$

### **Cálculo del esfuerzo de contacto permisible**

A partir de la ecuación 1.30 establecida por la metodología AGMA se determina el esfuerzo de contacto permisible, ver tabla 1.1.

El factor de ciclos de esfuerzos para resistencia a la picadura se determina con la siguiente ecuación:

$$Z_N = 1,4488N_c^{-0.023} \quad (\text{Ec. 2.13.})$$

Para  $N_c = 1,6 \times 10^9$  [ciclos]:

$$Z_N = 0,88$$

Reemplazando los valores en la ecuación 1.30 se obtiene:

$$\sigma_{C\text{-perm}} = 972,05 \text{ [MPa]}$$

### **Cálculo del esfuerzo de contacto**

Para calcular el esfuerzo de contacto se usa la ecuación 1.31 mostrada en la tabla 1.1.

Del anexo B, tabla B-4, seleccionamos el coeficiente elástico para el acero.

$$C_p = 191 \text{ [MPa]}$$

El factor de condición superficial es:

$$C_f = 1$$

El factor geométrico de resistencia superficial se calcula con la ecuación 2.14.

$$I = \frac{\cos\phi_t \cdot \text{sen}\phi_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (\text{Ec. 2.14.})$$

Donde:

$m_N$ : relación de repartición de carga

$m_G$ : relación de velocidades

Para engranes helicoidales la relación de repartición de carga es:

$$m_N = \frac{P_N}{0,95 \cdot Z} = \frac{\pi \cdot m \cdot \cos\phi_n}{0,95 \cdot Z} \quad (\text{Ec. 2.15.})$$

El factor Z se obtiene con la siguiente ecuación.

$$Z = [(r_{G1} + a)^2 - r_{bG1}^2]^{\frac{1}{2}} + [(r_{G2} + a)^2 - r_{bG2}^2]^{\frac{1}{2}} - (r_{G1} + r_{G2}) \cdot \text{sen}\phi_t \quad (\text{Ec. 2.16.})$$

Donde:

$$\phi_t = 22,80$$

$$r_{G1} = \frac{d_{G1}}{2} = 23,1 \text{ [mm]}$$

$$r_{G2} = m_G \cdot r_{G1} = 40,43 \text{ [mm]}$$

$$r_{bG1} = \frac{d_{G1}}{2} \cdot \cos\phi_t = 21,29 \text{ [mm]}$$

$$r_{bG2} = m_G \cdot r_{bG1} = 37,26 \text{ [mm]}$$

$$a = 0,3683 \cdot p_x = 4,62 \text{ [mm]}$$

Entonces:

$$Z = 18,46$$

Reemplazando este valor en la ecuación 2.15 se tiene:

$$m_N = 0,34$$

Entonces, el factor geométrico es:

$$I = 0,33$$

Al reemplazar los valores en la ecuación 1.31 se obtiene:

$$\sigma_c = 285,04 \text{ [MPa]}$$

### Factor de seguridad de desgaste por contacto

El factor de seguridad de desgaste por contacto se calcula con la ecuación 1.33.

$$S_H = \frac{972,05}{285,04} = 3,41$$

## **Análisis de comparación de factores de seguridad**

Los factores de seguridad de desgaste por flexión y por contacto que se obtuvieron son:

$$S_F = 8,24$$

$$S_H^3 = 39,65$$

$$S_F < S_H^3$$

Es más probable que el engranaje G1 falle por fatiga por flexión.

## **Diseño engrane G2**

Las cargas tangencial ( $w_{t2}$ ), axial ( $w_{a2}$ ) y radial ( $w_{r2}$ ) que actúan en el engranaje G2 son las mismas que se obtuvieron para el engranaje G1. Así también como los valores de las variables  $K_T$ ,  $K_R$ ,  $K_O$ ,  $K_V$ ,  $K_S$  y  $K_B$ .

## **Cálculo del esfuerzo de flexión permisible**

Para  $N_c = 8,8 \times 10^8$  [ciclos] el factor de ciclos de esfuerzo es:

$$Y_N = 1,6831 (8,8 \times 10^8)^{-0,0323} = 0,86$$

Al reemplazar los valores en la ecuación 1.28 se obtiene:

$$\sigma_{perm} = 314,83 \text{ [MPa]}$$

## **Esfuerzo de flexión**

El factor de distribución de carga se calcula con la ecuación 2.12, con  $C_{pf} = 0,005$  y  $C_{ma} = 0,45$ , ver anexo B, figura B-1.

$$K_m = 1,45$$

Del anexo B, figura B-2, determinamos el factor geométrico.

$$J = 0,51$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.29. se obtiene:

$$\sigma = 32,61 \text{ [MPa]}$$

## **Factor de seguridad a flexión**

El factor de seguridad de falla por fatiga a flexión se calcula con la ecuación 1.32.

$$S_F = \frac{314,83}{32,61} = 9,65$$

## **Cálculo de esfuerzo de contacto permisible**

Par  $N_c = 8,8 \times 10^8$  [ciclos] el factor de ciclos de esfuerzos es:

$$Z_N = 0,89$$

Al reemplazar este valor en la ecuación 1.30 se tiene:

$$\sigma_{c-perm} = 983,10 \text{ [MPa]}$$



### **Cálculo del esfuerzo de contacto**

El coeficiente elástico para el acero se obtiene del anexo B, tabla B-4.

$$C_p = 191 \text{ [MPa]}$$

El factor de condición superficial es:

$$C_f = 1$$

Factor geométrico de resistencia superficial se calcula con la ecuación 2.14.

$$I = 0,33$$

Al reemplazar los valores en la ecuación 1.31 se obtiene:

$$\sigma_c = 213,27 \text{ [MPa]}$$

### **Factor de seguridad de desgaste por contacto**

El factor de seguridad de desgaste por contacto se calcula con la ecuación 1.33.

$$S_H = \frac{983,10}{213,27} = 4,61$$

### **Análisis de comparación de factores de seguridad**

Los factores de seguridad de desgaste por flexión y por contacto que se obtuvieron son:

$$S_F = 8,24$$

$$S_H^3 = 97,97$$

$$S_F \ll S_H^3$$

Es probable que el engrane G2 falle por fatiga por flexión.

#### **2.5.1.2. Cálculo del torillo sin fin- corona**

Se considera una razón de 40:1. Por lo tanto, el tornillo sin fin tiene una entrada  $N_w=1$  y la corona  $N_G = 40$  [dientes] con módulo  $m=4$  [mm].

La velocidad de salida del eje de la corona se calcula con la ecuación 1.21.

$$n_{corona} = \frac{1028,57[\text{rpm}] \cdot 1 [\text{diente}]}{40 [\text{dientes}]} = 25,71 \text{ [rpm]}$$

Con la ecuación 1.23 determinamos el diámetro de paso de la corona.

$$d_{p_{corona}} = 160 \text{ [mm]}$$

El diámetro de paso del tornillo sin fin se calcula con la ecuación 1.34 con una distancia entre centros estimada  $C = 125$  [mm].

$$\frac{(125)^{0,875}}{3} \leq d_w \leq \frac{(125)^{0,875}}{1,6}$$

$$23 \leq d_w \leq 43$$

El diámetro del tornillo sin fin está en el intervalo de 23 a 43 [mm]. Para el diseño, el diámetro del tornillo sin fin seleccionado es de 40[mm].

El paso circular de la rueda se calcula con la ecuación 1.35. Este valor debe ser igual al paso axial del tornillo sin fin.

$$p_{cG} = p_{x_w} = 12,57 \text{ [mm]}$$

El avance del tornillo sin fin se obtiene con la ecuación 1.36.

$$L = 12,57 \text{ [mm]}$$

Al reemplazar este valor en la ecuación 1.37 se obtiene:

$$\lambda = 5,71^\circ < 6^\circ$$

Entonces, el sistema es irreversible y para  $\lambda < 17^\circ$  el ángulo de presión es  $\phi_n = 14,5^\circ$

El ancho de cara mínimo estimado de la corona es:

$$F_G = 0,67 d_w = 26,8 \text{ [mm]}$$

Entonces seleccionamos un ancho de cara de la corona de 34 [mm].

La velocidad de deslizamiento tangencial se calcula con la ecuación 1.38 y se obtiene:

$$v_s = \frac{\pi \cdot 1028,57 \text{ [rpm]} \cdot \frac{40}{25,4} \text{ [in]}}{12 \cdot \cos(5,71)} = 426,18 \text{ [ft/min]}$$

Para una velocidad de deslizamiento  $v_s > 10 \left[ \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right]$ , AGMA proporciona la siguiente ecuación para determinar el coeficiente de fricción.

$$f = 0,103 \exp(-0,110 v_s^{0,450}) + 0,012 \quad (\text{Ec. 2.17.})$$

Entonces:

$$f = 0,03$$

La eficiencia se calcula con la ecuación 1.39.

$$e = \frac{\cos(14,5) - 0,03 \cdot \tan(5,71)}{\cos(14,5) + 0,03 \cdot (1/\tan 5,71)} = 0,76$$

El par torsional de salida de la corona se obtiene con la ecuación 2.2.

$$T_o = \frac{1491 \text{ [W]}}{2,69 \text{ [rad/s]}} = 554,27 \text{ [Nm]}$$

Al reemplazar  $T_o$  y  $d_G$  en la ecuación 1.24, se obtiene la fuerza tangencial en la corona.

$$W_{tG} = \frac{(2) \cdot (554,27 \text{ [Nm]})}{0,16 \text{ [m]}} = 6928,38 \text{ [N]}$$

Al reemplazar este resultado en las ecuaciones 1.40 y 1.41 se determina la fuerza axial y la fuerza radial en la corona respectivamente.

$$W_{aG} = 910,27 \text{ [N]}$$

$$W_{rG} = 1806,33 \text{ [N]}$$

Debido a la orientación de los dos ejes a  $90^\circ$ , las direcciones de las fuerzas apareadas son opuestas por el principio de acción y reacción. Por lo tanto, se tiene las siguientes igualdades (Mott, 2006).

$$W_{tG} = W_{a_w} \quad ; \quad W_{aG} = W_{t_w} \quad ; \quad W_{rG} = W_{r_w}$$

La fuerza de fricción se calcula con la ecuación 1.42.

$$W_f = \frac{(0,032) \cdot (6928,37 \text{ [N]})}{\cos(14,5) \cos(5,71) - 0,03 \cdot \text{sen}(5,71)} = 216,43 \text{ [N]}$$

### Fuerza tangencial permisible

Con la ecuación 1.43 establecida por la metodología AGMA, obtenemos la fuerza tangencial permisible, ver tabla 1.2.

El factor de materiales cuando  $d_G < 8 \text{ [in]}$  (203 mm) es:

$$C_s = 1000$$

El factor de corrección cuando  $20 < m_G < 76$  se calcula con la ecuación 2.18.

$$C_m = 0.0107 \sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5145} \quad (\text{Ec. 2.18.})$$

Donde:

$m_G$ : relación de velocidades.

$$C_m = 0,81$$

Si, la velocidad de deslizamiento esta entre  $0 < v_s < 700 \text{ [fpm]}$ , usamos la siguiente ecuación para calcular el factor de velocidad.

$$C_v = 0,659e^{(-0,0011 \cdot v_s)} \quad (\text{Ec. 2.19.})$$

Entonces:

$$C_v = 0,41$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.43 se obtiene:

$$W_{t_{perm}} = 8620,4 \text{ [N]}$$

Al comparar la carga tangencial real con la carga tangencial permisible tenemos que:

$$W_{t_{perm}} > W_{t_G}$$

Como la carga permisible es mayor que la carga tangencial real, podemos concluir que el diseño del tornillo sin fin-corona es satisfactorio.

### Esfuerzo flexionante en los dientes de la corona

Este esfuerzo se determina con la ecuación 1.45, ver tabla 1.2.

El factor de velocidad se calcula con la ecuación 2.20.

$$K_v = \frac{1200}{1200 + v_{rG}} \quad (\text{Ec. 2.20.})$$

Donde:

$v_{rG}$ : velocidad de línea de paso de la corona y se calcula con la siguiente ecuación.

$$v_{rG} = \frac{\pi \cdot d_G \cdot n_G}{12} \quad (\text{Ec. 2.21.})$$

Entonces:

$$v_{rG} = 0,11 \text{ [m/s]}$$

Reemplazado este valor en la ecuación 2.20 se obtiene:

$$K_v = 1$$

Al reemplazar los valores en la ecuación 1.44 se obtiene la carga dinámica.

$$W_d = 6928,38 \text{ [N]}$$

Del anexo B, tabla B-5, seleccionamos el factor de forma de Lewis.

$$y = 0,1$$

El paso circular normal es:

$$p_n = 4[\text{mm}] \cdot \pi \cdot \cos(5,71) = 12,5 \text{ [mm]}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 1.45 obtenemos:

$$\sigma = \mathbf{163,02 \text{ [MPa]}}$$

Este valor se puede comparar con la resistencia del material de la corona a la fatiga. Para coronas de bronce al manganeso la resistencia a la fatiga es 17000 psi (117 [MPa]) y para bronce fosforado la resistencia a la fatiga es 24000 psi (165 [MPa]) (Mott,2006).

Por lo tanto, para el valor de esfuerzo obtenido, el bronce fosforado es el adecuado.

### 2.5.1.2. Piñones y cadenas

La relacion de velocidad se calcula con la ecuación 1.21.

$$i = \frac{25,71 \text{ [rpm]}}{10 \text{ [rpm]}} = 2,57$$

Del anexo C, tabla C-1, elegimos un piñon conductor de 14 dientes de ½ [in] de paso.

Entonces, el número de dientes del piñon conducido es:

$$N_2 = (2,57) \cdot (14 \text{ dientes}) = 35,98 \text{ [dientes]}$$

Del anexo C, tabla C-2 seleccionamos un piñon conducido de 35 dientes con un paso de ½ [in] doble tipo manzana.

Entonces, la velocidad en el eje de los rodillos es:

$$n_{eje-A} = \frac{25,71[\text{rpm}] \cdot 14 \text{ [dientes]}}{35 \text{ [dientes]}} \mathbf{10,3 \text{ [rpm]}}$$

La longitud de la cadena se calcula con la ecuacion 1.18 considerando C=30 [pasos].

$$L = 2C + \frac{35 + 14}{2} + \frac{(35 - 14)^2}{4\pi^2 C} = 84,87 \text{ pasos} = 85 \text{ pasos}$$

Al reemplazar este valor en la ecuacion 1.19 se obtiene la distancia entre centros C.

$$C = \frac{1}{4} \left[ 85 - \frac{35 + 14}{2} + \sqrt{\left[ 85 - \frac{35 + 14}{2} \right]^2 - \frac{8(35 - 14)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 30,06 \text{ pasos} = 15,03 \text{ [in]} = \mathbf{381,76 \text{ [mm]}}$$

Los diámetros de paso de los piñones se obtienen con la ecuación 1.20.

$$d_{p\text{-conductor}} = \frac{12,70 \text{ [mm]}}{\text{sen}\left(\frac{180}{14}\right)} = 57,07 \text{ [mm]} = 0,057 \text{ [m]}$$

$$d_{p\text{-conducido}} = \frac{12,70 \text{ [mm]}}{\text{sen}\left(\frac{180}{35}\right)} = 141,68 \text{ [mm]} = 0,142 \text{ [m]}$$

La fuerza tangencial en los piñones se obtiene con la siguiente ecuación.

$$F_p = \frac{2 \cdot T \text{ [Nm]}}{d_p \text{ [m]}} \quad (\text{Ec. 2.22.})$$

Entonces:

$$F_{p\text{-conductor}} = \frac{2 \cdot (553,8 \text{ [Nm]})}{0,057 \text{ [m]}} = \mathbf{19431,57 \text{ [N]}}$$

$$F_{p\text{-conducido}} = \frac{2 \cdot (1380,55 \text{ [Nm]})}{0,142 \text{ [m]}} = \mathbf{19444,37 \text{ [N]}}$$

## 2.5.2. Ejes

En esta sección se realiza el análisis de los ejes de la roladora existentes en la metalmecánica y el dimensionamiento de los ejes de la caja reductora de velocidad.

### 2.5.2.1. Cálculo de los ejes de la roladora

Las fuerzas que actúan en los ejes A, B y C existentes en la metalmecánica se muestran en la figura 2.12 y son de acero A705 (4340) con  $S_{ut}=1170 \text{ [MPa]}$  y  $S_y=1080 \text{ [MPa]}$ .

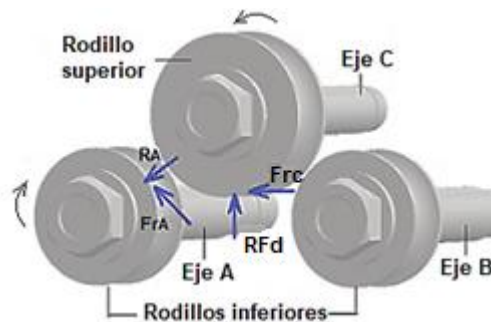


Figura 2.12: Diagrama general de fuerzas en los ejes de los rodillos.  
(Fuente: Propia)

Se consideran 6 horas de trabajo diarias, una vida útil de la máquina de 10 años y la velocidad de giro de los rodillos de 10,3 [rpm].

$$N_{\text{eje}} = 10,3 \frac{\text{ciclos}}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \cdot \frac{6 \text{ horas}}{\text{dia}} = 3708 \left[ \frac{\text{ciclos}}{\text{dia}} \right]$$

Si la vida útil es de 10 años.

$$N_{\text{eje}} = 3708 \left[ \frac{\text{ciclos}}{\text{dia}} \right] \cdot 2400 \text{ [días]} = 8,8 \times 10^6 \text{ [ciclos]}$$

Se obtiene más de 1 millón de ciclos. Por lo tanto, los ejes se diseñan para vida infinita.

### Cálculo del eje inferior A.

Los ejes inferiores A y B existentes en la metalmecánica no son adecuados para el funcionamiento de la máquina, estos ejes tienen las mismas características, por lo cual, el análisis se realiza solo al eje A el cual se dimensiona con un diámetro de 40 [mm].



Figura 2.13: Diagrama de cuerpo libre del eje A.  
(Fuente: Propia)

Plano X-Y

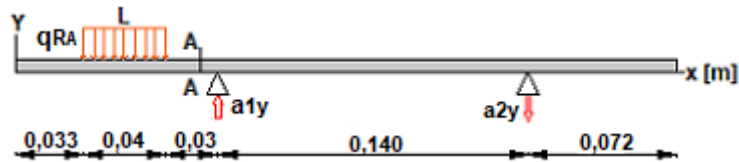


Figura 2.14: Diagrama de fuerzas del eje A, plano X-Y.  
(Fuente: Propia)

$$\sum M_{a1} = 0$$

$$q_{RA} \cdot L \cdot 0,05 = a_{2y} \cdot 0,140$$

$$a_{2y} = 7,8 \text{ [KN]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$a_{1y} = a_{2y} + q_{RA} \cdot L = 29,64 \text{ [KN]}$$

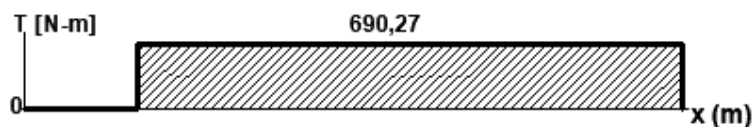


Figura 2.15: Diagrama de torque del eje A.  
(Fuente: Propia)

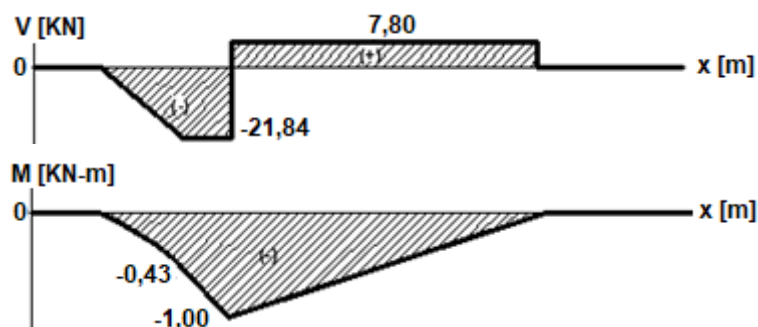


Figura 2.16: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje A, plano X-Y.  
(Fuente: Propia)

Plano X-Z

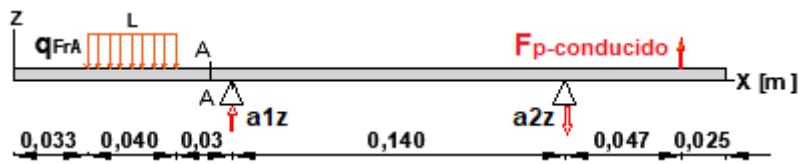


Figura 2.17: Diagrama de fuerzas del eje A, plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

$$\sum M_{a1} = 0$$

$$q_{FrA} \cdot L \cdot 0,05 + F_{p\text{-conducido}} \cdot 0,187 = a_{2z} \cdot 0,140$$

$$a_{2z} = 27,88 \text{ [KN]}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$a_{1z} = a_{2z} + q_{FrA} \cdot L - F_{p\text{-conducido}} = 13,79 \text{ [KN]}$$

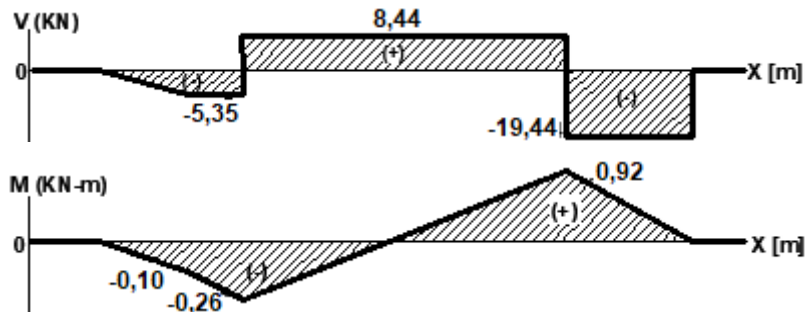


Figura 2.18: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje A, plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

$$M_{xy} = 1000 \text{ [Nm]} \quad ; \quad M_{xz} = 260 \text{ [Nm]}$$

El momento máximo en el eje A se calcula con la siguiente ecuación:

$$M_{\max} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (\text{Ec. 2.23.})$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$M_{\max} = 1033,25 \text{ [Nm]}$$

El torque total que se transmite a los ejes inferiores se obtiene con la ecuación 2.2.

$$T_t = \frac{1491 \text{ [Nm/s]}}{1,08 \text{ [rad/s]}} = 1380,55 \text{ [Nm]}$$

Cada eje inferior tendrá la mitad del torque total transmitido de  $T=690,27 \text{ [Nm]}$ .

$$T = T_{\max} = T_m \quad ; \quad T_a = 0$$

### Límite de resistencia a la fatiga

El factor de modificación por condición superficial se obtiene con la siguiente ecuación:

$$k_a = a \cdot \text{sut}^b \quad (\text{Ec. 2.24.})$$

Del anexo B, tabla B-6, seleccionamos los valores de a y b, donde se obtiene:

$$k_a = (1,58) \cdot (1170)^{-0,085} = 0,87$$

El factor de tamaño cuando  $2,79 \leq d \leq 51$  [mm] se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} \quad (\text{Ec. 2.25.})$$

Entonces:

$$k_b = 1,24 \cdot (40)^{-0,107} = 0,84$$

Para esfuerzos combinados el factor de carga es:

$$k_c = 1$$

Para  $T < 450$  °C, el factor de temperatura es:

$$k_d = 1$$

Para un factor de confiabilidad del 50%.

$$k_e = 1$$

El límite de resistencia a la fatiga se calcula con la ecuación 1.49.

$$Se' = (0,5) \cdot (1170 \text{ MPa}) = 585 [\text{MPa}]$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.50 se obtiene:

$$Se = 427,52 [\text{MPa}]$$

### Concentrador de esfuerzos

Para el soporte de hombro del eje se utiliza la relación  $1,15 \geq \frac{D}{d} \geq 1,5$ .

Utilizamos:

$$\frac{D}{d} = 1,15$$

Entonces:

$$D = (1,15) \cdot (40 [\text{mm}]) = 46 [\text{mm}]$$

Con un radio de filete de hombro  $r = 1,1$  [mm] se tiene:

$$\frac{r}{d} = 0,03$$

Del anexo B, figura B-3, se obtiene:

$$K_t = 1,9 \quad \text{y} \quad K_{ts} = 1,4$$

Del anexo B, figura B-4, con  $r=1,1$  [mm] se obtiene:

$$q = 0,82 \quad \text{y} \quad q_s = 0,84$$

Los concentradores de esfuerzos para fatiga se obtienen con las ecuaciones 1.52 y 1.53.

$$K_f = 1,75 \quad \text{y} \quad K_{fs} = 1,33$$

### Cálculo de esfuerzos de Von Misses

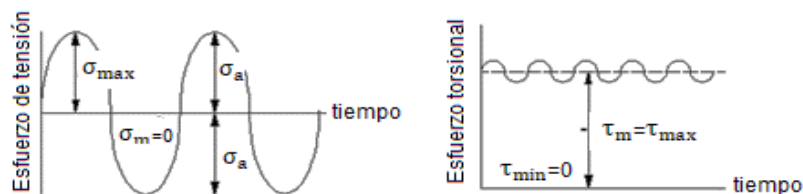


Figura 2.19: Diagrama de esfuerzo de flexión y esfuerzo torsional.  
(Fuente: Propia)



Los esfuerzos alternante y medio se calculan con las ecuaciones 1.54 y 1.55.

$$\sigma_a' = \frac{32 \cdot 1033,25 \text{ [Nm]} \cdot 1,75}{\pi \cdot (0,04 \text{ m})^3} = 287,78 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 \cdot 690,27 \text{ [Nm]} \cdot 1,33}{\pi \cdot (0,04 \text{ m})^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 126,54 \text{ [MPa]}$$

### Factor de seguridad a fatiga

El factor de seguridad a fatiga se obtiene con la ecuación 1.56.

$$n_f = \frac{1}{\frac{287,78}{427,52} + \frac{126,54}{1170}} = 1,3$$

Este valor pudo aumentar con un mayor diámetro del eje, sin embargo, esto no pudo realizarse debido a las limitaciones de espacio de la estructura existente en San Bartolo. Este factor de seguridad nos garantiza que el eje soportará más de 1 millón de ciclos.

### Análisis de deflexión en el eje inferior A

La deflexión lineal y angular de los ejes se calculan con las ecuaciones 1.56 y 1.57, sin embargo, se utiliza el software de diseño Inventor para obtener graficas de deflexión y pendientes para todos los ejes que se van analizar.

Deflexión

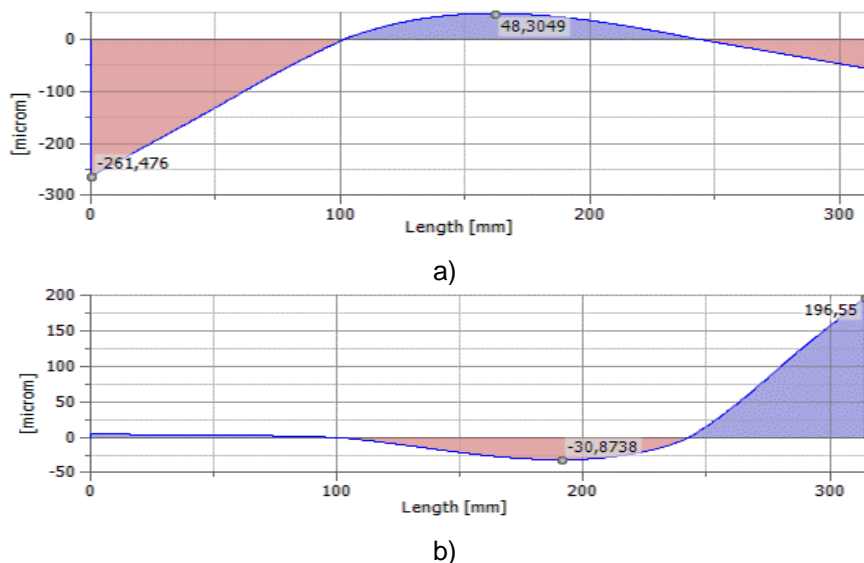
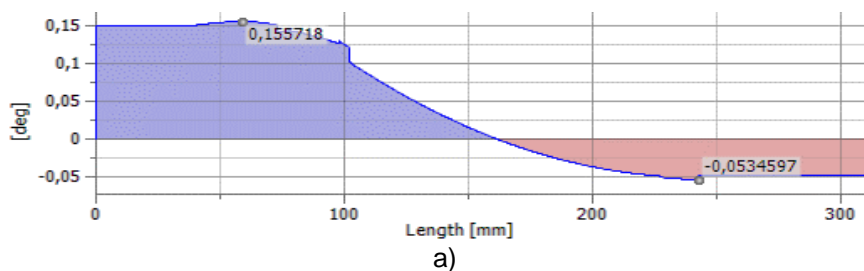


Figura 2.20: Diagramas de deflexión por flexión en el eje A: a) plano X-Y, b) plano X-Z. (Fuente: Propia)

Pendiente



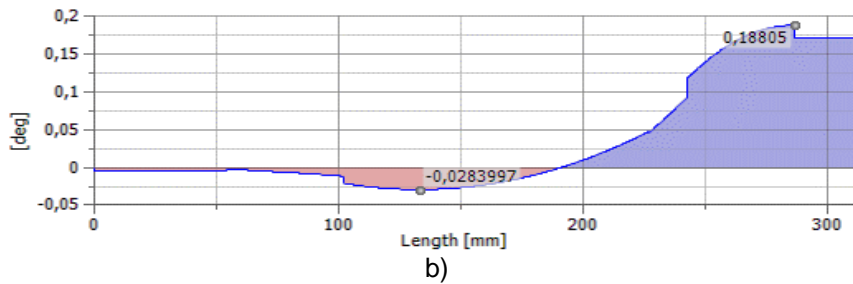


Figura 2.21: Diagramas de pendiente del eje A: a) plano X-Y, b) plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

### Resultados de deflexión

La tabla 2.22 muestra los resultados de deflexión en los puntos de interés, estos resultados se comparan con valores de deflexión permisibles del Anexo B, tabla B-8.

Tabla 2.22: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje A.

Punto de interés	Plano X-Y	Plano X-Z	Total	
Pendiente en la posición del rodamiento a1	0,1250 grados	0,0250 grados	0,12747 grados	<b>0,0022 radianes</b>
Pendiente en la posición del rodamiento a2	0,05345 grados	0,1240 grados	0,13502 grados	<b>0,0024 radianes</b>

(Fuente: Propia)

Para rodamientos de rodillos cilíndricos el límite de deflexión angular permisible es 0,0025 [rad]. Por lo tanto, las pendientes en los puntos de interés están bajo las deformaciones permisibles.

El intervalo de deflexión permisible es de 0,03 a 0,05 [mm]. De la figura 2.20 la deflexión máxima entre apoyos es de  $y=57,3[\text{micras}]=0,05 [\text{mm}]$ . Por lo tanto, el eje se encuentra en el límite superior de las deformaciones permisibles, por lo cual es aceptable.

### Cálculo del eje superior C

Se realiza el análisis del eje superior C existente en la metalmecánica de San Bartolo para determinar si es adecuado para el funcionamiento de la roladora.



Figura 2.22: Diagrama de cuerpo libre del eje C.  
(Fuente: Propia)

Plano X-Y

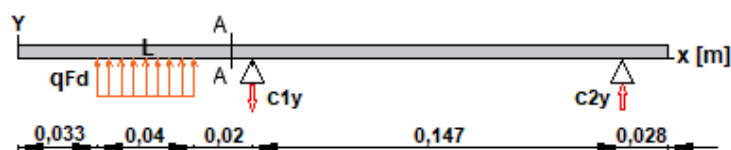


Figura 2.23: Diagrama de fuerzas del eje C, plano X-Y.  
(Fuente: Propia)

$$\sum M_{c1} = 0$$

$$q_{Fd} \cdot L \cdot 0,04 = C_{2y} \cdot 0,147$$

$$C_{2y} = 4,32 \text{ [KN]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_{1y} = C_{2y} + q_{Fd} \cdot L = 20,2 \text{ [KN]}$$

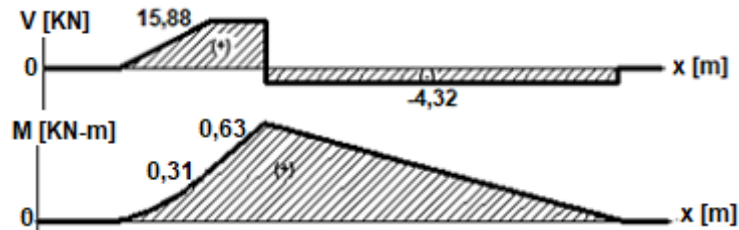


Figura 2.24: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje C, plano X-Y.  
(Fuente: Propia)

Plano X-Z

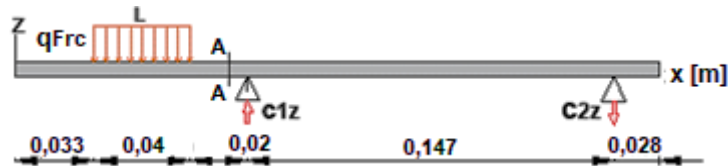


Figura 2.25: Diagrama de fuerzas del eje C, plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

$$\sum M_{c1} = 0$$

$$q_{Frc} \cdot L \cdot 0,04 = C_{2z} \cdot 0,147$$

$$C_{2z} = 0,90 \text{ [KN]}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$C_{1z} = C_{2z} + q_{Frc} \cdot L = 4,22 \text{ [KN]}$$

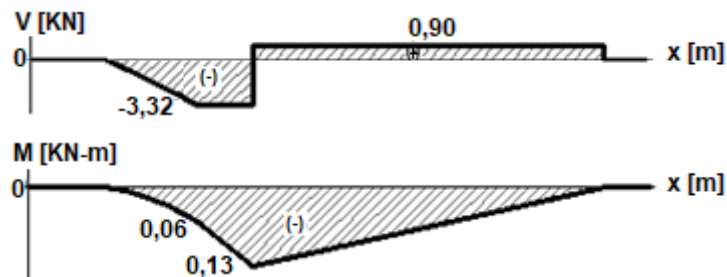


Figura 2.26: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje C, plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

$$M_{xy} = 630 \text{ [Nm]} \quad ; \quad M_{xz} = 130 \text{ [Nm]}$$

El momento máximo en el eje motriz se calcula con la ecuación 2.23.

$$M_{max} = 643,27 \text{ [Nm]}$$

El torque en el eje superior C es cero,  $T = 0$ .

### Límite de resistencia a la fatiga

El factor de modificación por condición superficial se calcula con la ecuación 2.24.

$$k_a = 0,87$$

El factor de tamaño se obtiene con la ecuación 2.25.

$$k_b = 0,85$$

Los factores de carga ( $k_c$ ), temperatura ( $k_d$ ) y de confiabilidad ( $k_e$ ) son iguales a 1.

Con la ecuación 1.49 el límite de resistencia a la fatiga es:

$$Se' = 585 \text{ [MPa]}$$

Al remplazar los valores en la ecuación 1.50 se obtiene:

$$Se = 432,61 \text{ [MPa]}$$

### Concentrador de esfuerzos

Del anexo C, tabla C-3 obtenemos las dimensiones de la ranura del anillo de retención del eje, con diámetro 35 [mm] tiene un ancho:  $a = 1,7$  [mm], profundidad:  $t = 1$  [mm] y radio en el fondo de la ranura:  $r = 0,25$  [mm].

Entonces:

$$\frac{r}{t} = 0,25 \quad \text{y} \quad \frac{a}{t} = 1,7$$

Del anexo B, figura B-5, se obtiene:

$$K_t = 3,6$$

Del anexo B, figura B-4, con  $r=0.25$  [mm] obtenemos:

$$q = 0,7$$

Al reemplazar los valores en la ecuación 1.52 se obtiene:

$$K_f = 2,8$$

### Cálculo de esfuerzos de Von Misses

La zona crítica se encuentra en la sección A-A en la posición de la ranura del anillo de retención, donde el momento flector es 567 [MPa].

Estos esfuerzos alternante y medio se calculan con las ecuaciones 1.54 y 1.55.

$$\sigma_{a'} = \frac{32 \cdot (567 \text{ [Nm]}) \cdot (2,8)}{\pi \cdot (0,035 \text{ m})^3} = 377,17 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma'_m = 0 \text{ [MPa]}$$

### Factor de seguridad a fatiga

Al reemplazar los datos en la ecuación 1.56 se obtiene.:

$$n_f = \frac{1}{\frac{377,17}{432,61}} = 1,2$$

Similar al eje A, por limitaciones de espacio no se pudo aumentar el diámetro del eje, sin embargo, con el factor de seguridad obtenido se garantiza que el eje soportará más de 1 millón de ciclos.

### Análisis de deflexión en el eje superior C

Deflexión

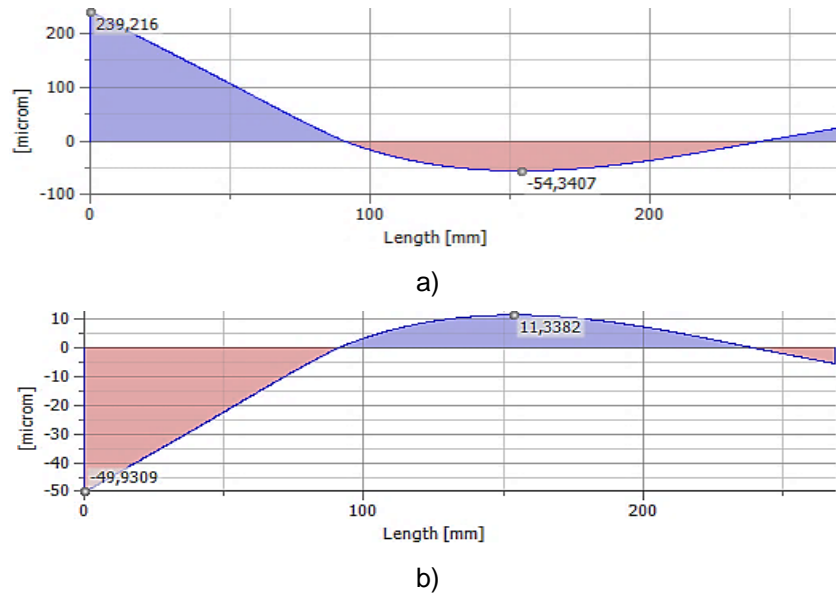


Figura 2.27: Diagramas de deflexión por flexión del eje C: a) plano X-Y, b) plano X-Z. (Fuente: Propia)

Pendiente

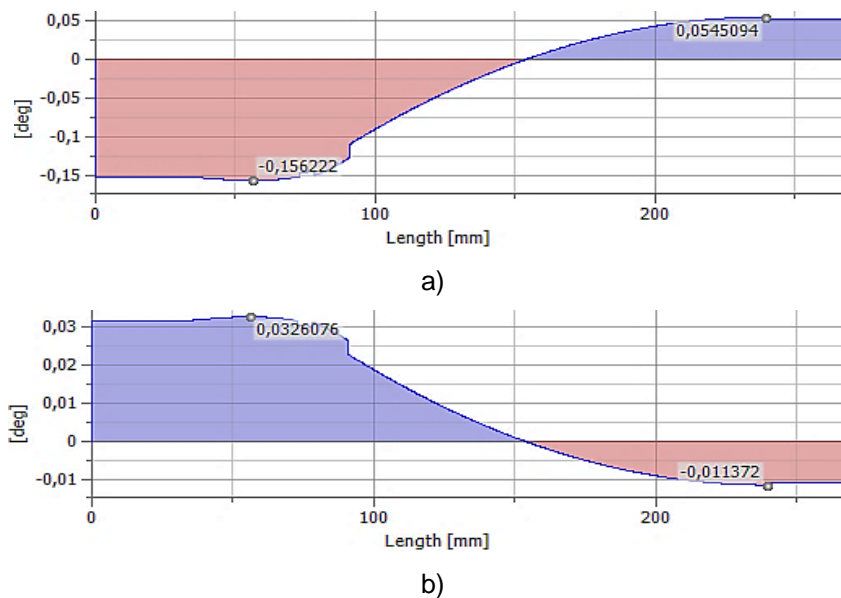


Figura 2.28: Diagramas de pendientes del eje C: a) plano X-Y, b) plano X-Z. (Fuente: Propia)

### Resultados de deflexión

La tabla 2.23 indica los resultados de deflexión en los puntos de interés, estos resultados se comparan con valores de deflexión permisibles del anexo B, tabla B-8.

Tabla 2.23: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje C.

Punto de interés	Plano X-Y	Plano X-Z	Total	
Pendiente en la posición del rodamiento c1	0,15622 grados	0,03226 grados	0,15951 grados	<b>0,0027 radianes</b>
Pendiente en la posición del rodamiento c2	0,05450 grados	0,01137 grados	0,05567 grados	<b>0,0009 radianes</b>

(Fuente: Propia)

Para rodamientos de bolas el límite de deflexión angular es 0,01 [rad]. Por lo tanto, las pendientes en los puntos de interés están en el límite de las deformaciones permisibles.

El intervalo de deflexión permisible es de 0,03 a 0,05 [mm]. De la figura 2.27 la deflexión máxima entre apoyos es de  $y=55,5$  [micras]=0,05 [mm]. Por lo tanto, el eje se encuentra en el límite superior de la deformación permisible.

### 2.5.2.2. Cálculo de los ejes del reductor de velocidad

#### Diseño del eje D

La figura 2.29 indica las fuerzas que actúan en el eje D. Además, el material seleccionado es un acero AISI 1045 laminado en frío con  $S_{ut}=630$ [MPa] y  $S_y=530$ [MPa].

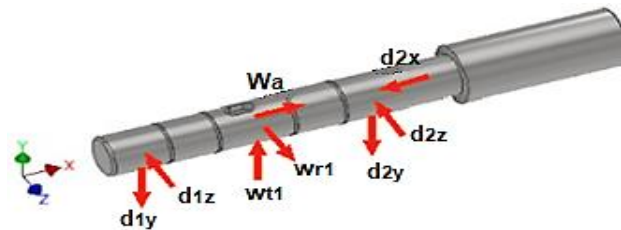


Figura 2.29: Diagrama de cuerpo libre del eje D. (Fuente: Propia)

Plano X-Y

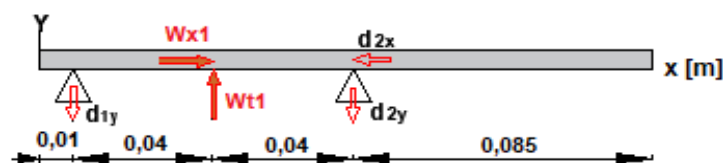


Figura 2.30: Diagrama de fuerzas del eje D, plano X-Y. (Fuente: Propia)

$$\sum M_{d2} = 0$$

$$d_{1y} \cdot 0,08 = W_{t1} \cdot 0,04$$

$$d_{1y} = 171,21 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$d_{2y} = W_{t1} - d_{1y} = 171,21 \text{ [N]}$$

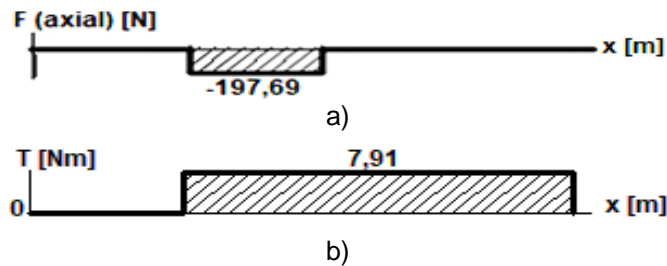


Figura 2.31: a) Diagrama de carga axial en el eje D, b) diagrama de torque en el eje D. (Fuente: Propia)

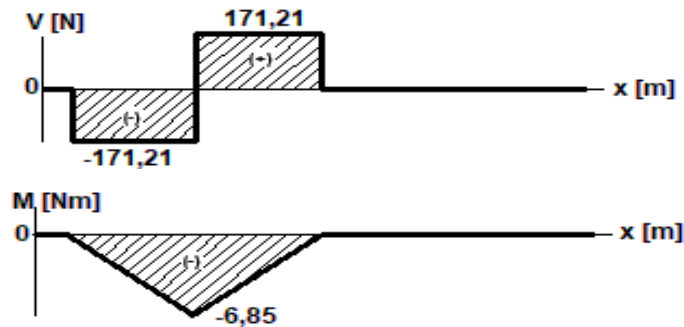


Figura 2.32: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje D, plano X-Y. (Fuente: Propia)

Plano X-Z

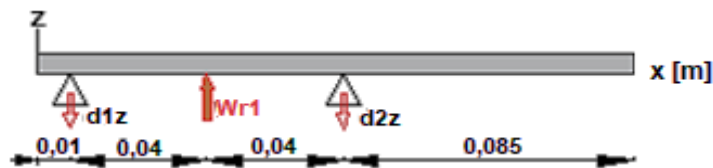


Figura 2.33: Diagrama de fuerzas del eje D, plano X-Z. (Fuente: Propia)

$$\sum M_{d2} = 0$$

$$d1_z \cdot 0,08 = W_{r1} \cdot 0,04$$

$$d1_z = 71,97 \text{ [N]}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$d2_z = W_{r1} - d1_z = 71,97 \text{ [N]}$$

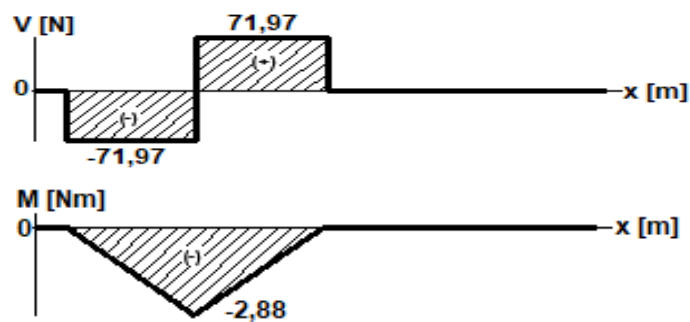


Figura 2.34: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje D, plano X-Z. (Fuente: Propia)

$$M_{xy} = 6,85 \text{ [Nm]} \quad ; \quad M_{xz} = 2,88 \text{ [Nm]}$$

Momento máximo se calcula con la ecuación 2.23.

$$M_{\max} = 7,43 \text{ [Nm]}$$

El torque en el eje se calcula con la siguiente ecuación 2.2.

$$T = 7,91 \text{ [Nm]}$$

Del anexo B, tabla B-7, seleccionamos los valores de estimaciones de concentradores de esfuerzos para ranuras de anillos de retención:

$$K_t = 5 \quad \text{y} \quad K_{ts} = 3$$

Para un análisis más conservador se supone:

$$K_f = K_t \quad \text{y} \quad K_{fs} = K_{ts}$$

### Límite de resistencia a la fatiga

El factor de modificación por condición superficial se calcula con la ecuación 2.24, cuando la superficie es maquinada se obtiene

$$k_a = 0,83$$

El factor de modificación por tamaño se considera  $K_b = 0,9$  como paso de diseño, luego de obtener el valor del diámetro se vuelve a recalcularse este valor.

El factor de modificación por carga es:

$$k_c = 1$$

Para  $T < 450 \text{ }^\circ\text{C}$ , el factor de temperatura es:

$$k_d = 1$$

Para un factor de confiabilidad del 99%.

$$k_e = 0,814$$

Límite de resistencia a la fatiga se obtiene con la ecuación 1.49.

$$S_e' = 315 \text{ [MPa]}$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.50 se tiene:

$$S_e = 191,53 \text{ [MPa]}$$

Usando el criterio falla de ED-Goodman de la ecuación 1.51 se estima el diámetro del eje con un factor de seguridad de  $n=2$ .

$$d = \left\{ \frac{16,2}{\pi} \left( \frac{(2) \cdot (5) \cdot (7,43 \text{ [Nm]})}{191,53 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} + \frac{[3(3 \cdot 7,91 \text{ [Nm]})^2]^{\frac{1}{2}}}{630 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,017 \text{ [m]} = 17 \text{ [mm]}$$

Seleccionamos un diámetro de 20 [mm] porque es un tamaño estándar para el diámetro interno del rodamiento.

Con el diámetro obtenido calculamos  $K_b$  con la ecuación 2.25 y determinamos el nuevo límite de resistencia a la fatiga.

$$k_b = 0,89$$



Al reemplazar este valor en la ecuación 1.50 obtenemos:

$$S_e = 189,41 \text{ [MPa]}$$

### Concentrador de esfuerzos

Del anexo C, tabla C-3, obtenemos las dimensiones de la ranura de un anillo de retención para un eje con diámetro 20 [mm], los cuales son: ancho  $a= 1,1$  [mm], profundidad  $t=0,4$  [mm] y sin radio en el fondo de la ranura.

Entonces:

$$\frac{r}{t} = 0 \quad \text{y} \quad \frac{a}{t} = 2,75$$

Del anexo B, figura B-5, se obtiene:

$$K_t = 7,5 \quad \text{y} \quad K_{ts} = 4,5$$

Del anexo B, figura B-4, con  $r=0$  [mm] se obtiene:

$$q = 1 \quad \text{y} \quad q_s = 1$$

Al reemplazar esos valores en las ecuaciones 1.52 y 1.53 obtenemos:

$$K_f = 7,5 \quad \text{y} \quad K_{fs} = 4,5$$

### Cálculo de esfuerzos

Los esfuerzos normales de flexión y tensión se calculan con las ecuaciones 1.46 y 1.47.

$$\sigma_{fo} = \frac{32 \cdot (7430 \text{ [Nmm]})}{\pi \cdot (20 \text{ [mm]})^3} = 9,50 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{xo} = \frac{4 \cdot (197,69 \text{ [N]})}{\pi(20 \text{ [mm]})^2} = 0,62 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo axial es cercano al 6% del valor del esfuerzo a flexión, por lo que se puede despreciar la componente axial.

Los esfuerzos de Von Misses alternante y medio se obtienen con las ecuaciones 1.54 y 1.55. Además, el momento en la ubicación de la ranura es  $M=5000$  [Nmm].

$$\sigma'_a = \frac{(32) \cdot (5000 \text{ [Nmm]}) \cdot (7,5)}{\pi \cdot (20 \text{ [mm]})^3} = 47,74 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16 \cdot (7910 \text{ [Nmm]}) \cdot (4,5)}{\pi \cdot (20 \text{ [mm]})^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 39,25 \text{ [MPa]}$$

### Factor de seguridad a fatiga

El factor de seguridad a fatiga se obtiene con la ecuación 1.56.

$$n_f = \frac{1}{\frac{47,74}{189,41} + \frac{39,25}{630}} = 3,18$$

### Análisis de deflexión en el eje D

Deflexión

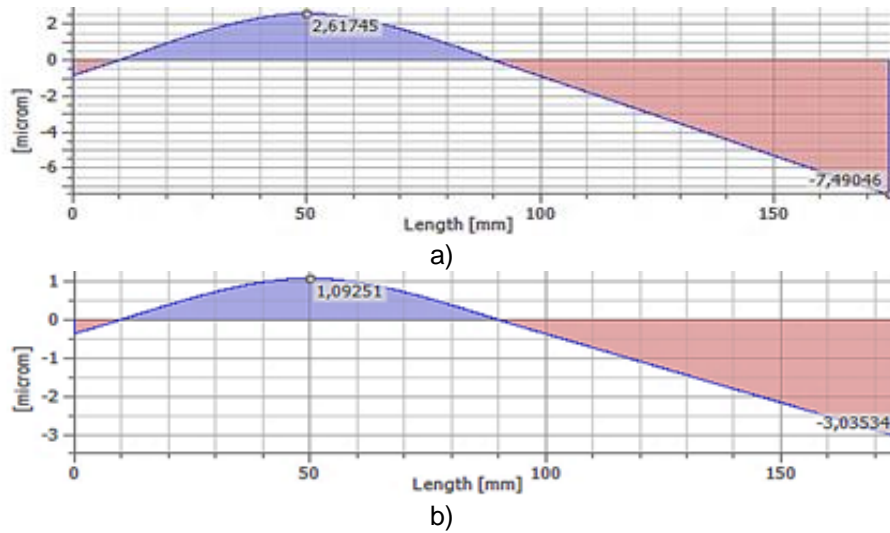


Figura 2.35: Diagramas de deflexión por flexión en el eje D: a) plano X-Y, b) plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

### Pendiente

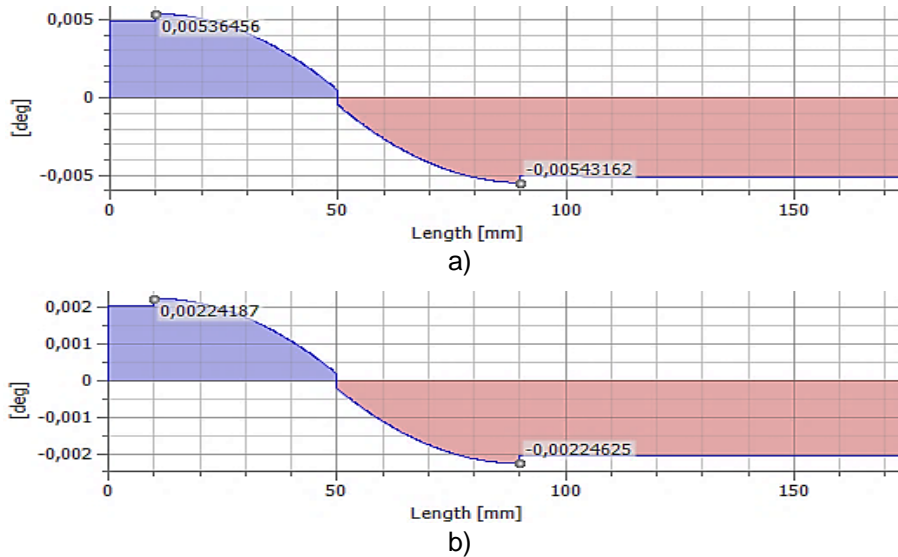


Figura 2.36: Diagramas de pendientes del eje D: a) plano X-Y, b) plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

### Resultados de deflexión

La tabla 2.24 muestra los resultados de deflexión en los puntos de interés, estos resultados se comparan con valores de deflexión permisibles del anexo B, tabla B-8.

Tabla 2.24: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje D.

Punto de interés	Plano X-Y	Plano X-Z	Total	
Pendiente en la posición del rodamiento d1	0,005364 grados	0,002241 grados	0,00581 grados	<b>0,00010 radianes</b>
Pendiente en la posición del rodamiento d2	0,005431 grados	0,002246 grados	0,00587 grados	<b>0,00010 radianes</b>
Pendiente en la posición del engranaje G1	0,0010 grados	0,00050 grados	0,00112 grados	<b>0,00002 radianes</b>
Deflexión en la posición del engranaje G1	2,61745 micras	1,09251 micras	2,83630 micras	<b>0,00283 mm</b>

(Fuente: Propia)

Para rodamientos de bolas el límite de deflexión angular es 0,01[rad] y para engranajes 0,001[rad]. Por lo tanto, las pendientes en los puntos de interés están muy por debajo de los límites de deformaciones permisibles, por lo cual es aceptable.

Para engranajes el intervalo de deflexión permisible es 0,02 – 0,06 [mm]. Por lo tanto, la deflexión en la posición del engranaje G1 se encuentra bajo los límites de deformaciones permisibles, por lo cual es aceptable.

La deformación máxima de la figura 2.35 está en un extremo del eje siendo este un análisis más conservador. En esta posición se encuentra el acople rígido el cual no permite que el eje se deforme, es decir, si se coloca un soporte en esta posición por la presencia del acople los valores de deformación van a disminuir.

### Diseño del eje E

La figura 2.37 muestra las fuerzas que actúan sobre el eje E. Además, el material seleccionado es un acero AISI 4340 (705) con  $S_{ut}=1170$  [MPa] y  $S_y=1080$  [MPa].

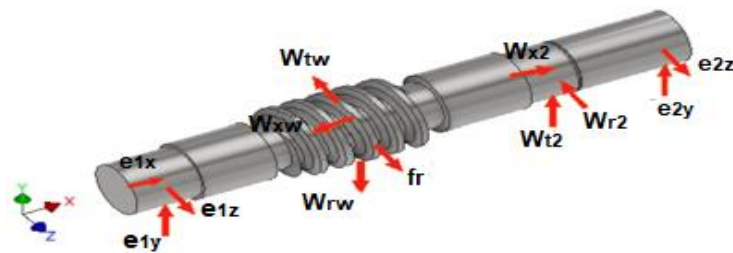


Figura 2.37: Diagrama de cuerpo libre del eje E.  
(Fuente: Propia)

Plano X-Y

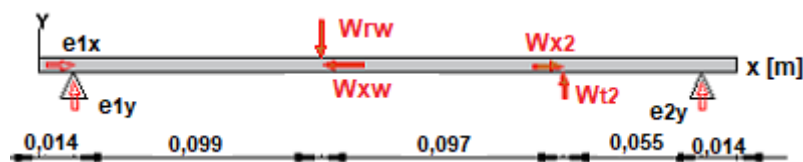


Figura 2.38: Diagrama de fuerzas del eje E, plano X-Y.  
(Fuente: Propia)

$$\sum M_{e2} = 0$$

$$e_{1y} \cdot 0,251 = W_{rw} \cdot 0,152 - W_{t2} \cdot 0,055$$

$$e_{1y} = 1018,84 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$e_{2y} = W_{rw} - W_{t2} - e_{1y} = 445,07 \text{ [N]}$$



a)

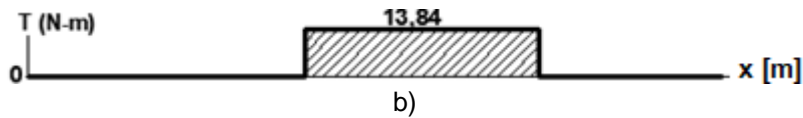


Figura 2.39: a) Diagrama de carga axial en el eje E, b) diagrama de torque en el eje E. (Fuente: Propia)

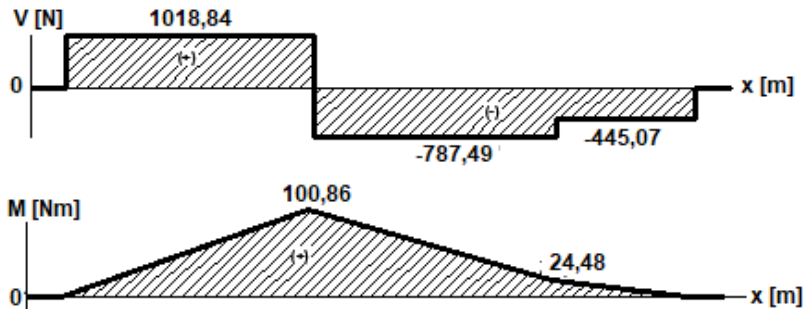


Figura 2.40: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje E, plano X-Y. (Fuente: Propia)

Plano X-Z

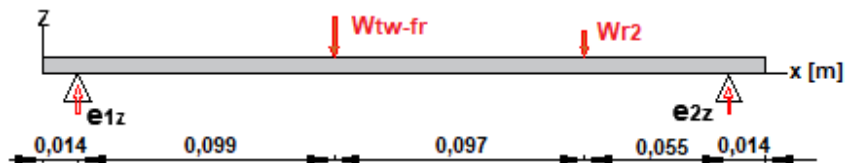


Figura 2.41: Diagrama de fuerzas del eje E, plano X-Z. (Fuente: Propia)

$$\sum M_{e2} = 0$$

$$e_{1z} \cdot 0,251 = (W_{tw} - fr) \cdot 0,152 + W_{r2} \cdot 0,055$$

$$e_{1z} = 451,71 \text{ [N]}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$e_{2z} = (W_{tw} - fr) + W_{r2} - e_{1z} = 386,07 \text{ [N]}$$

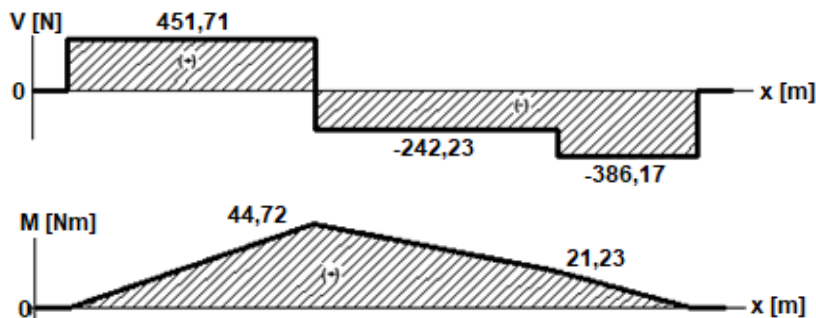


Figura 2.42: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje E, plano X-Z. (Fuente: Propia)

$$M_{xy} = 100,86 \text{ [Nm]} \quad ; \quad M_{xz} = 44,72 \text{ [Nm]}$$

Momento máximo se calcula con la ecuación 2.23.

$$M_{\max} = 110,33 \text{ [Nm]}$$

El torque en el eje se calcula con la ecuación 2.2.

$$T = 13,84 \text{ [Nm]}$$

Del anexo B, tabla B-7, seleccionamos los valores de estimaciones de concentradores de esfuerzos para el hombro del eje.

$$K_t = 1,7 \quad \text{y} \quad K_{ts} = 1,5$$

Para un análisis más conservador se supone:

$$K_f = K_t \quad \text{y} \quad K_{fs} = K_{ts}$$

### Límite de resistencia a la fatiga.

El factor de modificación por condición superficial se calcula con la ecuación 2.24, cuando la superficie es maquinada se obtiene.

$$k_a = 0,7$$

El factor de modificación por tamaño se considera de  $K_b = 0,9$  como paso de diseño, luego de obtener el valor del diámetro se vuelve a recalcular este valor.

El factor de modificación por carga es:

$$k_c = 1$$

Para  $T < 450 \text{ }^\circ\text{C}$ , el factor de temperatura es:

$$k_d = 1$$

Para un factor de confiabilidad del 99%.

$$k_e = 0,814$$

La resistencia a la fatiga se calcula con la ecuación 1.49.

$$S_e' = 585 \text{ [MPa]}$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.50 se obtiene:

$$S_e = 300 \text{ [MPa]}$$

Usando el criterio falla de ED-Goodman de la ecuación 1.51 se estima el diámetro del eje con un factor de seguridad de  $n=2$ .

$$d = \left\{ \frac{(16) \cdot (2)}{\pi} \left( \frac{2(1,7) \cdot (110,33 \text{ [Nm]})}{300 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} + \frac{[3(1,5 \cdot 13,84 \text{ [Nm]})^2]^{\frac{1}{2}}}{1170 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$
$$d = 0,024 \text{ [m]} = 24 \text{ [mm]}$$

Seleccionamos un diámetro de 30 [mm] porque es un tamaño estándar para el diámetro interno del rodamiento.

Con el diámetro obtenido calculamos  $K_b$  con la ecuación 2.25 y determinamos el nuevo límite de resistencia a la fatiga.

$$k_b = 0,86$$

Al reemplazar este valor en la ecuación 1.50 se obtiene:

$$S_e = 286,66 \text{ [MPa]}$$

### Concentrador de esfuerzos

Para el soporte de hombro se utiliza un intervalo de  $1,1 \geq \frac{D}{d} \geq 1,5$ . Utilizamos:

$$\frac{D}{d} = 1,3$$

Por lo tanto:

$$D = 39 \text{ [mm]}$$

El radio de filete se supone  $r = 1,25 \text{ [mm]}$ .

$$\frac{r}{d} = 0,04$$

Del anexo B, figura B-3, se obtiene:

$$Kt_a = 2,3 \quad Kt = 2,1 \quad Kts = 1,75$$

Del anexo B, figura B-4, con  $r=1,25 \text{ [mm]}$  se obtiene:

$$q = 0,88 \quad \text{y} \quad q_s = 0,9$$

Al reemplazar estos valores en las ecuaciones 1.52 y 1.53 obtenemos:

$$Kf = 1,96 \quad \text{y} \quad Kfs = 1,67$$

Para un análisis más conservador.

$$Kf_a = Kt_a = 2,3$$

### Cálculo de esfuerzos

Los esfuerzos normales de flexión y tensión se calculan con las ecuaciones 1.46 y 1.47.

$$\sigma_{fo} = \frac{32 \cdot (110330 \text{ [Nmm]})}{\pi(30 \text{ [mm]})^3} = 41,62 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{xo} = \frac{4 \cdot (6485,96 \text{ [N]})}{\pi(30 \text{ [mm]})^2} = 9,18 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo axial es mayor al 6% del valor del esfuerzo a flexión, por lo cual se debe considerar la componente axial.

Los esfuerzos de Von Misses alternante y medio se calculan con las ecuaciones 1.54 y 1.55. Además, el momento en la ubicación del hombro del eje es  $M=62400 \text{ [Nmm]}$ .

$$\sigma'_a = \frac{32 \cdot (62400 \text{ [Nmm]}) \cdot (1,96)}{\pi(30 \text{ [mm]})^3} = 46,14 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma'_m = \left[ \left( \frac{2,3 \cdot (9,18 \text{ [MPa]})}{0,85} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 \cdot (13840 \text{ [Nm]}) \cdot (1,67)}{\pi(30 \text{ [mm]})^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 25,96 \text{ [MPa]}$$

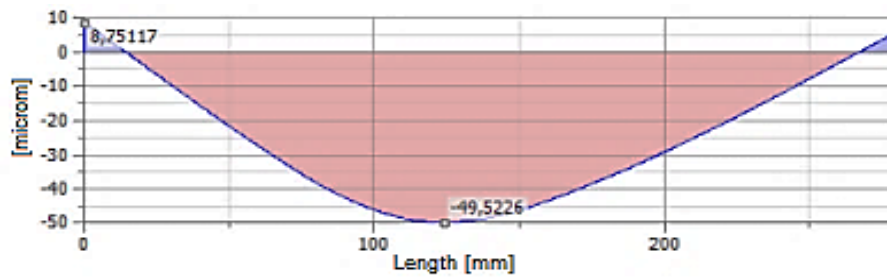
### Factor de seguridad a fatiga

El factor de seguridad a fatiga se obtiene con la ecuación 1.56.

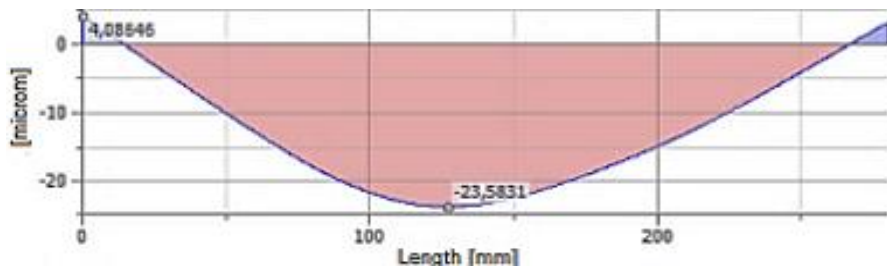
$$n_f = \frac{1}{\frac{46,14}{286,66} + \frac{25,96}{1170}} = 5,46$$

## Análisis de deflexión en el eje E

### Deflexión



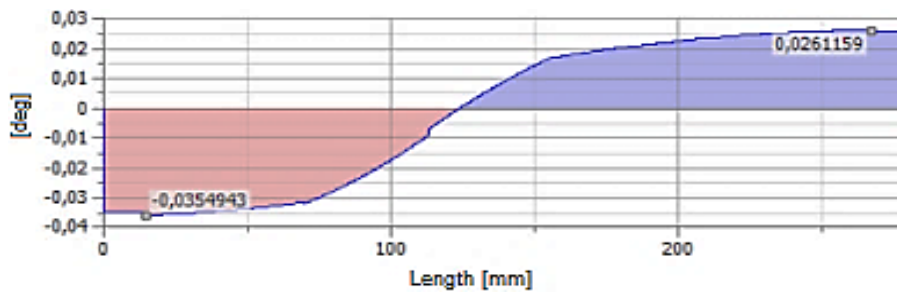
a)



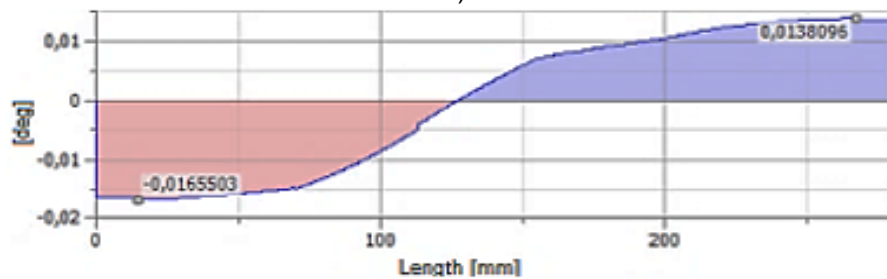
b)

Figura 2.43: Diagrama de deflexión por flexión en el eje E: a) plano X-Y, b) plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

### Pendiente



a)



b)

Figura 2.44: Diagramas de pendientes del eje E: a) plano X-Y, b) plano X-Z.  
(Fuente: Propia)

## Resultados de deflexión

La tabla 2.25 muestra los resultados de deflexión en los puntos de interés, los cuales se comparan con valores de deflexión permisibles del anexo B, tabla B-8.

Tabla 2.25: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje E.

Punto de interés	Plano X-Y	Plano X-Z	Total	
Pendiente en la posición del rodamiento e1	0,035494 grados	0,016550 grados	0,039162 grados	<b>0,00068 radianes</b>
Pendiente en la posición del rodamiento e2	0,026115 grados	0,013809 grados	0,029541 grados	<b>0,00051 radianes</b>
Pendiente en la posición del engranaje G2	0,020 grados	0,0125 grados	0,023584 grados	<b>0,00041 radianes</b>
Deflexión en la posición del engranaje G2	25 micras	12,5 micras	27,9508 micras	<b>0,0279 mm</b>

(Fuente: Propia)

Para rodamientos de rodillos cónicos el límite de deflexión angular es 0,0016 [rad] y para engranajes 0,001 [rad]. Por lo tanto, las pendientes en los puntos de interés están bajo el límite de las deformaciones permisibles, por lo cual es aceptable.

El intervalo de deflexión en engranajes es 0,02 – 0,06 [mm]. Por lo tanto, la deflexión en la posición del engranaje G2 está dentro de los límites de deformación permisible, por lo cual es aceptable.

### Cálculo y diseño del eje F

La figura 2.45 indica las fuerzas que actúan en el eje F. Además, el material seleccionado es acero AISI 705 (4340) con un  $S_{ut}=1170$  [MPa] y  $S_y=1080$  [MPa].

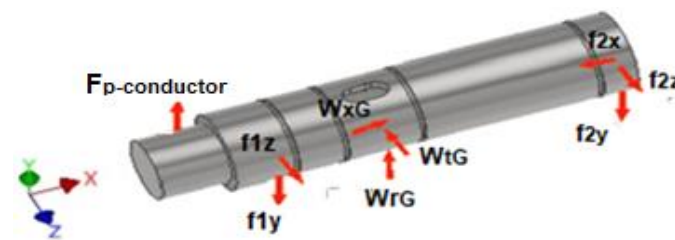


Figura 2.45: Diagrama de cuerpo libre del eje F.  
(Fuente: Propia)

Plano X-Y

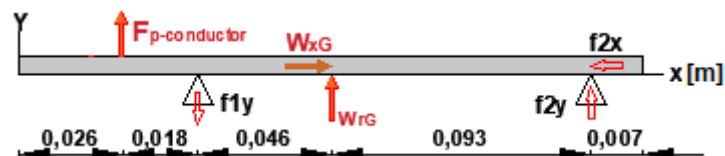


Figura 2.46: Diagrama de fuerzas del eje F, plano X-Y.  
(Fuente: Propia)

$$\sum M_{f_2} = 0$$

$$f_{1y} \cdot 0,139 = W_{rG} \cdot 0,093 + F_{p\text{-conductor}} \cdot 0,157$$

$$f_{1y} = 23156,44 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$f_{2y} = f_{1y} - W_{rG} - F_{p\text{-conductor}} = 1918,54 \text{ [N]}$$



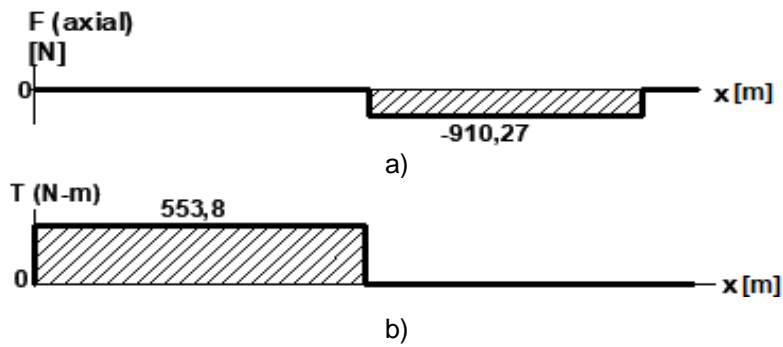


Figura 2.47: a) Diagrama de carga axial en el eje F, b) diagrama de torque en el eje F. (Fuente: Propia)

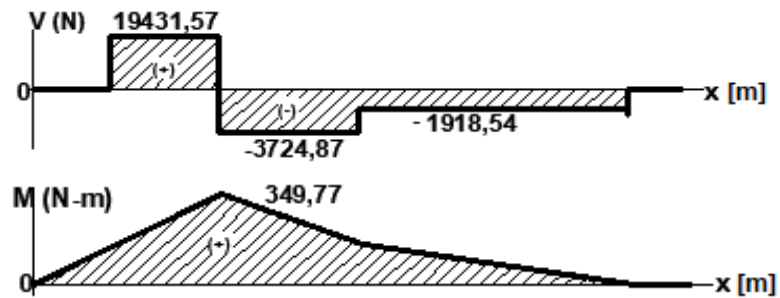


Figura 2.48: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje F, plano X-Y. (Fuente: Propia)

Plano X-Z

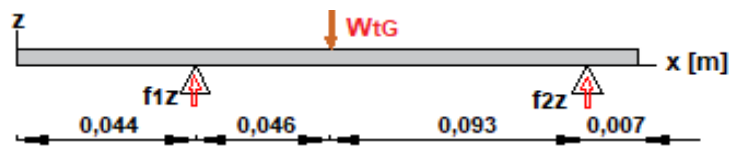


Figura 2.49: Diagrama de fuerzas del eje F, plano X-Z. (Fuente: Propia)

$$\sum M_{f_2} = 0$$

$$f_{1z} \cdot 0,139 = W_{tG} \cdot 0,093$$

$$f_{1z} = 4635,53 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$f_{2z} = W_{tG} - f_{1z} = 2292,85 \text{ [N]}$$

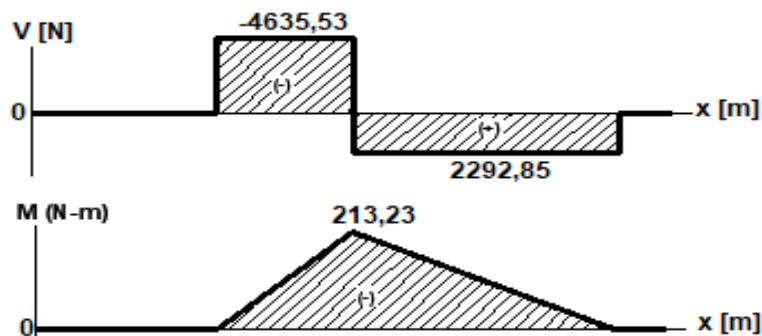


Figura 2.50: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje F, plano X-Z. (Fuente: Propia)

$$M_{xy} = 349,77 \text{ [Nm]} \quad ; \quad M_{xz} = 0 \text{ [Nm]}$$

El Momento máximo se calcula con la ecuación 2.23.

$$M_{\max} = 349,77 \text{ [Nm]}$$

El torque en el eje se calcula con la ecuación 2.2.

$$T = 553,80 \text{ [Nm]}$$

Del anexo B, tabla B-7, seleccionamos los valores de estimaciones de concentradores de esfuerzos para ranuras de anillos de retención:

$$K_t = 5 \quad \text{y} \quad K_{ts} = 3$$

Para un análisis más conservador se supone:

$$K_f = K_t \quad \text{y} \quad K_{fs} = K_{ts}$$

### Límite de resistencia a la fatiga.

El factor de modificación por condición superficial se calcula con la ecuación 2.24.

$$k_a = 0,87$$

El factor de modificación por tamaño se considera de  $K_b = 0,9$  como paso de diseño, luego de obtener el valor del diámetro se vuelve a recalcular este valor.

El factor de modificación por carga es:

$$k_c = 1$$

Para  $T < 450 \text{ }^\circ\text{C}$ , el factor de temperatura es:

$$k_d = 1$$

Para una confiabilidad de 50%.

$$k_e = 1$$

El límite de resistencia a la fatiga se calcula con la ecuación 1.49.

$$S_e' = 585 \text{ [MPa]}$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.50 se obtiene:

$$S_e = 458,05 \text{ [MPa]}$$

Usando el criterio falla de ED-Goodman de la ecuación 1.51 se estima el diámetro del eje con un factor de seguridad de  $n=2$ .

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot (2)}{\pi} \left( \frac{2(5)(349,77 \text{ [Nm]})}{458,05 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} + \frac{[3(3 \cdot 553,80 \text{ [Nm]})^2]^{1/2}}{1170 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} \right) \right\}^{1/3}$$
$$d = 0,046 \text{ [m]} = 46 \text{ [mm]}$$

Seleccionamos un diámetro de 40 [mm], ya que es un tamaño estándar para el diámetro interno del rodamiento.

Con el diámetro obtenido calculamos  $K_b$  con la ecuación 2.25.

$$k_b = 0,84$$

Reemplazando este valor en la ecuación 1.50 obtenemos:

$$S_e = 427,52 \text{ [MPa]}$$

### Concentrador de esfuerzos

Del anexo C, tabla C-3 obtenemos las dimensiones de la ranura de un anillo de retención para un eje con diámetro 40 [mm] los cuales son: ancho  $a = 1,85$  [mm], profundidad  $t = 1,25$  [mm] y radio en el fondo de la ranura  $r = 0,25$  [mm].

Entonces:

$$\frac{r}{t} = 0,2 \quad \text{y} \quad \frac{a}{t} = 1,48$$

Del anexo B, figura B-5, se obtiene:

$$K_t = 4,2 \quad \text{y} \quad K_{ts} = 2,5$$

Del anexo B, figura B-4, con  $r=0,25$  [mm] se obtiene:

$$q = 0,72 \quad \text{y} \quad q_s = 0,75$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.52 y 1.53 obtenemos:

$$K_f = 3,3 \quad \text{y} \quad K_{fs} = 2,1$$

### Cálculo de esfuerzos

Los esfuerzos nominales de flexión y tensión se calculan con las ecuaciones 1.46 y 1.47.

$$\sigma_{fo} = \frac{32 \cdot (349770 \text{ [Nmm]})}{\pi(40 \text{ [mm]})^3} = 55,67 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{xo} = \frac{4 \cdot (910,27 \text{ [N]})}{\pi(40 \text{ [mm]})^2} = 0,72 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo axial es menor al 6% del valor del esfuerzo a flexión, por lo que la componente axial puede ser despreciada.

Los esfuerzos de Von Misses alternante y medio se calculan con las ecuaciones 1.54 y 1.55. Además, el momento en la ubicación de la ranura es  $M=310100$  [Nmm].

$$\sigma'_a = \frac{32 \cdot (310100 \text{ [Nmm]}) \cdot (3,3)}{\pi(40 \text{ [mm]})^3} = 162,87 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \left( \frac{16 \cdot (553800 \text{ [Nmm]}) \cdot (2,1)}{\pi(40 \text{ [mm]})^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 160,29 \text{ [MPa]}$$

### Factor de seguridad a fatiga

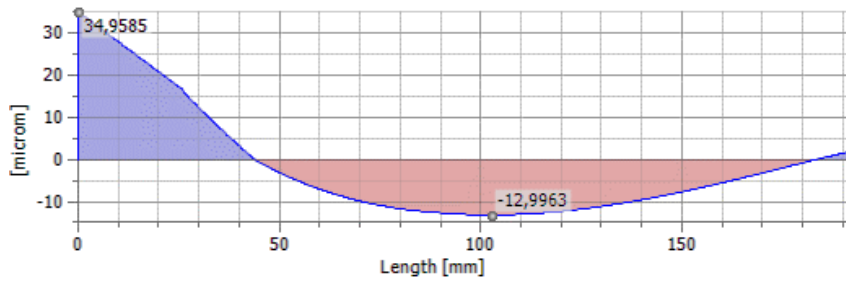
El factor de seguridad a fatiga se obtiene con la ecuación 1.56.

$$n_f = \frac{1}{\frac{162,87}{427,52} + \frac{160,29}{1170}} = 1,93$$

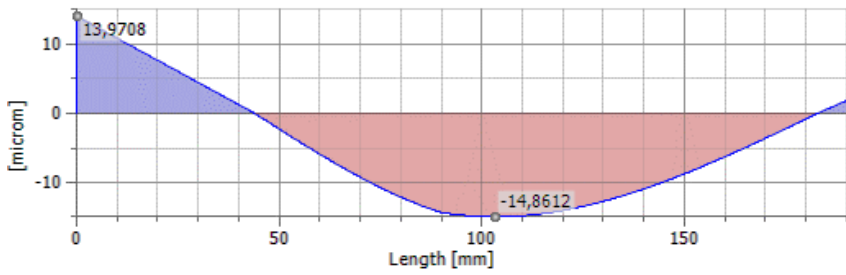
### Análisis de deflexión en el eje F

Las siguientes graficas representan las deflexiones y pendientes del eje F

Deflexión



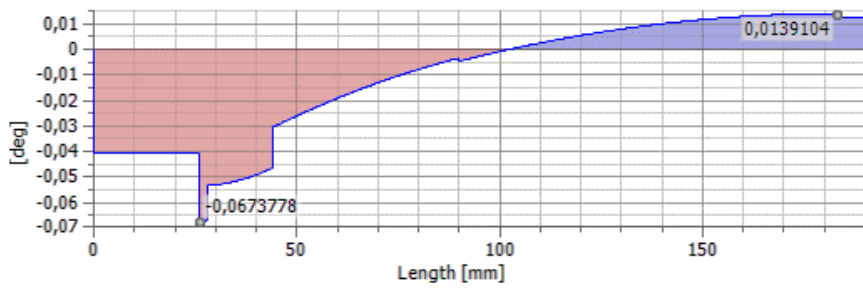
a)



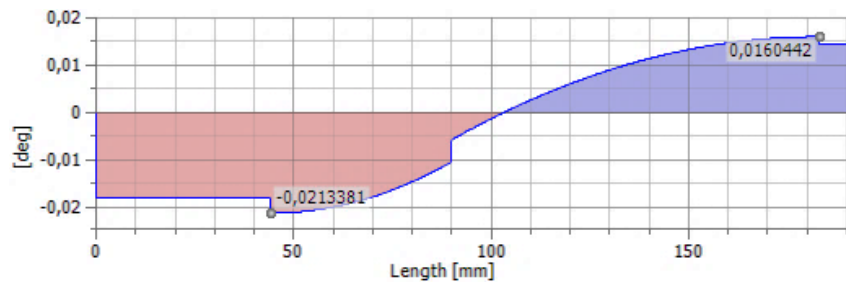
b)

Figura 2.51: Diagrama de deflexión por flexión en el eje F: a) plano X-Y, b) plano X-Z. (Fuente: Propia)

Pendiente



a)



b)

Figura 2.52: Diagramas de pendientes del eje F: a) plano X-Y, b) plano X-Z. (Fuente: Propia)

**Resultados de deflexión**

La tabla 2.26 muestra los resultados de deflexión en los puntos de interés, los cuales se comparan con valores de deflexión permisibles del anexo B, tabla B-8.

Tabla 2.26: Resultados obtenidos de las gráficas de deflexión en el eje F.

Punto de interés	Plano X-Y	Plano Z-X	Total	
Pendiente en la posición del rodamiento f1	0,0550 grados	0,02133 grados	0,05899 grados	<b>0,001 radianes</b>
Pendiente en la posición del rodamiento f2	0,01391 grados	0,01604 grados	0,02123 grados	<b>0,00037 radianes</b>
Pendiente en la posición de la corona	0,0050 grados	0,0110 grados	0,01208 grados	<b>0,00021 radianes</b>
Deflexión en la posición de la corona	12,9963 micras	14,8612 micras	19,7423 micras	<b>0,01974 mm</b>

(Fuente: Propia)

Para rodamientos de bolas el límite de deflexión angular es 0,01 [rad], para rodamientos de rodillos cilíndricos 0,0025 [rad] y para engranajes 0,001 [rad]. Por lo tanto, las pendientes en los puntos de interés están bajo los límites de deformaciones permisibles, por lo cual es aceptable.

El intervalo de deflexión en la corona es 0,04–0,12 [mm]. Por lo tanto, la deflexión en la posición de la corona está bajo el límite de deformación permisible, por lo cual es aceptable.

### 2.5.3. Selección de rodamientos

Considerando 6 horas de trabajo diarias y 10 años de vida útil de la máquina, las horas de servicio ( $L_{10h}$ ) de los rodamientos seleccionados deben ser al menos 14400 [horas].

#### Selección de rodamientos para los ejes A y B

Las cargas en los rodamientos son las reacciones totales mostradas en la figura 2.13.

Fuerzas radiales:

$$a_{1r} = \sqrt{(29,64)^2 + (13,79)^2} = 32,69 \text{ [KN]}$$

$$a_{2r} = \sqrt{(7,80)^2 + (27,88)^2} = 28,95 \text{ [KN]}$$

La carga equivalente P se obtiene con la ecuación 1.59.

$$P_1 = 32,69 \text{ [KN]}$$

$$P_2 = 28,95 \text{ [KN]}$$

El número de revoluciones de diseño es:

$$L_d = (14400 \text{ horas}) \cdot (10,3 \text{ rpm}) \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 8,8 \times 10^6 \text{ [rev]}$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.60 obtenemos las cargas dinámicas con  $K=3,33$  para rodamiento de rodillos cilíndricos.

$$C_1 = 32,69 \text{ [KN]} \cdot \left(\frac{8,8 \times 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3,33}} = 64,81 \text{ [KN]}$$

$$C_2 = 28,95 \text{ [KN]} \cdot \left(\frac{8,8 \times 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 55,62 \text{ [KN]}$$

Del Anexo C, tabla C-5, seleccionamos dos rodamientos de rodillo cilíndrico NU2208 ECP con  $C=81,5$  [KN].

Al reemplazar los valores de  $C$  y  $P_1, P_2$  en la ecuación 1.62 y con  $10,3$  [rpm] obtenemos:

$$L_{10h(1)} = \frac{10^6}{(60) \cdot (10,3)} \cdot \left(\frac{81,5}{32,69}\right)^{3,33} = 33897 \text{ [horas]}$$

$$L_{10h(2)} = \frac{10^6}{(60) \cdot (10,3)} \cdot \left(\frac{81,5}{28,95}\right)^{3,33} = 50801 \text{ [horas]}$$

Por lo tanto, los rodamientos seleccionados cumplen con las horas de servicio.

### Selección de rodamientos para el eje D

Las cargas en los rodamientos son las reacciones totales mostradas en la figura 2.29.

Fuerzas radiales:

$$Fr_{d1} = \sqrt{(171,21)^2 + (71,97)^2} = 185,72[\text{N}] = 0,19 \text{ [KN]}$$

$$Fr_{d2} = \sqrt{(171,21)^2 + (71,97)^2} = 185,72[\text{N}] = 0,19 \text{ [KN]}$$

Fuerza axial:

$$F_{xd2} = 0,19 \text{ [KN]}$$

La carga equivalente se puede obtener con la ecuación 1.59 con  $Y = 1,5$  y  $X = 0,56$ .

$$P = (0,56) \cdot (0,19) + (1,5) \cdot (0,19) = 0,4 \text{ [KN]}$$

El número de revoluciones de diseño es:

$$L_d = (14400 \text{ horas}) \cdot (1800 \text{ rpm}) \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 1,5 \times 10^9 \text{ [rev]}$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.59 con  $k=3$  para rodamiento rígido de bolas obtenemos la carga dinámica.

$$C = 4,58 \text{ [KN]}$$

Del Anexo C, tabla C-4, seleccionamos dos rodamientos rígidos de bolas 61904 con  $C=6,37$  [KN] y  $C_o=3,65$  [KN].

Del anexo B, tabla B-9, para  $\frac{T}{C_o} = \frac{0,19}{3,65} = 0,05$  obtenemos un valor de  $Y=1,71$ .

Al reemplazar este valor en la ecuación 1.59 se obtiene.

$$P = 0,43 \text{ [KN]}$$

Al reemplazar los valores de  $C$  y  $P$  en la ecuación 1.62 y con  $1800$  [rpm] obtenemos:

$$L_{10h(1-2)} = \frac{10^6}{(60)(1800)} \cdot \left(\frac{6,37}{0,43}\right)^3 = 30101 \text{ [horas]}$$

Por lo tanto, el rodamiento seleccionado 61904 cumple con las horas de servicio.

### Selección de rodamientos para el eje E

Las cargas en los rodamientos son las reacciones totales mostradas en la figura 2.37.

Fuerzas radiales:

$$Fr_{e1} = \sqrt{(1018,84)^2 + (451,71)^2} = 1114,48[\text{N}] = 1,11 [\text{KN}]$$

$$Fr_{e2} = \sqrt{(445,07)^2 + (386,07)^2} = 589,18 [\text{N}] = 0,58 [\text{KN}]$$

Fuerza axial:

$$Fx_{e1} = 6,73 [\text{KN}]$$

La carga equivalente P en rodamientos de rodillos cónicos se calcula con la ecuación 1.61, se supone valores de  $Y_{e1} = Y_{e2} = 1,7$  y se obtiene:

$$P_{e1} = (0,4) \cdot (1,11) + \frac{1,7}{1,7} \cdot 0,58 + (1,7) \cdot (6,73) = 12,46 [\text{KN}]$$

$$P_{e2} = P_{e1}$$

El número de revoluciones de diseño es:

$$L_d = (14400 \text{ horas}) \cdot (1028,27 \text{ rpm}) \cdot \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hora}}\right) = 8,8 \times 10^8 [\text{rev}]$$

Al remplazar estos valores en la ecuación 1.60 con  $k=3,33$  para rodamiento de rodillo cónico se obtiene:

$$C = 95,44 [\text{KN}]$$

Con este valor seleccionamos un factor de empuje  $y=1,51$  del anexo B, tabla B-10 y al reemplazarlo en la ecuación 1.61 se obtiene la nueva carga equivalente.

$$P_e = 11,18 [\text{KN}]$$

Entonces el nuevo valor de carga dinámica es:

$$C = 85,64 [\text{KN}]$$

Del Anexo C, tabla C-6, seleccionamos dos rodamientos de rodillos cónicos 32307 J2 con  $C=95,2$  [KN].

Al reemplazar los valores de C y P en la ecuación 1.62 y con 1028,57 [rpm] obtenemos:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{(60) \cdot (1028,57)} \cdot \left(\frac{95,2}{11,18}\right)^{3,33} = 20284 [\text{horas}]$$

Por lo tanto, los rodamientos seleccionados 32307 J2 cumplen con las horas de servicio.

### **Selección de rodamientos para el eje F**

Las cargas en los rodamientos son las reacciones totales mostradas en la figura 2.45.

Fuerzas radiales:

$$Fr_{f1} = \sqrt{(23156,44)^2 + (4635,53)^2} = 23615,86[\text{N}] = 23,61 [\text{KN}]$$

$$Fr_{f2} = \sqrt{(1918,54)^2 + (2242,85)^2} = 2989,64[\text{N}] = 2,98 [\text{KN}]$$

La carga equivalente P se determina la ecuación 1.59.

$$P_1 = Fr_{f1} = 23,61 [\text{KN}]$$

$$P_1 = Fr_{f2} = 2,98 [\text{KN}]$$

El número de revoluciones de diseño es:

$$L_d = (14400 \text{ hora}) \cdot (25,7 \text{ rpm}) \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 2,2 \times 10^7 [\text{rev}]$$

Al remplazar estos valores en la ecuación 1.60 obtenemos las cargas dinámicas, para rodamiento rígido de bolas  $k=3$ .

$$C_1 = 23,61 [\text{KN}] \cdot \left(\frac{2,2 \times 10^7}{10^6}\right)^{\frac{1}{3,33}} = 59,73 [\text{KN}]$$

$$C_2 = 2,98 [\text{KN}] \cdot \left(\frac{2,2 \times 10^7}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 8,35 [\text{KN}]$$

Del Anexo C, tabla C-4 y C5, seleccionamos un rodamiento de rodillos cilíndricos NU208 con  $C=62 [\text{KN}]$  y un rodamiento rígido de bolas 16008 con  $C=13,8 [\text{KN}]$ .

Al reemplazar los valores de  $C$  y  $P_1, P_2$  en la ecuación 1.62 y con  $25,71 [\text{rpm}]$  obtenemos:

$$L_{10h(1)} = \frac{10^6}{(60)(25,71)} \cdot \left(\frac{62}{23,61}\right)^{3,33} = 16143 [\text{horas}]$$

$$L_{10h(2)} = \frac{10^6}{(60)(25,71)} \cdot \left(\frac{13,8}{2,98}\right)^3 = 64377 [\text{horas}]$$

Por lo tanto, los rodamientos NU208 y 16008 cumplen con las horas de servicio.

#### 2.5.4. Chumaceras

Las chumaceras son fabricadas en la metalmecánica de San Bartolo y son de tipo pared de acero A36 y con 4 pernos. La figura 2.53 representa un esquema de la unión empernada.

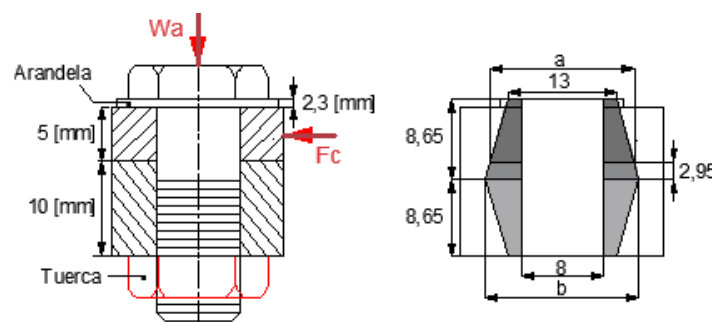


Figura 2.53: Esquema de una unión empernada  
(Fuente: Propia)

Seleccionamos 4 pernos M8x1.25 ISO 4.8 de acero de bajo y medio carbono con  $S_y = 340 [\text{MPa}]$  y  $S_{ut} = 420 [\text{MPa}]$ . Del anexo B, tabla B-11, seleccionamos una arandela 8R con un espesor de  $2,3 [\text{mm}]$  y el espesor de la tuerca de  $H=6,8 [\text{mm}]$ .

#### Dimensión de los pernos de la chumacera.

Longitud de agarre:

$$l = 17,3 [\text{mm}]$$



Longitud del perno:

$$L > l + H = 24,1 \text{ [mm]}$$

Seleccionamos un valor comercial de  $L=25$  [mm].

Del anexo B, tabla B-12, seleccionamos el área de esfuerzo de tensión.

$$A_t = 36,60 \text{ [mm}^2\text{]}$$

### Unión empernada sometida a carga de tensión estática

El análisis se realiza en la chumacera que soporta al eje E que se considera más crítica ya que presenta mayor fuerza de tensión en comparación a las otras chumaceras.

Los valores de a y b de la figura 2.53, son:

$$a = 13 + 2 \cdot (5,7) \cdot \tan 30 = 19,58 \text{ [mm]}$$

$$b = 13 + 2 \cdot (8,65) \cdot \tan 30 = 22,98 \text{ [mm]}$$

### Rigidez del perno

Con la ecuación 1.63 determinamos la rigidez del perno.

$$k_b = \frac{207000 \text{ [MPa]} \cdot 36,6 \text{ [mm}^2\text{]}}{17,3 \text{ [mm]}} = 4,37 \times 10^5 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

### Rigidez de las placas

Cuando las dos placas son del mismo material (acero A36) y con diferente espesor, se utiliza la ecuación 1.65.

$$k_1 = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 207000 \text{ [MPa]} \cdot 8 \text{ [mm]}}{\ln \left[ \frac{(1,155 \cdot 5,7 + 13 - 8) \cdot (13 + 8)}{(1,155 \cdot 5,7 + 13 + 8) \cdot (13 - 8)} \right]} = 5,29 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

$$k_2 = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 207000 \text{ [MPa]} \cdot 8 \text{ [mm]}}{\ln \left[ \frac{(1,155 \cdot 2,95 + 19,58 - 8) \cdot (19,58 + 8)}{(1,155 \cdot 2,95 + 19,58 + 8) \cdot (19,58 - 8)} \right]} = 2,12 \times 10^7 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

$$k_3 = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 207000 \text{ [MPa]} \cdot 8 \text{ [mm]}}{\ln \left[ \frac{(1,155 \cdot 8,65 + 13 - 8) \cdot (13 + 8)}{(1,155 \cdot 8,65 + 13 + 8) \cdot (13 - 8)} \right]} = 4,23 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación 1.64 obtenemos:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{5,29 \times 10^6} + \frac{1}{2,12 \times 10^7} + \frac{1}{4,23 \times 10^6}$$

$$k_m = 2,11 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

### Factor de repartición de carga

Al reemplazar los valores de  $k_b$  y  $k_m$  en la ecuación 1.66 se obtiene:

$$C = \frac{4,37 \times 10^5 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]}{4,37 \times 10^5 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right] + 2,11 \times 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]} = 0,17$$

La carga total en la junta emperrada corresponde a la fuerza axial  $W_a = 6730,69$  [N].

Entonces, la porción de carga aplicada que experimenta las placas es:

$$F_m = (1 - C) \cdot W_a = (1 - 0,17) \cdot 6730,69 \text{ [N]} = 5586,47 \text{ [N]}$$

Por lo tanto, la fuerza de rozamiento es:

$$F_r = F_m \cdot \mu = 5586,47 \text{ [N]} \cdot 0,2 = 1117,29 \text{ [N]}$$

La fuerza de corte corresponde a la reacción en el rodamiento  $F_c = e1_y = 1018,84$  [N]

Entonces:

$$F_r > e1_y$$

Por lo tanto, no se considera el análisis a corte en la junta.

Del anexo B, tabla B-13, obtenemos la resistencia de prueba del perno  $S_p = 310$  [MPa], al reemplazar este valor en la ecuación 1.67 se obtiene la precarga en el perno.

$$F_i = (0,75) \cdot (310 \text{ [MPa]}) \cdot (36,60 \text{ [mm}^2]) = 8518,80 \text{ [N]}$$

Además, la porción de carga que experimenta el perno es:

$$F_b = C \cdot W_a = (0,17) \cdot (6730,69 \text{ [N]}) = 1144,21 \text{ [N]}$$

Entonces:

$$F_i > F_b$$

Por lo tanto, se garantiza que la unión emperrada no se va a separar.

### 2.5.5. Cuñas

Las cuñas son diseñadas como elementos fusibles, el factor de seguridad debe ser bajo y el material de menor resistencia al eje y al engranaje que le corresponda. El espesor (W) y el alto (H) de la cuña se selecciona utilizando la tabla B-14 del anexo B.

La fuerza cortante se obtiene con la ecuación 1.68, posteriormente se calcula la longitud para falla por aplastamiento y para falla por corte con las ecuaciones 1,69 y 1,70.

A continuación, se presenta un ejemplo de cálculo de la chaveta para el engranaje G1 con un acero AISI 1018 con  $S_y = 220$  [MPa]. Para un diámetro de eje comprendido entre  $17 < d < 22$  [mm] seleccionamos una cuña tipo rectangular  $W = 5$  [mm] y  $H = 5$  [mm].

La resistencia a la fluencia en corte utilizando la teoría de energía de distorsión es:

$$S_{s_y} = 0,577 \cdot S_y = (0,577) \cdot (220 \text{ [MPa]}) = 126,94 \text{ [MPa]}$$

La fuerza cortante se calcula con la ecuación 1.68.

$$F_c = \frac{(2) \cdot (7,91 \text{ [Nm]})}{0,020 \text{ [m]}} = 791 \text{ [N]}$$

La longitud de la cuña para falla por aplastamiento se obtiene con la ecuación 1.69.

$$L_{\text{aplas}} = \frac{(2) \cdot (791 \text{ [N]}) \cdot 3}{5 \text{ [mm]} \cdot 220 \text{ [MPa]}} = 4,31 \text{ [mm]}$$

La longitud de la cuña por falla por corte se obtiene con la ecuación 1.70.

$$L_{\text{corte}} = \frac{791 \text{ [N]} \cdot 3}{5 \text{ [mm]} \cdot 126,94 \text{ [MPa]}} = 3,74 \text{ [mm]}$$

Como el ancho de cara del engranaje es muy grande en comparación a las longitudes calculadas tomamos un valor de  $L=22 \text{ [mm]}$ .

A continuación, la tabla 2.27 presenta un resumen de las variables obtenidas para las dimensiones de las cuñas de los engranajes G1, G2, corona y para los ejes A y B.

Tabla 2.27: Resumen de variables para la obtención de la longitud (L) de las cuñas.

Cuñas	Engranaje G1	Acople	Engranaje G2	Corona	Eje A	Eje B
Material AISI	1018 (HR)	1018 (HR)	1018(HR)	1045(CD)	1095	1095
Sy [MPa]	220	220	220	530	813	813
Ssy [MPa]	126,94	126,94	126,94	305,81	469,10	469,10
Fc [N]	791,00	632,80	790,86	27689,5	39444	39444
WxH [mm]	5x5	8x7	8x7	12x8	10x8	10x8
Laplast [mm]	4,31	2,15	3,08	32,65	25,25	36,38
Lcorte [mm]	3,74	2,13	2,33	18,86	16,81	25,22
<b>L [mm]</b>	<b>22</b>	<b>36</b>	<b>22</b>	<b>30</b>	<b>25</b>	<b>36</b>

(Fuente: Propia)

### 2.5.6. Tornillo de potencia

El tornillo de potencia existente en San Bartolo tiene las siguientes características:

Material: Acero AISI 1018 laminado en frío con  $S_y=370 \text{ [MPa]}$ .

Paso:  $p=1/4 \text{ [in]}=6,35 \text{ [mm]}$  con rosca tipo cuadrada.

Diámetro exterior:  $d=36 \text{ [mm]}$ .

#### Parámetros del tornillo de potencia

El diámetro medio se calcula con la ecuación 1.71.

$$d_m = 36 - \frac{6,35}{2} = 32,83 \text{ [mm]}$$

El diámetro de raíz se obtiene con la ecuación 1.72.

$$d_r = 36 - 6,35 = 29,65 \text{ [mm]}$$

El avance del tornillo para rosca simple es igual al paso de la rosca.

$$l = (1) \cdot (6,35) = 6,35 \text{ [mm]}$$

El ángulo de avance se calcula con la ecuación 1.73.

$$\lambda = \arctan\left(\frac{6,35}{\pi \cdot 32,83}\right) = 3,52^\circ$$

Del anexo B, tabla B-15, obtenemos el coeficiente de fricción para el acero de  $f = 0,2$ .

Si,  $f > \tan\lambda$  el tornillo de potencia tiene autobloqueo.

$$\tan\lambda = 0,06$$

Por lo tanto, el tornillo de potencia es autobloqueante.

La fuerza que se aplica al tornillo de potencia es igual a la resistencia de cada elemento a doblarse. Por lo tanto, se considera el valor de la fuerza de doblado de 15882,21 [N].

El par de torsión para hacer girar el tornillo se calcula con la ecuación 1.74.

$$T = \frac{15882,21 \text{ [N]} \cdot 0,0328 \text{ [m]}}{2} \left[ \frac{0,0063 \text{ [m]} + \pi(0,20)(0,0328 \text{ [m]})}{\pi(0,0328 \text{ [m]}) - (0,20) \cdot (0,0063 \text{ [m]})} \right]$$

$$T = 68,86 \text{ [Nm]}$$

### Esfuerzos

Para corregir los valores de esfuerzos por la presencia de un concentrador de esfuerzos en la raíz de la rosca se estima valores  $K_t$  razonables a partir de la figura B-3, anexo B.

El esfuerzo de compresión en el cuerpo del tornillo se calcula con la ecuación 1.75.

$$\sigma_y = -\frac{4 \cdot (15882,21 \text{ [N]}) \cdot (2,6)}{\pi \cdot (29,65 \text{ [mm]})^2} = -59,80 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo se calcula con la ecuación 1.76.

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot (68860 \text{ [Nmm]}) \cdot (3)}{\pi \cdot (29,65 \text{ [mm]})^3} = 40,36 \text{ [MPa]}$$

Los hilos en contacto no comparten la carga de manera homogénea, experimentos muestran que el primer hilo soporta 0,38 de la carga. Por lo tanto, al sustituir  $0,38F$  por  $F$  y  $n_c = 1$  se obtendrá el nivel máximo de esfuerzo (Budynas & Nisbett, 2012).

El esfuerzo flexionante en la raíz del hilo de la rosca se calcula con la ecuación 1.77.

$$\sigma_b = \sigma_x = \frac{6 \cdot (0,38) \cdot (15882,21) \text{ [N]} \cdot (3)}{\pi \cdot (29,65 \text{ [mm]}) \cdot (1) \cdot (6,35 \text{ [mm]})} = 183,66 \text{ [MPa]}$$

Al reemplazar estos valores de esfuerzos en la ecuación 1.78 se obtiene:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (183,66 - (-59,80))^2 + (-59,80 - 0)^2 + (0 - 183,66)^2 + 6(40,36)^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 230,60 \text{ [MPa]}$$

El factor de seguridad contra fluencia es:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{370}{230,60} = 1,65$$

El factor de seguridad obtenido es confiable lo cual indica que el tornillo de potencia existente es adecuado para las condiciones de funcionamiento de la roladora.

### 2.5.7. Estructura

Se realiza un análisis de esfuerzo y deformación de la estructura de la roladora para determinar si soporta el peso de los componentes de la máquina con la implementación del software Inventor, se ingresa los valores de los pesos los cuales son: en la parte superior se tiene un valor de 1 [kN], la carga del motor es de 300 [N], el peso de la caja de reducción de velocidad es de 600 [N] y las reacciones de los rodamientos son: en los rodillos superiores la reacción es de 7,8 [kN], en el eje de la corona las reacciones son de 1,2 [kN] y 597 [N] y las fuerzas de reacción en el eje D son de 171 [N]. Las reacciones de los rodamientos se presentan de color rojo y los pesos de color amarillo como se observa en la figura 2.54.

Se concluye que la estructura soportará todas las cargas debido a que el límite de fluencia del acero A36 es de 250 [MPa] y el esfuerzo máximo se obtiene en el análisis es de 65,56 [MPa].

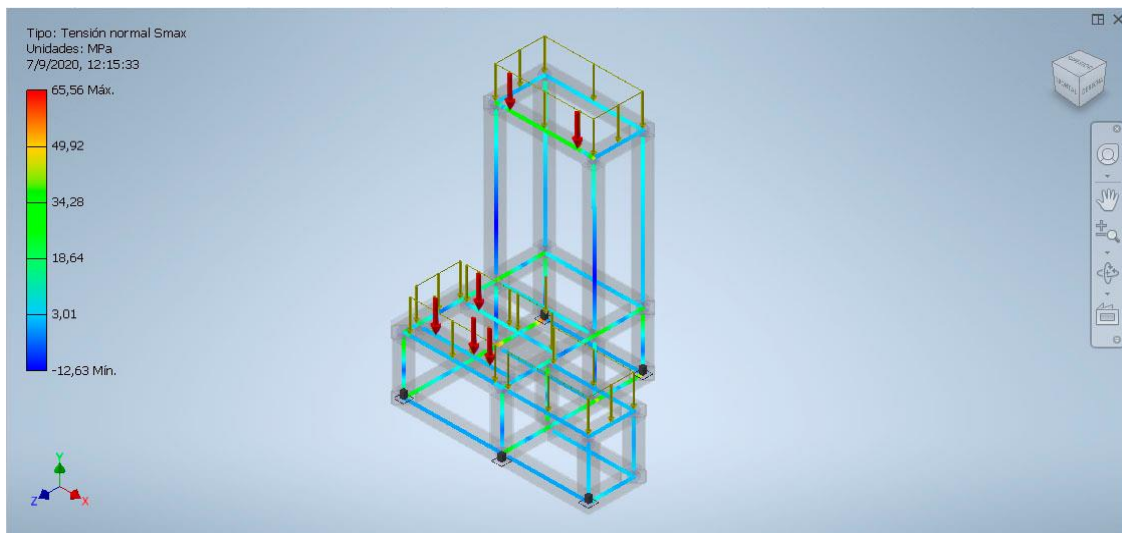


Figura 2.54: Esfuerzos y cargas en la estructura de la roladora.  
(Fuente: Propia)

### 2.5.8. Sistema de control

Para el diseño del sistema de control se toma en cuenta la potencia del motor de 2 [HP] con 220 [V] y con la ecuación 2.26 se obtiene la corriente la cual es de 8 amperios.

$$P = V \cdot I \quad (\text{Ec. 2.26.})$$

A partir de estos datos se seleccionan los dispositivos de la caja de control siguiendo el circuito de un arrancador-inversor de un motor trifásico mostrado en la figura 2.55, el cual está compuesto de 3 pulsadores: stop, giro a la izquierda y giro a la derecha.

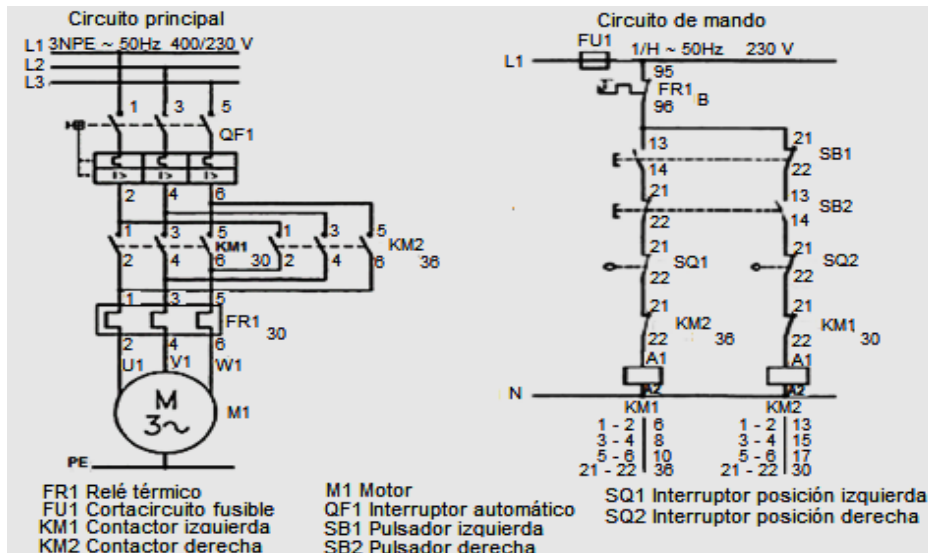


Figura 2.55: Circuito arrancador-inversor trifásico con mando por impulso permanente.  
 (Fuente: Lladonosa, 1994)

## 2.6. Construcción y montaje

En este subcapítulo se desarrolla el proceso de construcción y montaje de los elementos mecánicos que fueron calculados y seleccionados en el subcapítulo 2.5.

### 2.6.1. Elaboración de planos

Los planos de conjunto y de taller de la roladora se muestran en el Anexo D.

### 2.6.2. Construcción de los elementos mecánicos de la caja de velocidad

Estos elementos son: Corona de bronce, Engranajes helicoidales, ejes y chumaceras las cuales son fabricados en la FIM y en la metalmecánica de San Bartolo.

#### 2.6.2.1. Construcción de la corona de bronce

Este elemento se fabrica con procesos de torneado para el refrentado y fresado para el tallado de los dientes con una fresa modular #4 como se muestra en la figura 2.56 a).

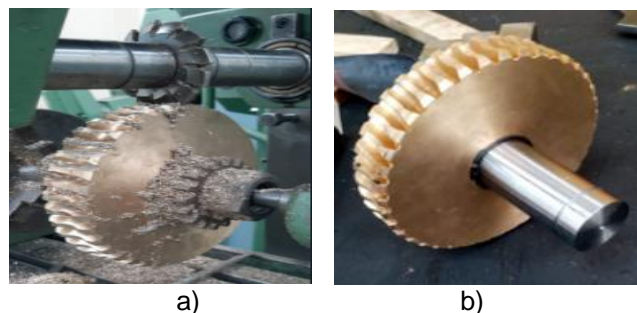


Figura 2.56: a) Tallado de dientes , b) corona de bronce terminada.  
 (Fuente: Propia)

### 2.6.2.2. Construcción de los engranajes helicoidales G1 y G2

La fabricación de los engranajes helicoidales G1 y G2 se realiza mediante el proceso de fresado con una fresa de disco m2 #5 como se observa en la figura 2.57 a).

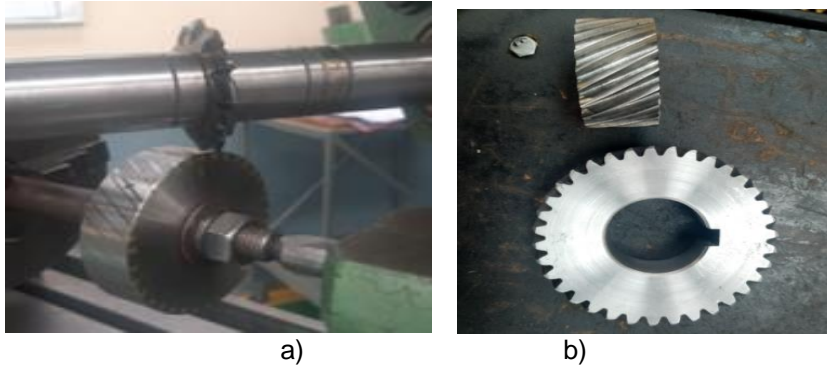


Figura 2.57: a) Tallado de dientes , b) engranajes helicoidales terminados.  
(Fuente: Propia)

### 2.6.2.3. Construcción de los ejes de la caja reductora de velocidad

La construcción de los ejes se realiza mediante el proceso de torneado como se muestra en la figura 2.58 a).

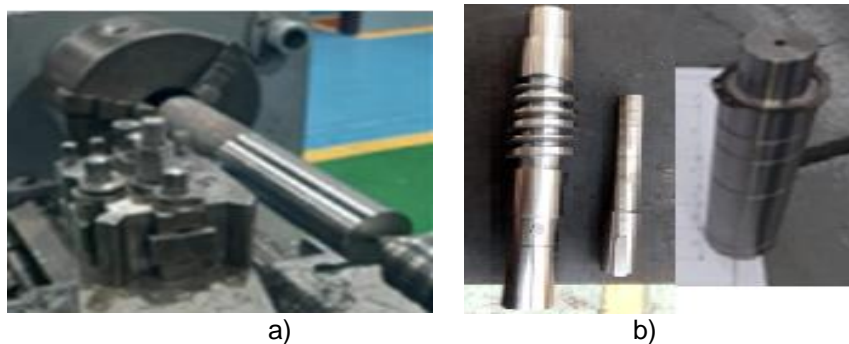


Figura 2.58: a) Torneado del eje , b) ejes D, E y F terminados.  
(Fuente: Propia)

### 2.6.2.4. Construcción de las chumaceras

Las chumaceras de pared se realizan mediante procesos de torneado como se observa en la figura 2.59 a) y fresado para los alojamientos de los rodamientos.

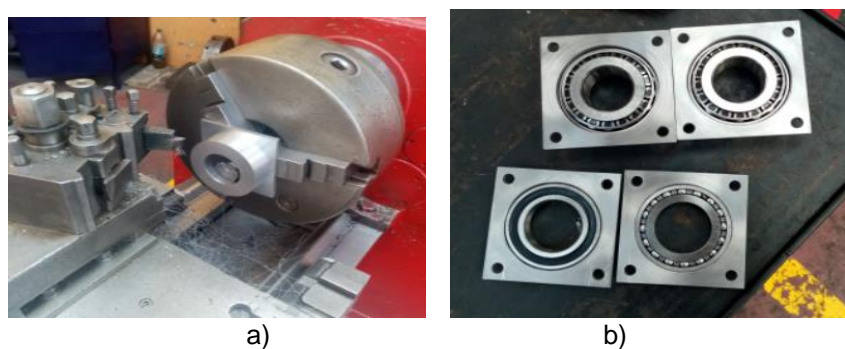


Figura 2.59: a) Torneado de las chumaceras , b) chumaceras de pared terminadas.  
(Fuente: Propia)

La figura 2.60 a) muestra el proceso de fresado para las chumaceras de piso.

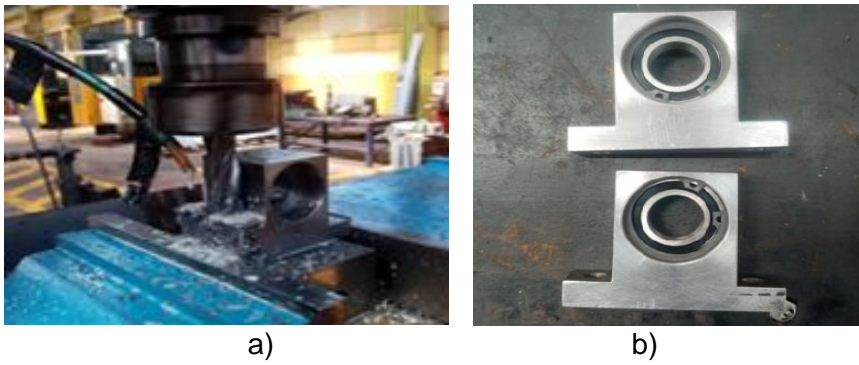


Figura 2.60: a) Proceso de fresado, b) chumaceras de piso terminadas.  
(Fuente: Propia)

### 2.6.3. Construcción de los ejes motrices A y B

Estos ejes se los fabrica en la metalmecánica de San Bartolo y se construyen mediante el proceso de torneado como se muestra en la figura 2.61 a).

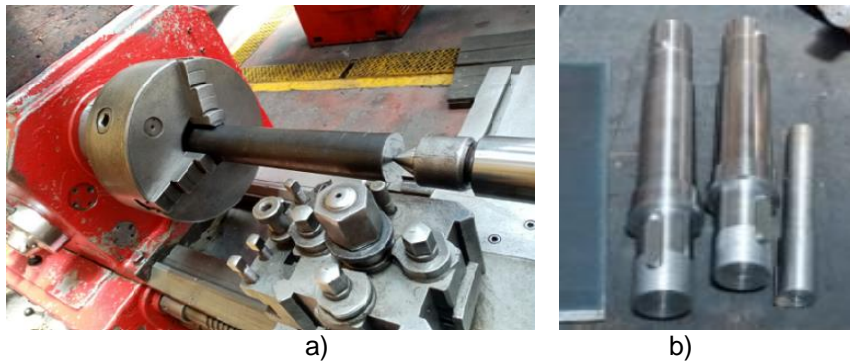


Figura 2.61: a) Torneado del eje inferior A , b) ejes inferiores A y B terminados.  
(Fuente: Propia)

### 2.6.4. Construcción de la estructura de la roladora

La construcción de la estructura mostrada en la figura 2.62 a) se realiza con tubos cuadrados de acero los cuales son unidos por un proceso de soldadura.



Figura 2.62: a) Proceso de soldadura, b) estructura de acero terminada.  
(Fuente: Propia)



### 2.6.5. Construcción del sistema de control

El sistema de control de la figura 2.63 consta de 2 contactores y un breaker de 10 [A], un relé térmico, leds de indicadores de giro y un mando a distancia con tres pulsadores (1 stop, 2 pulsadores de sentido de giro).



Figura 2.63: Caja de control con inversor de giro.  
(Fuente: Propia)

### 2.6.6. Ensamble de la caja reductora de velocidad

Las paredes de la caja del reductor de velocidad se unen por soldadura. La corona y los engranajes se fijan con cuñas y anillos de retención en los ejes, los cuales se colocan en las chumaceras que se sujetan en las paredes de la caja con pernos como se muestra en la figura 2.64 al igual que la tapa superior para posteriores mantenimientos.



Figura 2.64: Caja reductora de velocidad armada.  
(Fuente: Propia)

### 2.6.7. Ensamble de los ejes inferiores A, B y piñones

Los ejes inferiores son posicionados en las chumaceras y posteriormente en la parte trasera se fijan los piñones doble y simple como se muestra en la figura 2.65.



Figura 2.65: Ensamble de ejes motrices y piñones.  
(Fuente: Propia)

### 2.6.8. Montaje

Los partes de la roladora semiautomática como el motor, la caja del reductor de velocidad, el sistema eléctrico y la estructura donde van los ejes motrices se fijan a la estructura de acero como se muestra en la figura 2.66, mediante pernos M10x1.25x30.



Figura 2.66: Partes de la roladora fijadas en la estructura de acero.  
(Fuente: Propia)

## 2.7. Pruebas de funcionamiento

En este subcapítulo se realiza el protocolo de pruebas luego de culminar con la construcción y montaje de la roladora. Para las pruebas se realiza una serie de procedimientos para comprobar el funcionamiento de la máquina. Además, se debe cumplir con las principales especificaciones técnicas presentadas anteriormente las cuales son:

- Dimensión de la máquina: 0,4x1,5x0,70 [m].
- Rolado de perfiles de acero A36 y acero inoxidable.
- Rolado de perfiles de hasta 1,5 [in] (40[mm]) de ancho.
- Velocidad de giro de la maquina: 10 [rpm]

Las pruebas de funcionamiento se realizaron en la metalmecánica de San Bartolo donde se realizó el doblado de diferentes elementos estructurales cumpliendo el siguiente procedimiento para el correcto funcionamiento de las roladora.

### Etapa de pre-operación

1. Seleccionar los rodillos de acuerdo al tipo de elemento estructural a doblarse y posicionarlos en los ejes motrices (A, B) y en el eje superior (C).
2. Colocar el perfil seleccionado sobre los rodillos motrices.
3. Realizar el ajuste del tornillo de potencia para obtener el doblado del elemento.

### Etapa de encendido

4. Realizar la conexión de alimentación eléctrica de la roladora.

5. Verificar el pulsador STOP del mando a distancia que no esté accionado.
6. Encendido de la máquina por medio de pulsadores (izquierda o derecha).

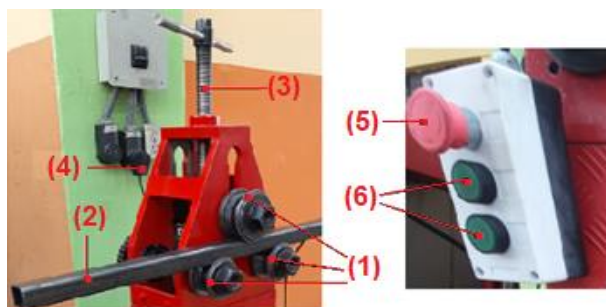


Figura 2.67: Esquema de procedimiento de funcionamiento de la roladora.  
(Fuente: Propia)

## 2.8. Costos

En este subcapítulo se detalla los costos que influyen en la fabricación de la roladora los cuales son: costos directos y costos indirectos.

### 2.8.1. Costos directos

#### Costos de elementos normalizados

En la tabla 2.28 se muestran los costos de los elementos normalizados para la roladora.

Tabla 2.28: Costo de los elementos normalizados.

Descripción	Cantidad	\$/unidad	Total \$
Peros M8x1,25x20	25	0,20	5,00
Peros M10x1,25x40	15	0,25	3,75
Anillo de seguridad DIN 471-20	4	0,24	0,96
Anillo de seguridad DIN 471-35	3	0,45	1,35
Anillo de seguridad DIN 471-40	4	0,67	2,68
Rodamiento SKF 6207	2	15,26	30,52
Rodamiento SKF NU 208 ECP	2	40,17	80,34
Rodamiento SKF 16008	1	15,18	15,18
Rodamiento SKF 6008	1	15,18	15,18
Rodamiento SKF 33207/Q	2	19,64	39,28
Rodamiento SKF 16004	2	8,04	16,08
Piñón 40B35	1	15,46	15,46
Piñón D40B35	1	28,75	28,75
Piñón 40B14	1	3,89	3,89
Cadena Paso 40	1	18,66	18,66
Acople Lovejoy L090	1	45,00	45,00
Llantas STEP AP214 (para piso pintado)	4	3,45	13,80
<b>Total elementos normalizados</b>			<b>335,88</b>

(Fuente: Propia)

## Costos de materia prima

En la tabla 2.29 se detallan los costos de los materiales utilizados para la fabricación de los elementos mecánicos y estructura de la máquina.

Tabla 2.29: Costos de la materia prima.

Piezas	Descripción del material	Cantidad	\$/unidad	Total \$
Eje D	AISI 1045 $\varnothing=25$ [mm], L=180 [mm]	1	12,89	12,89
Eje E	AISI 4340(705) $\varnothing=50$ [mm], L=300 [mm]	1	14,29	14,29
Eje F	AISI 4340(705) $\varnothing=45$ [mm], L=200 [mm]	1	8,03	8,03
Eje superior C	AISI 4340(705) $\varnothing=50$ [mm], L=300 [mm]	1	14,29	14,29
Ejes inferiores A y B	AISI 4340(705) $\varnothing=50$ [mm], L=330 [mm]	2	15,51	31,02
Corona	Bronce F. $\varnothing=175$ [mm], L=35 [mm]	1	174,11	174,11
EngranajeG1	AISI 4340(705) $\varnothing=55$ [mm], L=35 [mm]	1	2,68	2,68
EngranajeG2	AISI 4340(705) $\varnothing=90$ [mm], L=35 [mm]	1	6,25	6,25
Chumaceras pared y piso	Placas ASTM A-36 100x100x130 [mm]	1	21,43	21,43
	Placas ASTM A-36 50x80x100 [mm]	1	7,86	7,86
Chavetas	Varilla AISI 1018 10x200 [mm]	1	1,75	1,75
Chavetas	Varilla AISI 1045 12x100 [mm]	1	1,10	1,10
Estructura	Tubos cuadrados ASTM A-36 40x3 [mm]	2	21,24	42,48
Tornillo de P.	AISI 1018 $\varnothing=40$ [mm], L=350 [mm]	1	5,60	5,60
Estructura	Placas de 500x350x20 [mm]	2	45,00	90,00
<b>Total materia prima</b>				<b>433,78</b>

(Fuente: Propia)

## Costos de maquinado

Las tablas 2.30 y 2.31 muestran los costos de maquinado de los elementos mecánicos fabricados de la roladora.

Tabla 2.30: Costo de maquinado de ejes, chumaceras y estructura de acero.

Máquina		Torno		Fresadora		Suelta		Taladro		Mortajadora		Total
Costo [\$/hora]		10		12		10		9		11		
Elemento	Cantidad	[h]	Valor [\$]	[h]	Valor [\$]	[h]	Valor [\$]	[h]	Valor [\$]	[h]	Valor [\$]	Valor [\$]
Eje D	1	4	40,00	0.5	6,00	-	-	-	-	-	-	46,00
Eje E	1	8	80,00	0.5	6,00	-	-	-	-	-	-	86,00
Eje F	1	5	50,00	0.5	6,00	-	-	-	-	-	-	56,00
Ejes inferiores A y B	2	5	100,00	0.5	12,00	-	-	-	-	-	-	112,00
Chumaceras de pared	4	1.5	60,00	3.0	144,00	-	-	0.5	18,00	-	-	222,00
Chumaceras de piso	2	1	20,00	4	96,00	-	-	0.5	9,00	-	-	125,00
Estructura de acero	1	-	-	-	-	10	100,00	-	-	-	-	100,00
Tornillo de potencia	1	4	40,00	1	12,00	-	-	-	-	-	-	52,00

Manzana	1	1.5	15,00	2	24,00	-	-	-	-	-	-	39,00
Eje superior C	1	5	50,00	0.5	6,00	-	-	-	-	-	-	56,00
Dados	18	1.5	270,00	-	-	-	-	-	-	0.3	59,40	329,40
Piñones	2	1	20,00	-	-	-	-	-	-	0.5	11,00	31,00
Tuercas	3	1	30,00	0.5	18,00	-	-	-	-	-	-	48,00
Chumacera frontal	2	1.5	30,00	-	-	-	-	-	-	-	-	30,00
Chumacera posterior	2	1	20,00	-	-	-	-	-	-	-	-	20,00
Estructura superior	1	-	-	8	96,00	4	40,00	4	36,00	-	-	172,00
											<b>Total</b>	<b>1524,40</b>

(Fuente: Propia)

Tabla 2.31: Costo de maquinado de engranajes.

Máquina		Fresadora		Total \$
Costo [\$/ #dientes]		(M4=4,50\$) , (M2=2,50\$)		
Elemento	Cantidad	# dientes	Valor [\$/]	Valor [\$/]
Corona de bronce (M4)	1	40	180,00	180,00
Engranaje helicoidal G1 (M2)	1	20	50,00	50,00
Engranaje helicoidal G2 (M2)	1	35	87,50	87,50
			<b>Total</b>	<b>317,50</b>

(Fuente: Propia)

### Costo del sistema de control

El costo de fabricación del sistema de control que consiste de en un tablero inversor de giro trifásico con mando a distancia es de **160\$**.

### 2.8.2. Costos Indirectos

#### Costo de ingeniería

Los costos de Ingeniería tiene un agregado del 20% del costo total directo, el cual involucra el diseño y construcción de la roladora y representa un valor de **551,21\$**.

#### Costos de materiales consumibles

Son costos de materiales secundarios que se utilizan en la fabricación de los elementos los cuales fueron pintura esmalte color rojo y lijas lo cual tuvo un valor de **6,96\$**.

#### Costos Imprevistos

Son gastos que están relacionados con transporte, impresión de planos, impresión de documentos etc. Este costo tiene un valor aproximado de **40\$**.

### 2.8.3. Costo total

En la tabla 2.32 se muestra el costo total de fabricación de la roladora semiautomática mediante los resultados obtenidos del detalle de las tablas de costos anteriores.

Tabla 2.32: Resumen de costos de fabricación de la roladora.

Costos	Descripción	Valor \$
Costos directos	Costo de elementos normalizados	335,88
	Costos de materia prima	433,78
	Costos de maquinado	1841,90
	Costo de sistema de control	160,00
Costos Indirectos	Costo de Ingeniería	551,21
	Costo de materiales consumibles	6,96
	Costos imprevistos	40,00
<b>Total costos</b>		<b>3369,73</b>

(Fuente: Propia)

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Luego de realizar las pruebas de funcionamiento de la roladora en el subcapítulo 2.7 se obtienen los siguientes resultados.

#### 3.1. Dimensiones del equipo

Las dimensiones finales obtenidas de la roladora se representan en la figura 3.1.

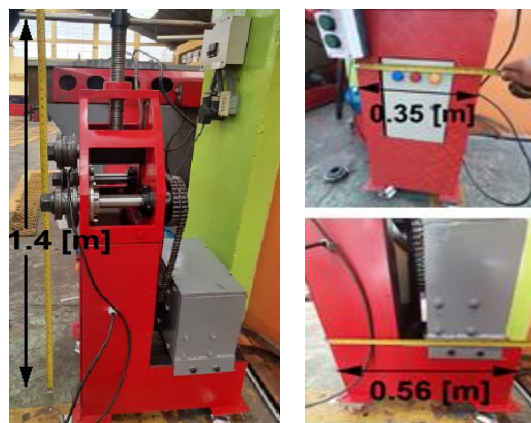









Figura 3.1: Dimensiones de la roladora.  
(Fuente: Propia)

#### 3.2. Elementos estructurales rolados

Los elementos de prueba rolados son de acero ASTM A-36 y de acero inoxidable. Para el caso del acero inoxidable se usan rodillos de duralón para evitar ralladuras en el material.

También, estos elementos estructurales de prueba de 1.20 [m] de largo se muestran en la tabla 3.1 con sus respectivas dimensiones.








Tabla 3.1: Elementos estructurales de prueba.

ACERO						
ASTM A-36						Inoxidable
Tubo cuadrado	Tubo redondo	Tubo rectangular	Perfil L	Platina	Varilla	Tubo redondo
40x3 [mm]	40x1,5 [mm]	40x20x3 [mm]	40x40x3 [mm]	40x5 [mm]	15 [mm]	40x1,5 [mm]
						

(Fuente: Propia)

Los elementos de prueba seleccionados tienen las dimensiones máximas presentadas en el alcance de este proyecto. Para el doblado se realizan varias pasadas esto depende del tipo de material y de la geometría que se requiera dar al material.

Tabla 3.2: Elementos estructurales rolados.

ACERO						
ASTM A-36						Inoxidable
Tubo cuadrado	Tubo redondo	Tubo rectangular	Perfil L	Platina	Varilla	Tubo redondo
40x3 [mm]	40x1,5 [mm]	40x20x3 [mm]	40x40x3 [mm]	40x5 [mm]	15 [mm]	40x1,5 [mm]
						

(Fuente: Propia)

En la tabla 3.2 se observan todos los elementos estructurales de prueba con sus dimensiones máximas que fueron doblados. Al revisar las superficies dobladas se pudo observar que los elementos no presentan malas deformaciones a excepción del tubo cuadrado que presenta en su superficie una mínima muestra de achataduras, esto debido a que el tubo cuadrado requiere mayor fuerza de doblado en comparación a los otros elementos de prueba.

### 3.3. Velocidad de giro de los ejes motrices

La velocidad de giro alcanzada es de 10,2 [rpm] como se observa en la figura 3.2 lo cual es muy cercano a lo establecido en las especificaciones técnicas.



Figura 3.2: Medición de la velocidad de giro del eje inferior.  
(Fuente: Propia)

### 3.4. Discusión de Costos

El costo total de fabricación de la roladora se muestra en la tabla 2.32 donde se indica un valor de 3369,73 \$.

Una de las alternativas en máquinas roladoras nuevas con similares características se encuentra disponible en TECNITORNO RAY el cual tiene un costo de 3500,00 \$.

Además, el costo de inversión de este proyecto fue de 1077,50 \$, este valor se obtuvo ya que se utilizaron materiales disponibles en San Bartolo y el proceso de maquinado de las piezas se realizó en el laboratorio de máquinas herramientas de la facultad (FIM) y en la metalmecánica de San Bartolo lo cual no tuvo ningún costo.

A continuación, la tabla 3.3 muestra el ahorro que se obtuvo en este proyecto en la construcción de la roladora semiautomática.

Tabla 3.3: Ahorro en la construcción de la roladora semiautomática.

Alternativas	Costo	Ahorro
Roladora nueva	3500,00 \$	2432,76 \$
Con maquinado	3369,73 \$	2292,23 \$

(Fuente: Propia)



## **4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **4.1. Conclusiones**

Se alcanzó el objetivo general del proyecto el de diseñar y construir una roladora semiautomática para tubos redondos de 38,1x1,5 [mm], tubos cuadrados de 40x40x3 [mm] y tubos rectangulares de 40x20x3 [mm], varillas de diámetro 15 [mm], platinas de 40x15 [mm] y ángulos de 40x40x3 [mm] de acuerdo a los requerimientos establecidos por la metalmecánica de San Bartolo.

Se realizó un diseño adecuado de la roladora con el fin de lograr una buena adaptación entre el operario y la máquina, esto se logró con un buen dimensionamiento y evitando en lo posible un exceso de ruido que se genera en la caja de velocidades, por lo cual se utilizó engranajes helicoidales y un buen lubricante en el sistema de engranajes.

Se determinó que la mejor opción fue la elaboración de una caja de velocidades compuesto de engranajes helicoidales y un sistema tornillo sin fin-corona, el cual garantiza un alto rendimiento y un espacio de instalación reducido.

Se diseñaron los elementos mecánicos de la roladora en base a cálculos establecidos en libros de diseño mecánico.

Se determinó que la roladora debe operar a bajas velocidades (10 [rpm]) esto evita que el elemento estructural doblado tenga una mala curvatura o achataduras.

Se construyó los elementos mecánicos en base a los cálculos obtenidos y con los materiales disponibles en el mercado y en la metalmecánica de San Bartolo.

Se constató en la discusión de costos que la construcción de la roladora genera un ahorro en comparación a la adquisición de una máquina con similares características.

### **4.2. Recomendaciones**

Se puede implementar un motoreductor con el objetivo de disminuir tiempos de fabricación de las partes de la roladora y disminuir ruidos en la caja de velocidades.

Se debe realizar trabajos de mantenimiento periódicos en elementos giratorios principalmente en la caja del reductor de velocidad donde se debe mantener una correcta lubricación en los engranajes.

Se recomienda utilizar el equipo solo en lugares donde la alimentación eléctrica sea trifásica caso contrario la máquina no funcionará.

## Referencias Bibliográficas

Albán, E. (2016). *Diseño y construcción de una máquina baroladora hidráulica de tubos y perfiles*. Latacunga, Ecuador, Pregrado, Facultad de Electromecánica, Universidad de las fuerzas armadas.

Ballesteros M. (2009). *Tecnología de proceso y transformación de materiales*. Unv. Politec. de Catalunya.

Bonilla, L., & Rojas, F. (2014). *Diseño y construcción de una máquina dobladora semiautomática de tubos cuadrados de 50x50x2mm utilizados como cerchas de las estructuras de carrocerías de buses*. Riobamba: Facultad de Mecánica, ESPOCH.

Budynas, R. & Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (9na. Ed.). México, D.F: Mcgraw-Gill.

Carles Riba R. (2002). *Diseño Concurrente*. Cataluña: Edicion UPC

Charles L. (2002). *Tecnología de la caldería*. (2da. Ed.). Barcelona: Ceac.

Clomea.(2020).Clomea.com.Recuperadode:[http://www.clomea.com/html/hcurv\\_es.html](http://www.clomea.com/html/hcurv_es.html)

ESH Industrial. (2019). *Manufactura de maquinaria industrial*. Recuperado de: <http://www.esh-industrial.com/roladoras>.

Ferdinand Beer. (2010). *Mechanics of Materials*. Mcgraw-Hill.

Formado de Metales y Trabajo con Lámina Metálica. (s.f). UMSS. Recuperado de: <http://materias.fcyt.umss.edu.bo/tecno-II/PDF/cap-31.pdf>

Guano Zambrano. (2006). *Diseño y construcción de una baroladora para tubo rectangular y redondo para la empresa NOVACERO*. Quito: Facultad de Ingeniería Mecánica, EPN.

Güemes Gordo & Marín Piris. (2012). *Ciencia de materiales para ingenieros*. Madrid: Pearson Educación. S.A. pdf.

Héctor Enrique Jaramillo Suárez. (2016). *Resistencia de materiales*. (2da Ed). Programa Editorial Universidad Autónoma de Occidente

Iza Byron. (2007). *Dimensionamiento y construcción de una roladora manual para laboratorio*. Quito: Facultad de Ingeniería Mecánica, EPN.

Lladonosa Vicente. (1994). *Circuitos básicos de señalizaciones e inversores*. Edicion ilustrada: Marcombo.

Manual SKF de rodamientos. Recuperado de: <https://decmechanico.files.wordpress.com/2010/07/manual-de-rodamientos-skf.pdf>

Monar Willian. (2013). *Conformado de materiales metálicos por deformación plásticas*. Quito: EPN

Mejía D. (2011). *Estudio del proceso de rolado en láminas metálicas y su incidencia en el tiempo de operación en la fabricación de tanques inoxidables en la empresa INOX-*

*TEC en la ciudad de Latacunga*. Ambato: Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Universidad Técnica de Ambato.

Nargesa (2020). Curvadora de tubos y perfiles MC200. Prada Nargesa S.L

Norton R. (2011). *Diseño de Maquinas*. México: Pearson.

Peña, J., & Carballo, A. (2014). *Construcción de una roladora de tubos para el taller Industrial Garpin C.A de Punto Fijo*. Estado de Falcón, Venezuela.

Robert, L., Mott. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. (4ta Ed). México: Pearson Educación.

Roger, M. & Cristóbal, U. (2012). *Diseño de una roladora para laboratorio de conformación de metales*. Recuperado de:  
<http://ribuni.uni.edu.ni/1054/1/38271.pdf>

Serope, K. & Steven, R. (2008). *Manufactura ingeniería y tecnología*. (5ta Ed). México: Pearson Educación.

Swagelok. (2016). Dobladora para tubos para banco. *TM Swagelok Company*.

WEG. (2016). *Motores eléctricos*. Guía de inspección. Recuperado de:  
<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h6e/h82/WEG-motores-electricos-guia-de-especificacion-50039910-brochure-spanish-web.pdf>

Zeferino Damián Noriega. (2004). *Notas de proceso de manufactura 1*. México: Azcapotzalco.

# Anexo A

B = básico  
O = unidimensional  
E = estimulante

**compromisos**  
muy positiva ⊕  
positiva ○  
negativa ×  
muy negativa \*

Voz del usuario Necesidades y deseos del usuario	Voz del ingeniero Características Técnicas	Capacidad de doblado	Resistencia mecánica	Estabilidad	Tiempo de mantenimiento	Tiempo de pre-operación	Tiempo montaje/desmontaje	Volumen/peso	Seguridad	Bajo costo	Evaluación usuario								
											Evaluación usuario			Objetivos	Índice de mejora	Factor de venta	Importancia	Ponderación	Ponderación en %
											Propia empresa	Competencia 1	Competencia 2						
Doblado de dos tipos de acero	O	⊕									4	5	4	4	1	4	4	7,55	
Larga vida útil	B	⊕			○						3	4	3	4	1,3	4	5,33	10,1	
Muy Estable	B	▽	⊕					○	○		4	4	3	5	1,3	●	5	9,38	17,7
Fácil mantenimiento	O			⊕			○				3	4	4	4	1,3	•	4	6,4	12,1
Fácil manejo para el operario	O				⊕		▽	▽			3	4	4	4	1,3	•	4	6,4	12,1
Desarmable	E			○			⊕	○			3	4	3	4	1,3		3	4	7,55
Fácil traslado	E		▽				⊕				4	3	3	4	1	•	3	3,6	6,79
Confiable y seguro	B	▽	○		▽		▽	⊕	○		4	4	3	5	1,3	●	4	7,5	14,1
Bajo costo	O						▽	○	⊕		3	2	3	4	1,3	•	4	6,4	12,1
																		53	100

Propia empresa	3	4	4	4	3	4	3	4	3	
Competencia 1	5	4	4	3	4	4	4	4	2	
Competencia 2	4	4	4	4	4	5	4	3	3	
Incidencia	36	65	110	86	65	63	85	121	80	711
Incidencia en %	5	9,1	15,5	12,0	9,2	8,8	12,0	17,0	11,3	100

**factor de incidencia**  
fuerte 9 ⊕  
medio 3 ○  
bajo 1 ▽

Valores de referencia	(1 1/2") de ancho	10 años de vida útil	equilibrio de la máquina	mensual	tiempo aprox. (5 min)	tiempo aprox. (15 min)	0,5m x 0,65 x 1,4m	bajo riesgo	\$900

**Factor de venta**  
fuerte 1,5 ●  
posible 1,2 •  
ningún 1

E=D/A  
H=E\*F\*G

## Anexo B

Figura B-1. Factor de proporción del piñón y alineamiento del engranado

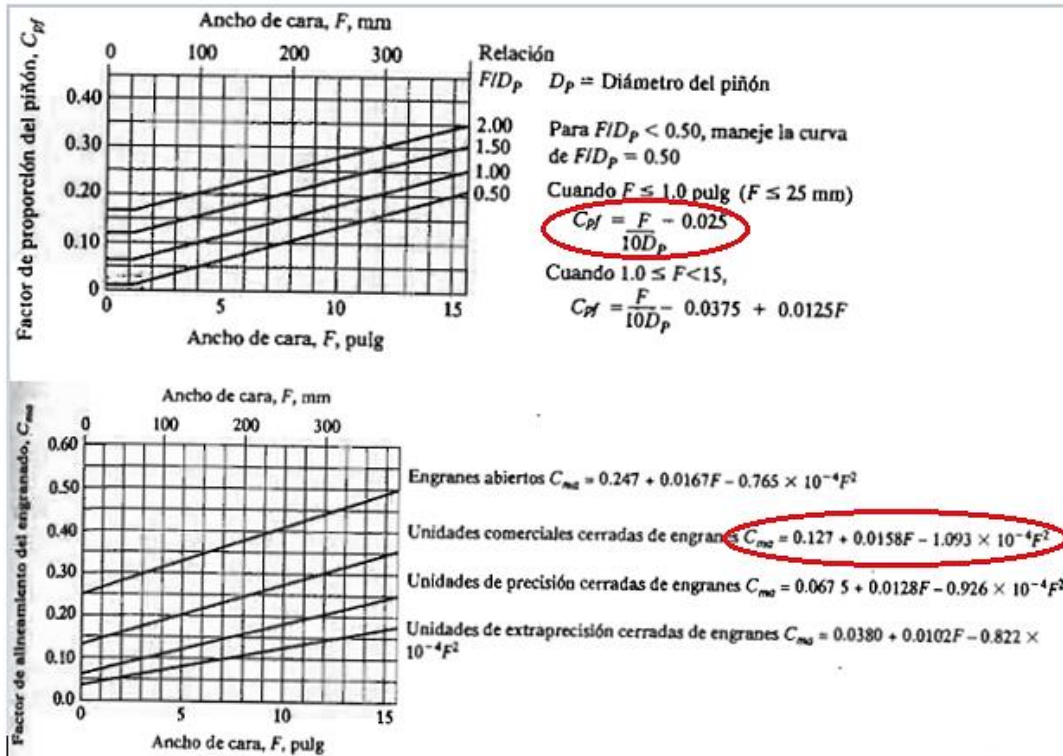


Figura B-2. Factor geométrico

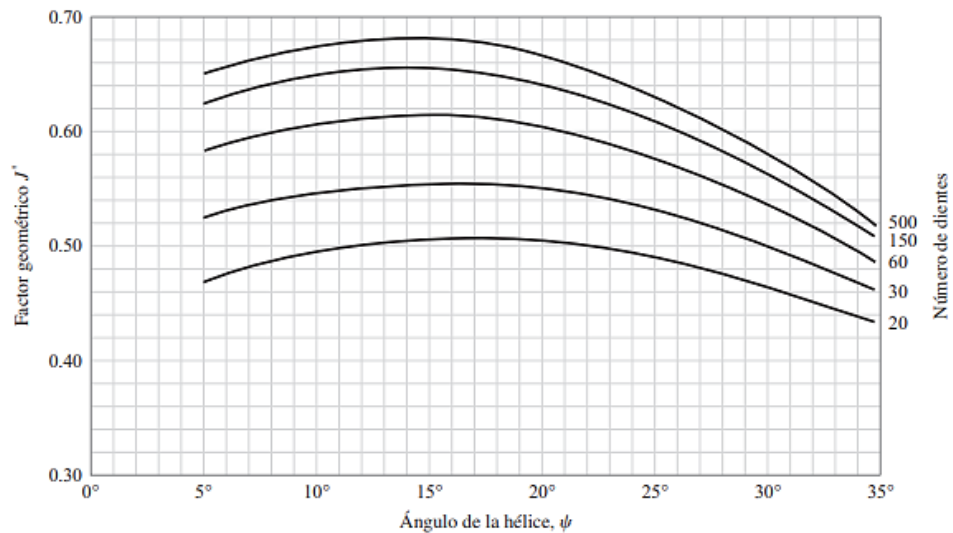


Figura B-3. Filete de hombro en tensión, flexión y torsión.

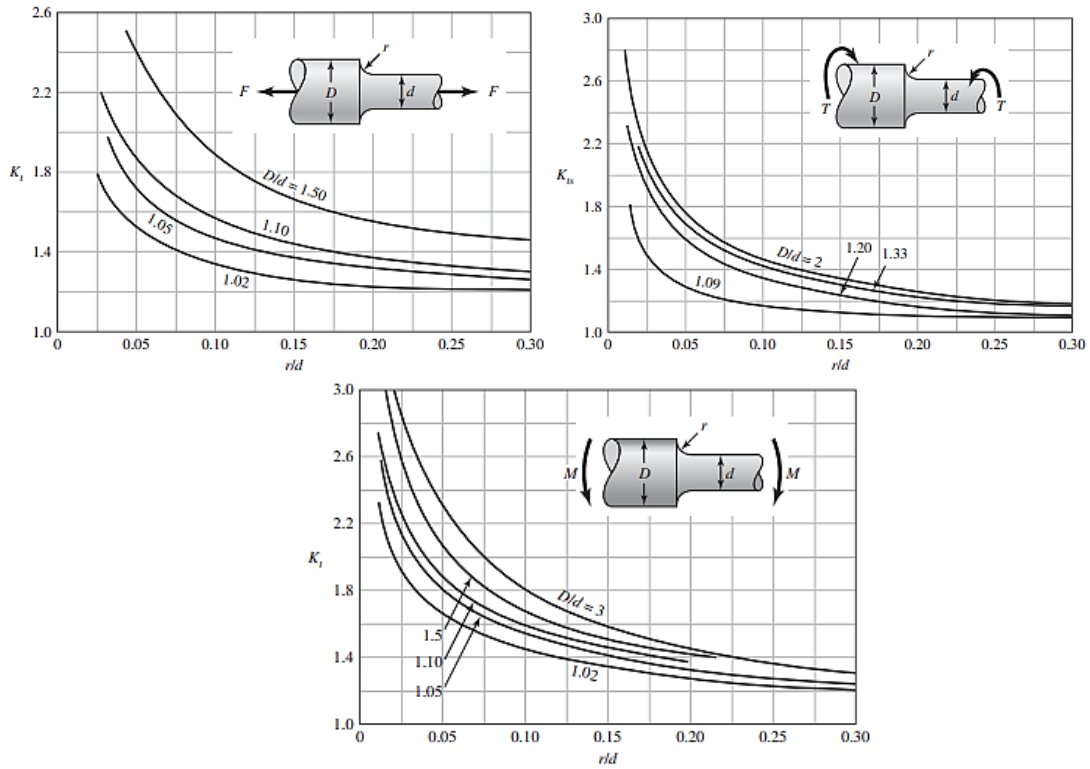


Figura B-4. Sensibilidad a la muesca para aceros sometidos a flexión y a torsión.

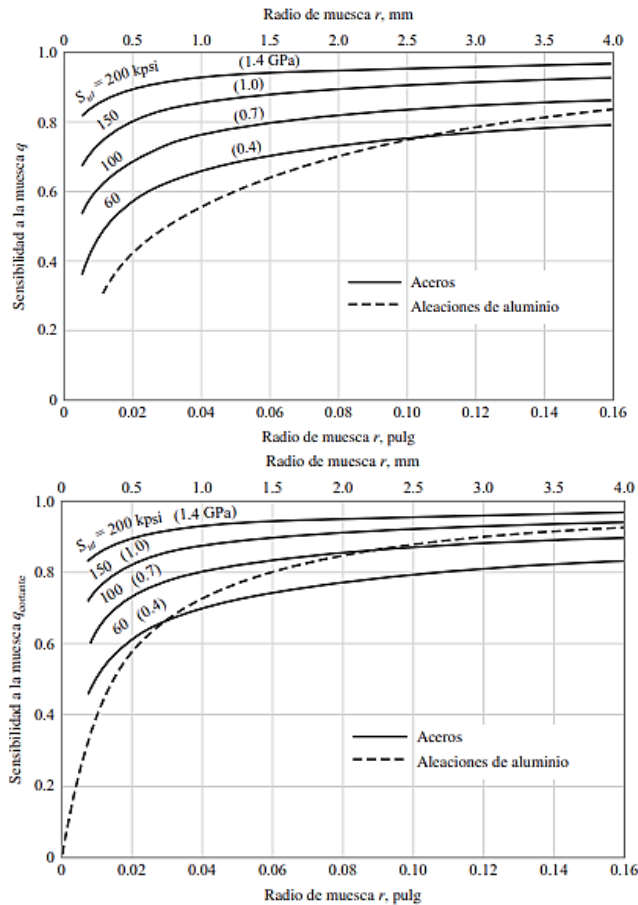


Figura B-5. Sensibilidad a la muesca para aceros sometidos a flexión y a torsión.

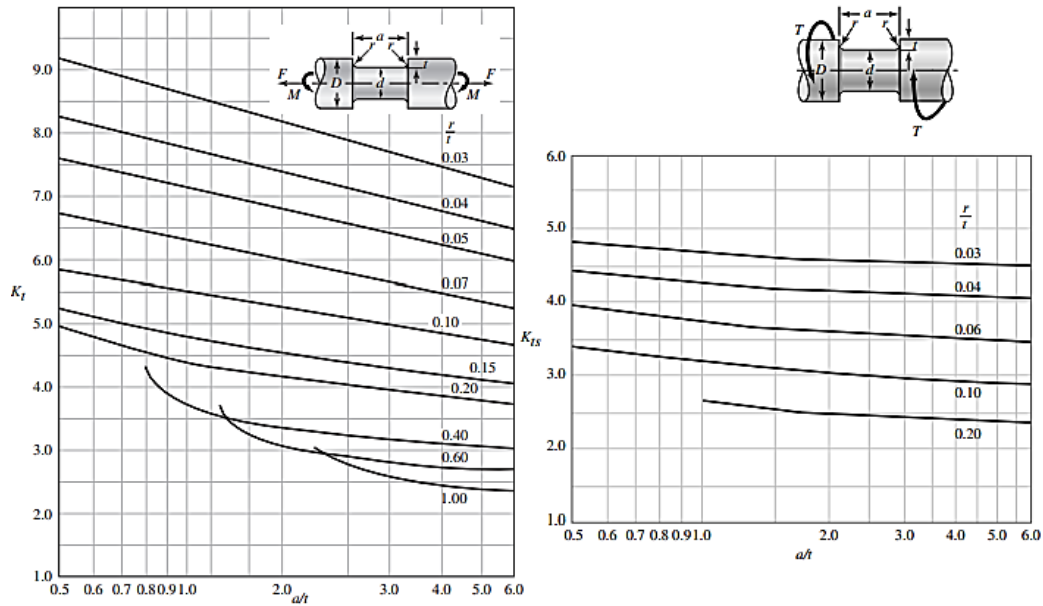


Tabla B-1 Propiedades de los aceros

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1630 (236)	1460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1720 (250)	1590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1470 (213)	1360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1000)	1170 (170)	1080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

Tabla B-2. Factor de sobrecarga

Tabla de factores de sobrecarga, $K_o$			
Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Tabla B-3. Factores de tamaño sugeridos  $K_s$ .

Paso diametral, $P_d$	Módulo métrico, $m$	Factor de tamaño, $K_s$
$\geq 5$	$\leq 5$	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Tabla B-4. Coeficientes elásticos

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón $E_p$ , psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona $E_o$ , lb/pulg <sup>2</sup> (MPa)*				
		Acero $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	Hierro maleable 25 x $10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro nodular $24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro fundido $22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	Bronce al aluminio $17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )
Acero	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)
Hierro maleable	$25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)
Hierro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)
Hierro fundido	$22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)
Bronce al aluminio	$17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)
Bronce al estaño	$16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)

Tabla B-5. Factores de forma de Lewis

Factor de forma de Lewis, aproximado para dientes de coronas

$\phi_n$	$y$
$14\frac{1}{2}^\circ$	0.100
$20^\circ$	0.125
$25^\circ$	0.150
$30^\circ$	0.175

Tabla B-6. Factores para acabados superficiales

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



Tabla B-7. Estimaciones de primera iteración para concentradores de esfuerzos.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Tabla B-8. Intervalos máximos típicos de pendientes y deflexiones

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*	
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$ , donde $L$ es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$ , donde $h$ es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$ , donde $D$ es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	$\varphi$	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En un cojinete	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi] = 0.01$ rad
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi] = 0.0025$ rad
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi] = 0.0016$ rad
		En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi] = 0.05$ rad
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	$\theta/L$	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045...0.006$ rad/m
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175$ rad/m
		Árboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009$ rad/m
		Árboles de cardanes de vehículos ( $d = 30...50$ mm)	$[\theta/L] = 0.005...0.007$ rad/m

Tabla B-9. Factores de carga radial y de empuje

$e$	$T/C_o$	$Y$	$e$	$T/C_o$	$Y$
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Nota:  $X = 0.56$ , para todos los valores de  $Y$ .

Tabla B-10. Factor de empuje para rodillo cónico.

Barreno	Diámetro exterior	Ancho	$a$	Factor de empuje, $Y$	Capacidad básica de carga dinámica, $C$
1.0000	2.5000	0.8125	0.583	1.71	8370
1.5000	3.0000	0.9375	0.690	1.98	12 800
1.7500	4.0000	1.2500	0.970	1.50	21 400
2.0000	4.3750	1.5000	0.975	2.02	26 200
2.5000	5.0000	1.4375	1.100	1.65	29 300
3.0000	6.0000	1.6250	1.320	1.47	39 700
3.5000	6.3750	1.8750	1.430	1.76	47 700

Nota: Dimensiones en pulgadas. La carga  $C$  está en libras para una duración  $L_{10}$  de un millón de revoluciones.

Tabla B-11. Arandelas métricas.

Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Espesor máximo	Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Espesor máximo
2 N	2.50	5.00	0.90	12 N	13.30	25.40	2.80
2 R	2.50	6.00	0.90	12 R	13.30	34.00	3.50
2 W	2.50	8.00	0.90	12 W	13.30	44.00	3.50
2.5 N	3.00	6.00	0.90	14 N	15.25	28.00	2.80
2.5 R	3.00	8.00	0.90	14 R	15.25	39.00	3.50
2.5 W	3.00	10.00	1.20	14 W	15.25	50.00	4.00
3 N	3.50	7.00	0.90	16 N	17.25	32.00	3.50
3 R	3.50	10.00	1.20	16 R	17.25	44.00	4.00
3 W	3.50	12.00	1.40	16 W	17.25	56.00	4.60
3.5 N	4.00	9.00	1.20	20 N	21.80	39.00	4.00
3.5 R	4.00	10.00	1.40	20 R	21.80	50.00	4.60
3.5 W	4.00	15.00	1.75	20 W	21.80	66.00	5.10
4 N	4.70	10.00	1.20	24 N	25.60	44.00	4.60
4 R	4.70	12.00	1.40	24 R	25.60	56.00	5.10
4 W	4.70	16.00	2.30	24 W	25.60	72.00	5.60
5 N	5.50	11.00	1.40	30 N	32.40	56.00	5.10
5 R	5.50	15.00	1.75	30 R	32.40	72.00	5.60
5 W	5.50	20.00	2.30	30 W	32.40	90.00	6.40
6 N	6.65	13.00	1.75	36 N	38.30	66.00	5.60
6 R	6.65	18.80	1.75	36 R	38.30	90.00	6.40
6 W	6.65	25.40	2.30	36 W	38.30	110.00	8.50
8 N	8.90	18.80	2.30				
<b>8 R</b>	<b>8.90</b>	<b>25.40</b>	<b>2.30</b>				
8 W	8.90	32.00	2.80				

Tamaño nominal, pulg	Altura H			
	Ancho W	Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contra-tuerca
Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
<b>M8</b>	<b>13</b>	<b>6.8</b>	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0

Tabla B-12. Áreas roscadas métricas de paso grueso y fino

Diámetro mayor nominal $d$ , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
<b>8</b>	<b>1.25</b>	<b>36.6</b>	<b>32.8</b>	<b>1</b>	<b>39.2</b>	<b>36.0</b>
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157

Tabla B-13. Propiedades mecánicas de pernos.








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

Tabla B-14. Cuñas estándar.

Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes					
Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)	
0.312 < <i>d</i> ≤ 0.437	0.093	#10	8 < <i>d</i> ≤ 10	3 x 3	
0.437 < <i>d</i> ≤ 0.562	0.125	#10	10 < <i>d</i> ≤ 12	4 x 4	
0.562 < <i>d</i> ≤ 0.875	0.187	0.250	12 < <i>d</i> ≤ 17	5 x 5	
0.875 < <i>d</i> ≤ 1.250	0.250	0.312	17 < <i>d</i> ≤ 22	6 x 6	
1.250 < <i>d</i> ≤ 1.375	0.312	0.375	22 < <i>d</i> ≤ 30	8 x 7	
1.375 < <i>d</i> ≤ 1.750	0.375	0.375	30 < <i>d</i> ≤ 38	10 x 8	
1.750 < <i>d</i> ≤ 2.250	0.500	0.500	38 < <i>d</i> ≤ 44	12 x 8	
2.250 < <i>d</i> ≤ 2.750	0.625	0.500	44 < <i>d</i> ≤ 50	14 x 9	
2.750 < <i>d</i> ≤ 3.250	0.750	0.625	50 < <i>d</i> ≤ 58	16 x 10	
3.250 < <i>d</i> ≤ 3.750	0.875	0.750	58 < <i>d</i> ≤ 65	18 x 11	
3.750 < <i>d</i> ≤ 4.500	1.000	0.750	65 < <i>d</i> ≤ 75	20 x 12	
4.500 < <i>d</i> ≤ 5.500	1.250	0.875	75 < <i>d</i> ≤ 85	22 x 14	
5.500 < <i>d</i> ≤ 6.500	1.500	1.000	85 < <i>d</i> ≤ 95	25 x 14	

Tabla B-15. Coeficientes de fricción de pares roscados.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

## Anexo C (Catalogos)

Tabla C-1. Manual de poleas y catarinas simple

**FOR  
A.S.A. No. 40**

**1/2-INCH PITCH SINGLE WIDTH CHAIN**

**SINGLE-TYPE B-STEEL**
**TYPE A-PLATE-STEEL**

No. Teeth	Outside Diameter	Catalog Number	List Price	Type	Bore (inches)				Weight Lbs. (App.)	Type	Catalog Number	List Price	Stock Bore	Weight Lbs. (App.)
					Stock	Rec. Max.	Dia.	Length Thru						
8	1.500	40B8		B	1/2	1/2	31/32"	7/8	.10					
9	1.670	40B9		B	1/2	9/16	1 1/16"	7/8	.18					
10	1.840	40B10		B	1/2	3/4	1 1/4"	7/8	.20					
11	2.000	40B11		B	1/2	7/8	1 3/8"	7/8	.25					
12	2.170	40B12		B	1/2	1	1 9/16"	7/8	.40	A	40A12	1/2	.26	
13	2.330	40B13		B	1/2	1 1/16	1 9/16"	7/8	.43	A	40A13	1/2	.30	
14	2.490	40B14		B	1/2	1 1/8	1 11/16"	7/8	.56	A	40A14	1/2	.34	
15	2.650	40B15		B	1/2	1 1/4	1 13/16"	7/8	.90	A	40A15	5/8	.38	
16	2.810	40B16		B	5/8	1 3/8	2	7/8	.68	A	40A16	5/8	.42	
17	2.980	40B17		B	5/8	1 7/16	2 1/8	1	1.00	A	40A17	5/8	.30	
18	3.140	40B18		B	5/8	1 1/2	2 5/16	1	1.06	A	40A18	5/8	.54	
19	3.300	40B19		B	5/8	1 3/4	2 1/2	1	1.30	A	40A19	5/8	.59	
20	3.460	40B20		B	5/8	1 7/8	2 5/8	1	1.56	A	40A20	5/8	.68	
21	3.620	40B21		B	5/8	1 7/8	2 3/4	1	1.68	A	40A21	5/8	.75	
22	3.780	40B22		B	5/8	1 7/8	2 7/8	1	1.81	A	40A22	5/8	.79	
23	3.940	40B23		B	5/8	2	3	1	2.18	A	40A23	5/8	.89	
24	4.100	40B24		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.20	A	40A24	5/8	.60	
25	4.260	40B25		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.37	A	40A25	5/8	1.01	
26	4.420	40B26		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.40	A	40A26	5/8	1.07	
27	4.580	40B27		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.50	A	40A27	5/8	1.12	
28	4.740	40B28		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.75	A	40A28	5/8	1.26	
29	4.900	40B29		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.00	A	40A29	5/8	1.32	
30	5.060	40B30		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.87	A	40A30	19/32	1.39	
31	5.220	40B31		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.00	A	40A31	5/8	1.45	
32	5.380	40B32		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.00	A	40A32	19/32	1.53	
33	5.540	40B33		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.25	A	40A33	19/32	1.68	
34	5.700	40B34		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.30	A	40A34	19/32	1.84	
35	5.860	40B35		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.50	A	40A35	19/32	1.92	
36	6.020	40B36		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.70	A	40A36	19/32	2.00	

**CHAIN TECHNICAL DATA**

Pitch.....1/2"

Roller Width.....5/16"

Roller Diameter......312"

Inside Linkplate Height......452"

Linkplate Thickness......060"

Av. Tensile Strength, lbs.....3700

**TYPE A**

**TYPE B**

Tabla C-2. Manual de poleas y catarinas dobles

**FOR  
A.S.A. No. 40-2**

**1/2-INCH PITCH DOUBLE WIDTH CHAIN**

**DOUBLE-TYPE B-STEEL**

No. Teeth	Outside Diameter	Catalog Number	List Price	Type	Bore (inches)				Weight Lbs. (App.)
					Stock	Rec. Max.	Dia.	Length Thru	
11	2.000	D40B11H		B	1/2	3/4	1 7/16"	1 1/2	.5
12	2.170	D40B12H		B	1/2	15/16	1 9/16"	1 1/2	.7
13	2.330	D40B13H		B	1/2	1	1 1/2"	1 1/2	.8
14	2.490	D40B14H		B	1/2	1 1/8	1 11/16"	1 1/2	1.1
15	2.650	D40B15H		B	1/2	1 1/4	1 13/16"	1 1/2	1.2
16	2.810	D40B16H		B	5/8	1 3/8	2	1 1/2	1.4
17	2.980	D40B17H		B	5/8	1 7/16	2 1/8	1 1/2	1.6
18	3.140	D40B18H		B	5/8	1 1/2	2 3/8	1 1/2	1.8
19	3.300	D40B19H		B	5/8	1 3/4	2 1/2	1 1/2	2.2
20	3.460	D40B20H		B	5/8	1 7/8	2 5/8	1 5/8	2.6
21	3.620	D40B21H		B	5/8	1 7/8	2 3/4	1 5/8	2.95
22	3.780	D40B22H		B	5/8	1 7/8	2 7/8	1 5/8	3.0
23	3.940	D40B23H		B	5/8	2	3	1 5/8	3.5
24	4.100	D40B24H		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1 5/8	4.0
25	4.260	D40B25H		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1 5/8	4.2
26	4.420	D40B26H		B	5/8	2 1/4	3 1/4	1 5/8	4.5
30	5.060	D40B30		B	7/8	2 1/4	3 1/4	1 5/8	5.1
35	5.860	D40B35		B	7/8	2 1/4	3 1/4	1 5/8	7.0
36	6.020	D40B36		B	15/16	2 1/2	3 3/4	1 5/8	9.2
40	6.650	D40B40		B	15/16	2 1/2	3 3/4	1 3/4	10.8

**CHAIN TECHNICAL DATA**

Pitch.....1/2"

Roller Width.....5/16"

Roller Diameter......312"

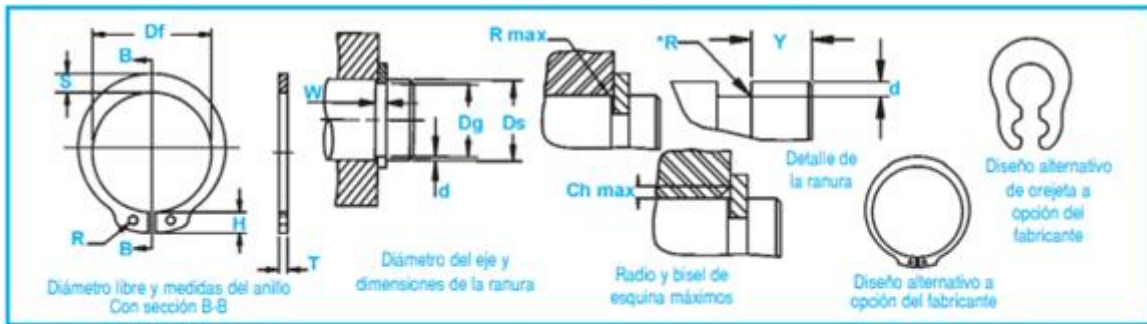
Inside Linkplate Height......452"

Linkplate Thickness......060"

Av. Tensile Strength, lbs.....7400

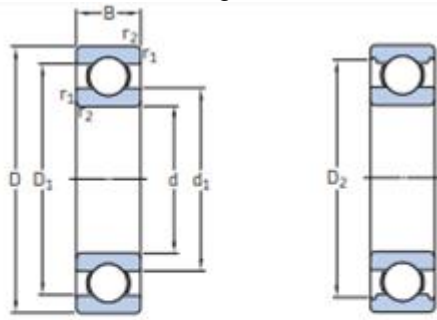
**TYPE B**

Tabla C-3. Anillos de retención.



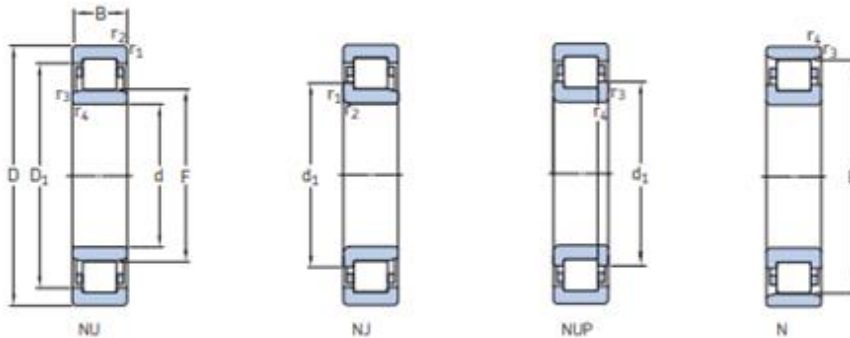
No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS						
	DIAM.	DIAMETRO	ANCHUR	PROFU DIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE		ALTAURA DE LA OREJETA		SECCIO MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.	PESO	MARGE DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga máx. c/Ch máx.	LIMITE DE RPM	
	Ds	Dg				TOL.	W Min.	d	T										Tot.
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	300000
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		4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.026	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	0.034	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	2.80	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	52000
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		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	22000
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	22200
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50		26.6	-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		26.6		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	3.520	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16800
DSH-33	33	31.3		1.60	0.85	1.50		30.5		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		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	+0.25	5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15200
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2	-0.50	5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	18.3	2.0	9.00	14900
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2		5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	18.8	2.0	9.15	14100
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2		5.8	4.2	2.5	5.820	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600
DSH-39	39	37.0	-0.25	1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500
DSH-40	40	37.5		1.85	1.25	1.75		36.5		6.0	4.4	2.5	6.030	3.8	51.00	25.3	2.0	9.50	14300
DSH-41	41	38.5		1.85	1.25	1.75		37.5		6.2	4.5	2.5	6.215	3.8	50.10	26.0	2.0	9.40	13500

Tabla C-4 Rodamiento rígido de bolas.



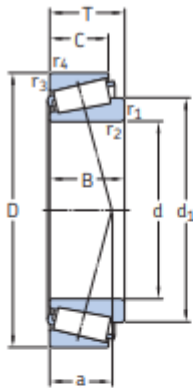
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>w</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,05	† 16004
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	† 6004
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	† 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	† 6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	† 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	† 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407
40	52	7	4	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	† 16008
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	† 6008

Tabla C-5. Rodamiento de una hilera de rodillo cilíndrico.



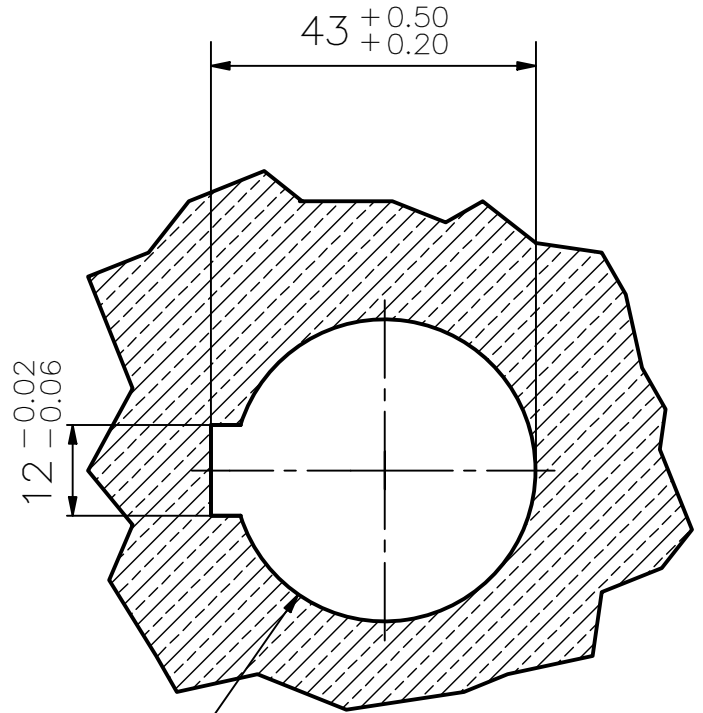
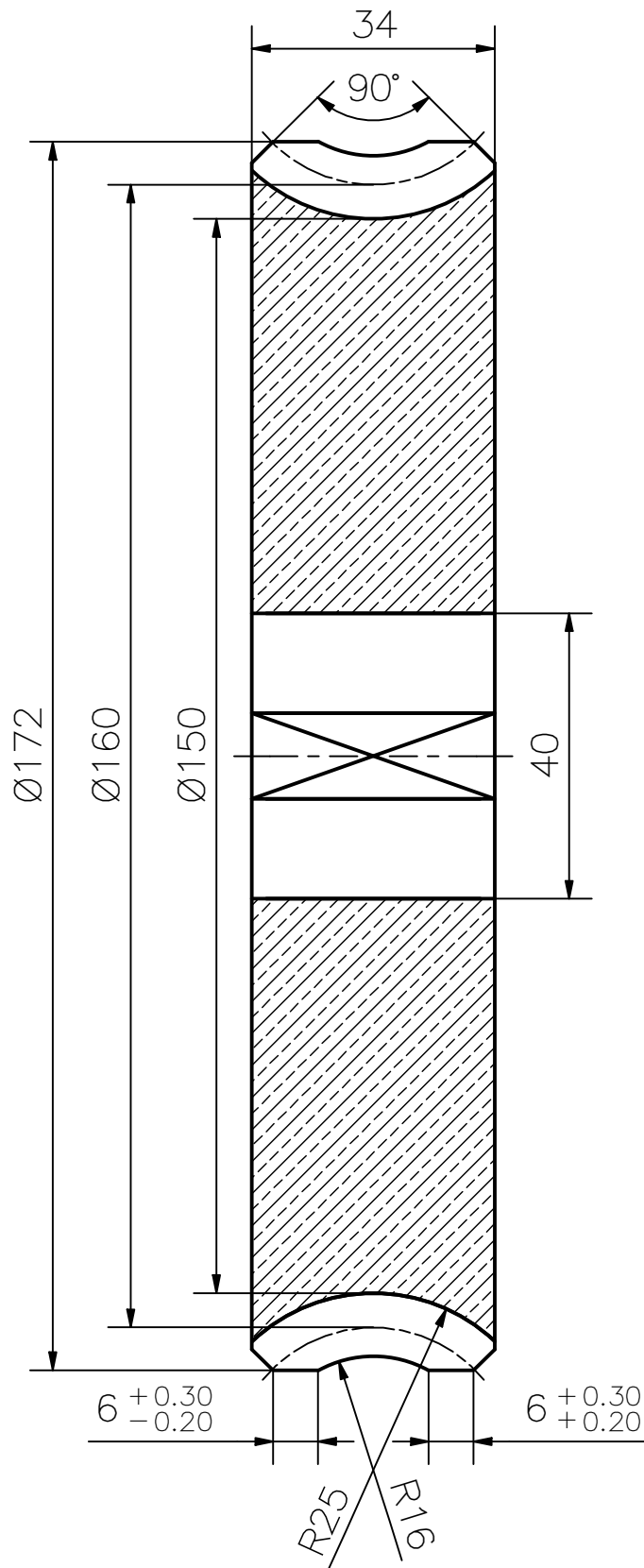
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa <sup>1)</sup>
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>w</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
40	68	15	25,1	26	3	12 000	18 000	0,23	NU 1008 ML	-
	80	18	62	53	6,7	9 500	11 000	0,37	† NU 208 ECP	J, M, ML, PH
	80	18	62	53	6,7	9 500	11 000	0,38	† NJ 208 ECP	J, M, ML, PH
	80	18	62	53	6,7	9 500	11 000	0,39	† NUP 208 ECP	J, M, ML, PH
	80	18	62	53	6,7	9 500	11 000	0,37	† N 208 ECP	PH
	80	23	81,5	75	9,65	9 500	11 000	0,49	† NU 2208 ECP	J, ML, PH
	80	23	81,5	75	9,65	9 500	11 000	0,5	† NJ 2208 ECP	J, ML, PH
	80	23	81,5	75	9,65	9 500	11 000	0,51	† NUP 2208 ECP	J, ML, PH

Tabla C-6. Rodamiento de una hilera de rodillo cónicos



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-	-
mm			kN		kN	r. p. m.			-	-
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE
	80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE
	80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE

## Anexo D (Planos)



Módulo,  $m=4$   
 Ángulo de presión= $14.5^\circ$   
 Ángulo de hélice= $5.71^\circ$   
 Número de dientes= $40$   
 Sentido derecho

Notas:

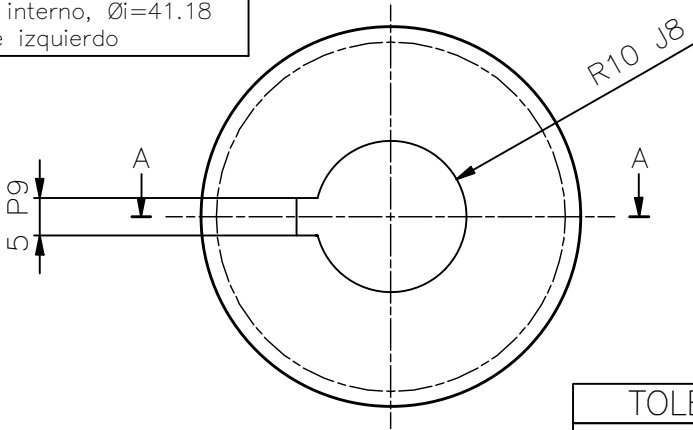
- Eliminar aristas vivas
- Tol. angular  $\pm 0.5^\circ$

Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llives/ K. Imbaquingo	
MATERIAL:	BRONCE FOSFORADO	Tol.Gral. $\pm 0.1$	Escala:	Dis.	G. Llives/ K. Imbaquingo
			1:1	Rev.	Ing. Wilson Guachamin
CORONA		FIM-KIGLL-100-101		Fecha: 31/08/20	



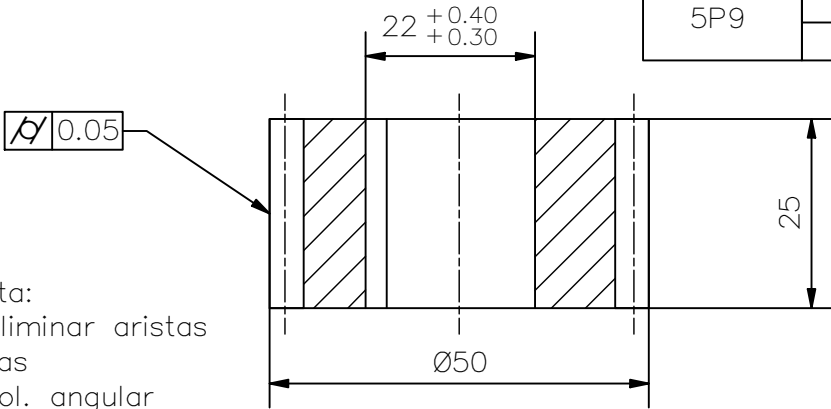
Módulo,  $m=2$   
 # de dientes,  $z=20$   
 Ángulo presión= $20^\circ$   
 Ángulo hél.= $30^\circ$   
 Diámetro externo,  $\varnothing_e=50.18$   
 Diámetro de paso,  $\varnothing_p=46.18$   
 Diámetro interno,  $\varnothing_i=41.18$   
 Engranaje izquierdo

N7/



CORTE A-A

TOLERANCIAS	
Ø20J8	20.02
	19.99
5P9	4.99
	4.96

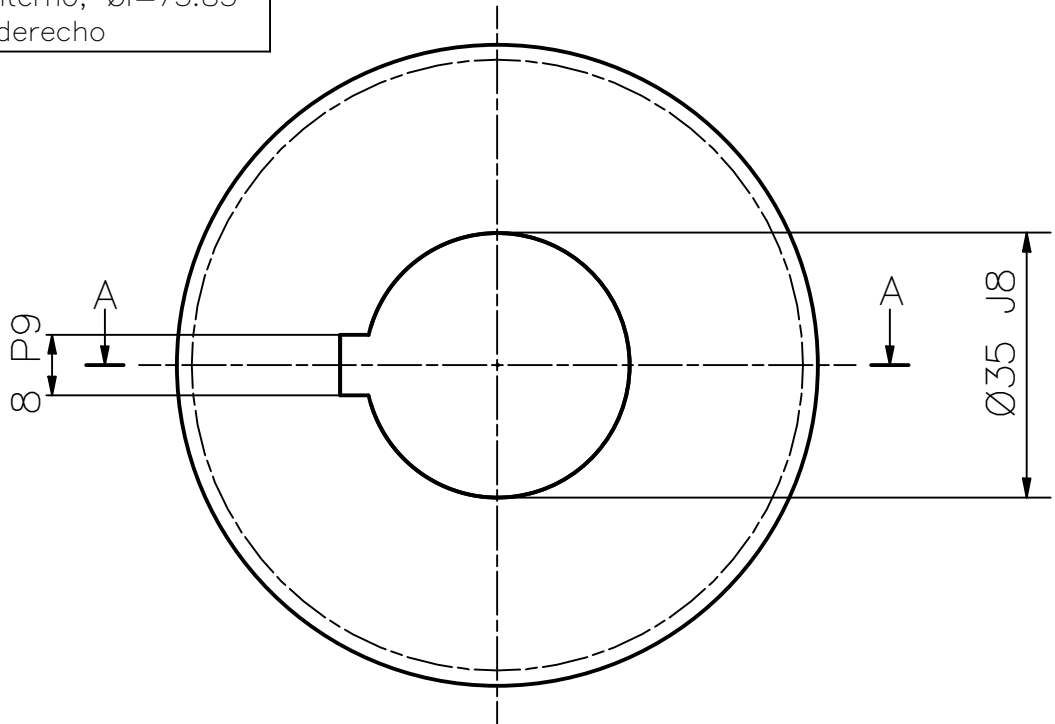


Nota:  
 -Eliminar aristas vivas  
 -Tol. angular  $\pm 0.5^\circ$

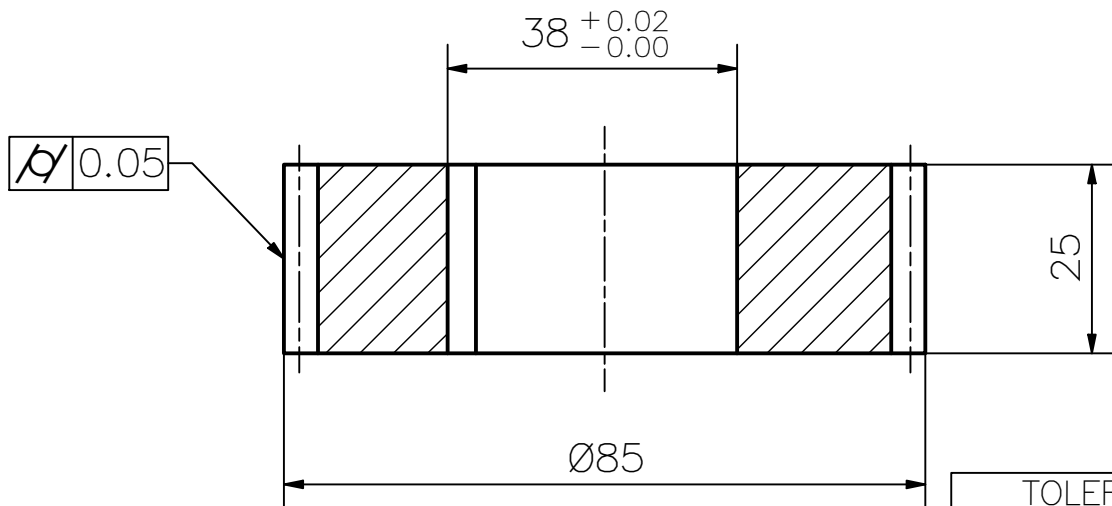
TRAT. TÉRMICO	NINGUNO	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO			
MATERIAL ACERO A705		TOL. GRAL. $\pm 0.1$	ESCALA 1:1	DIB. G. Llive/K. Imbaquingo
				DIS. G. Llive/K. Imbaquingo
				REV. Ing. Wilson Guachamin
ENGRANAJE G1		FIM-KIGLL-100-105		FECHA: 31/08/20

Módulo,  $m=2$   
 # de dientes,  $z=35$   
 Ángulo presión= $20^\circ$   
 Ángulo hél.= $30^\circ$   
 Diámetro externo,  $\varnothing_e=84.83$   
 Diámetro paso,  $\varnothing_p=80.83$   
 Diámetro interno,  $\varnothing_i=75.83$   
 Engranaje derecho

N7



CORTE A-A

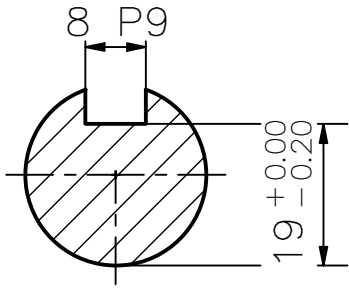


Nota:  
 -Eliminar aristas vivas  
 -Tol. angular  $\pm 0.5^\circ$

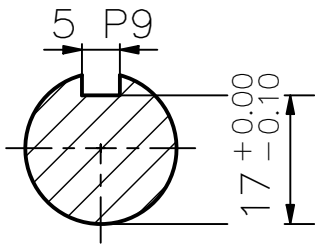
TOLERACIAS	
Ø35J8	35.02
	34.98
Ø8P9	7.98
	7.95

Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llives / K. Imbaquingo
MATERIAL: ACERO A705	Tol.Gral. $\pm 0.1$	Escala: 1:1	Dis.	G. Llives / K. Imbaquingo
			Rev.	Ing. Wilson Guachamin
ENGRANAJE G2		FIM-KIGLL-100-104		Fecha: 31/08/20

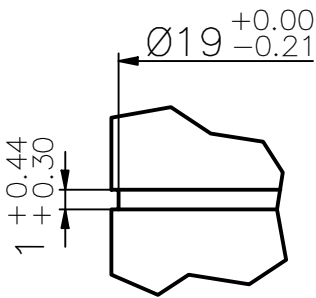
SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B



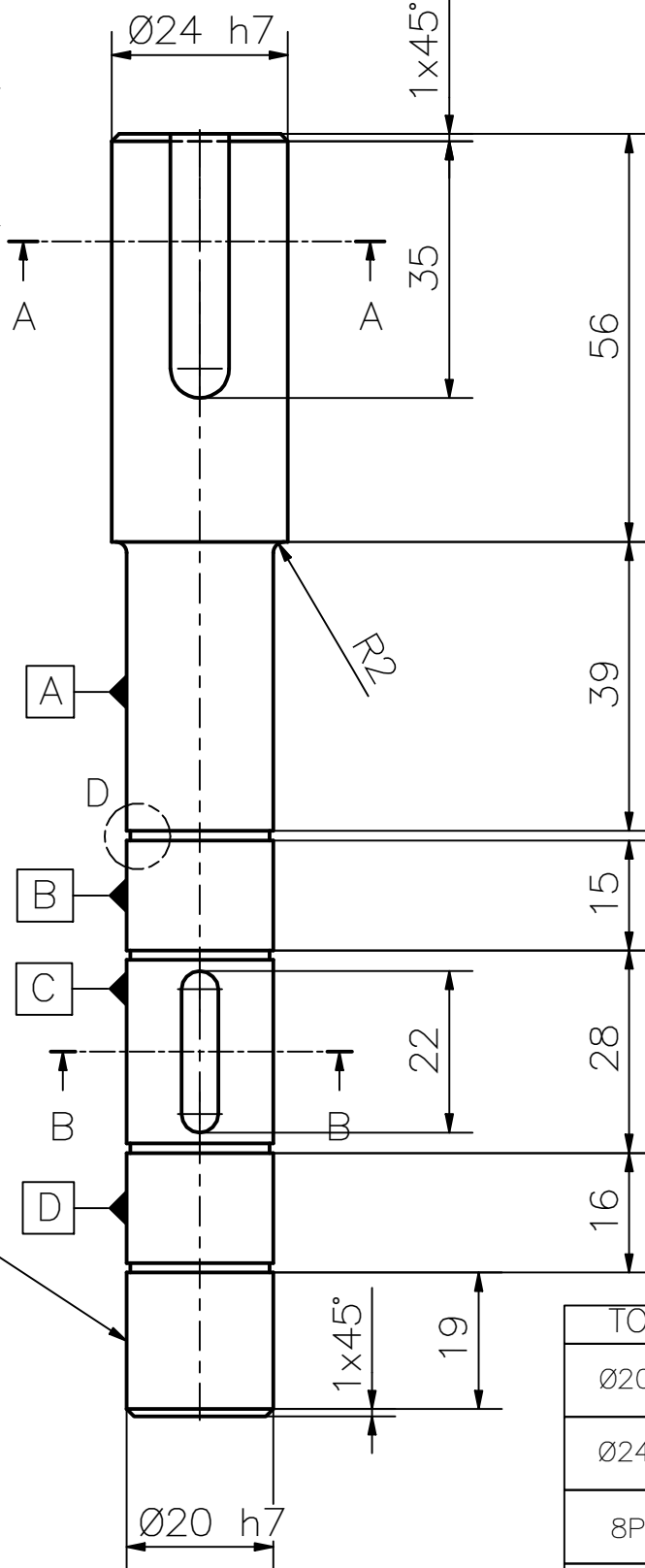
DETALLE D  
ESC: 2:1



0.01 ABC

Notas:

- Eliminar aristas vivas
- Chavetero según DIN 6885
- Tornear entre puntos
- Chaveteros realizar por fresado
- Radios de acuerdo no acotados  $R=0.125$
- Todas las ranuras de los anillos de retención son iguales



N6

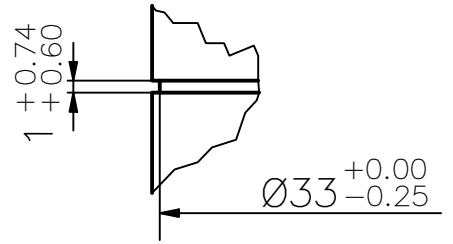
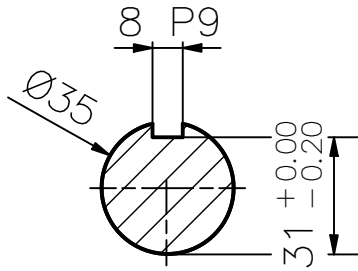
TOLERANCIAS	
Ø20h7	20.00
	19.98
Ø24h7	24.00
	23.98
8P9	7.98
	7.95
5P9	4.99
	4.96

Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llives / K. Imbaquingo	
MATERIAL: ACERO AISI 1040	Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:1	Dis.	G. Llives / K. Imbaquingo	
			Rev.	Ing. Wilson Guachamin	
			EJE D		FIM-KIGLL-100-119

SECCIÓN A-A

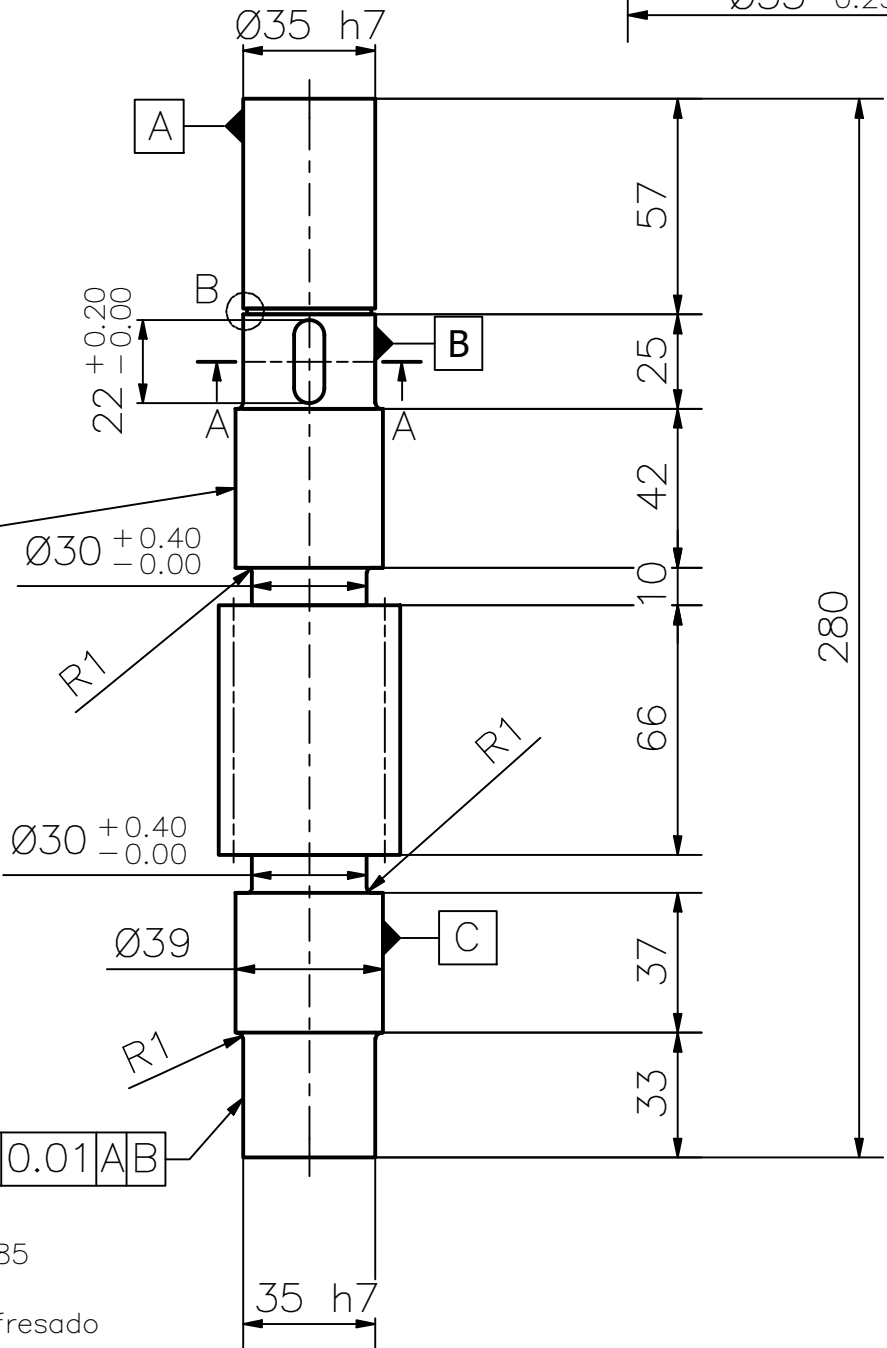
DETALLE B  
ESC(1:1)

N6/



TOLERANCIAS	
Ø35h7	35.00
	34.97
8P9	7.98
	7.95

0.01 C



Paso, P=12.57  
Módulo, m=4  
ángulo heli.=5.7°  
ángulo presión =14.5°  
#entradas=1  
Diámetro externo, Øe=48  
Diámetro de paso, Øp=40  
Diámetro interno, Øi=30.4  
H. izquierda

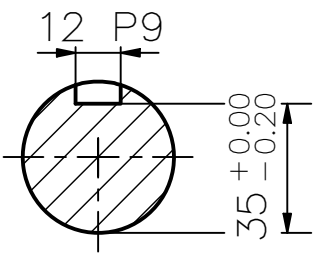
0.01 AB

Notas:  
-Eliminar aristas vivas  
-Chavetero según DIN 6885  
-Tornear entre puntos  
-Chaveteros realizar por fresado  
-Tol. angular ±0.5  
-Radios de acuerdo no acotados  
R=0.15

Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llive/ K. Imbaquingo
MATERIAL: ACERO A705	Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:2	Dis.	G. Llive/ K. Imbaquingo
			Rev.	Ing. Wilson Guachamin
			Fecha: 31/08/20	
EJE E		FIM-KIGLL-100-103		

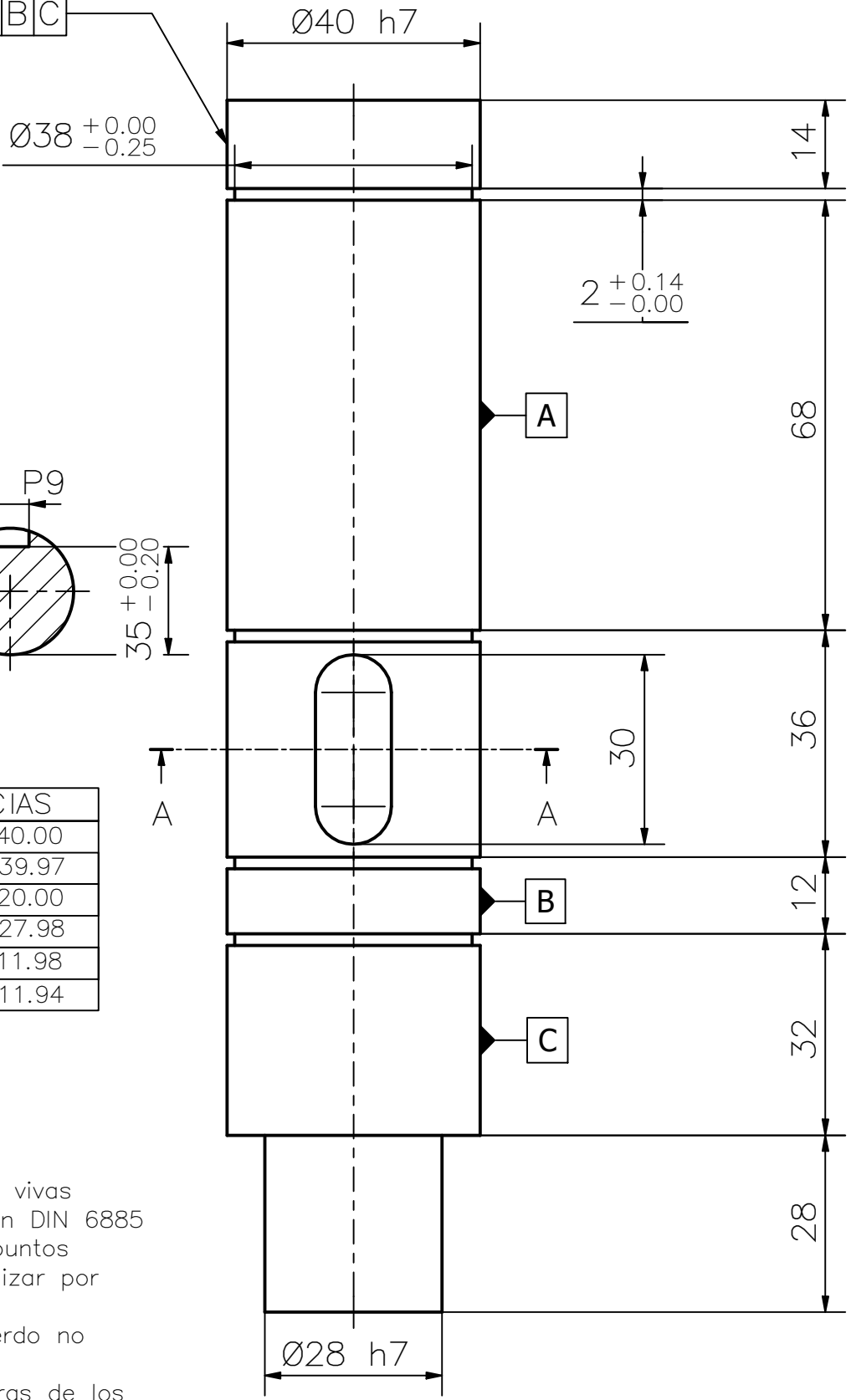
0.01 ABC

Corte A-A  
(1:2)



TOLERANCIAS	
Ø40h7	40.00
	39.97
Ø28h7	20.00
	27.98
12P9	11.98
	11.94

- Notas:
- Eliminar aristas vivas
  - Chavetero según DIN 6885
  - Tornear entre puntos
  - Chaveteros realizar por fresado
  - Radios de acuerdo no acotados R=0.2
  - Todas las ranuras de los anillos de retención son iguales

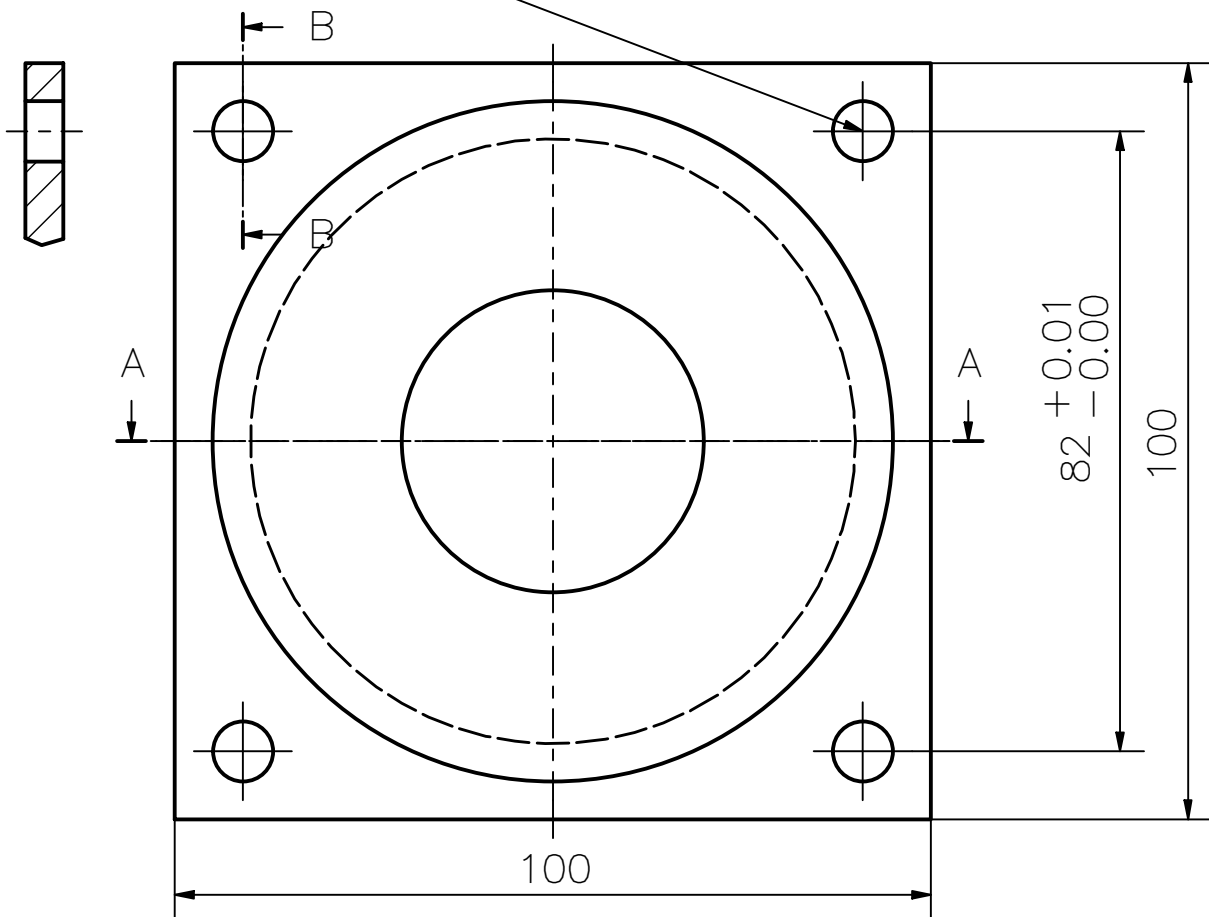


Trat. Térmico: Ninguno		E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno			Dib. G. Llives / K. Imbaquingo	Dis. G. Llives / K. Imbaquingo
MATERIAL: ACERO A705		Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:1	Rev. Ing. Wilson Guachamin
EJE F		FIM-KIGLL-100-102		Fecha: 31/08/20

N7

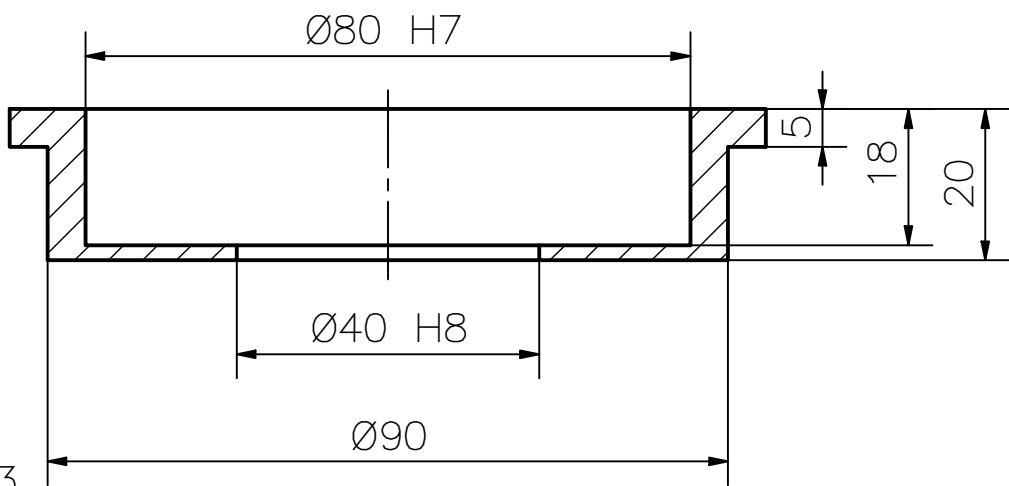
4 Ag. Ø8 Taladrado Equidistantes

Corte B-B



TOLERANCIAS	
Ø80H7	80.03
	80.00
Ø40H8	40.04
	40.00

A-A ( 1 : 1 )



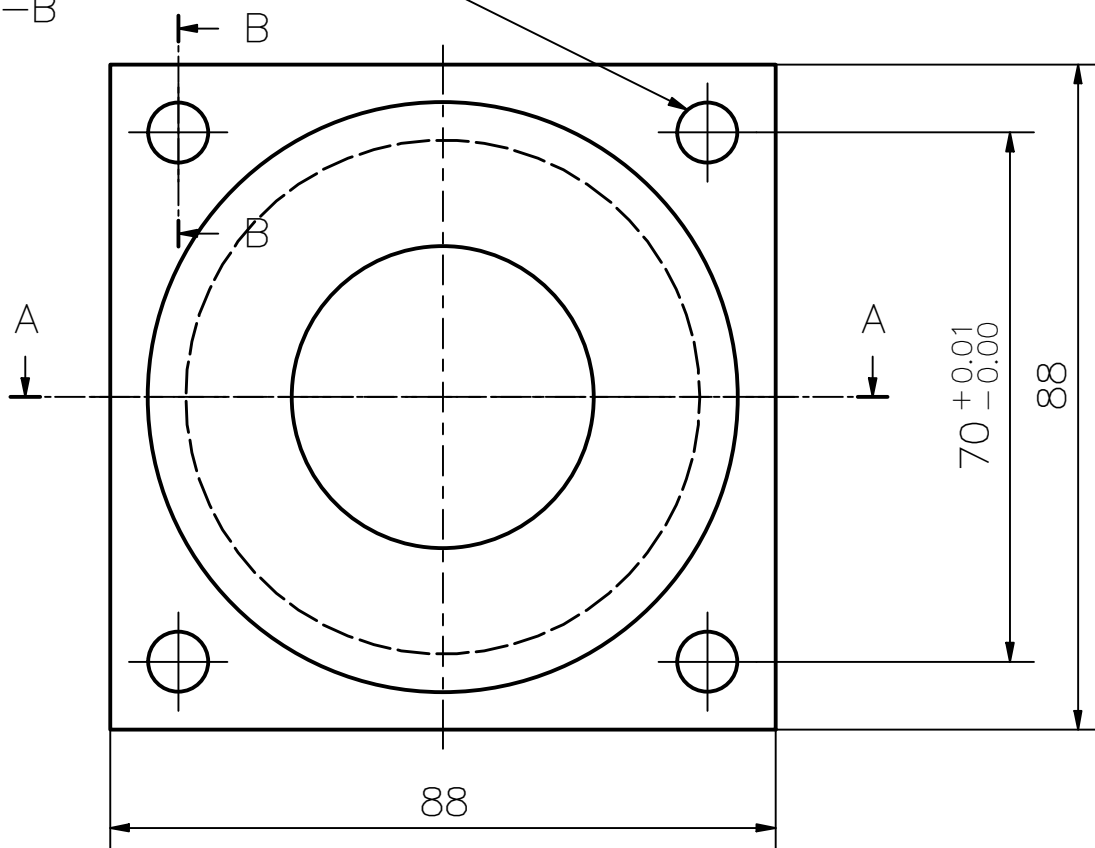
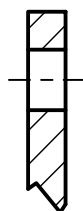
Notas:

- Eliminar aristas vivas
- Radios de acuerdo no acotados R=0.3

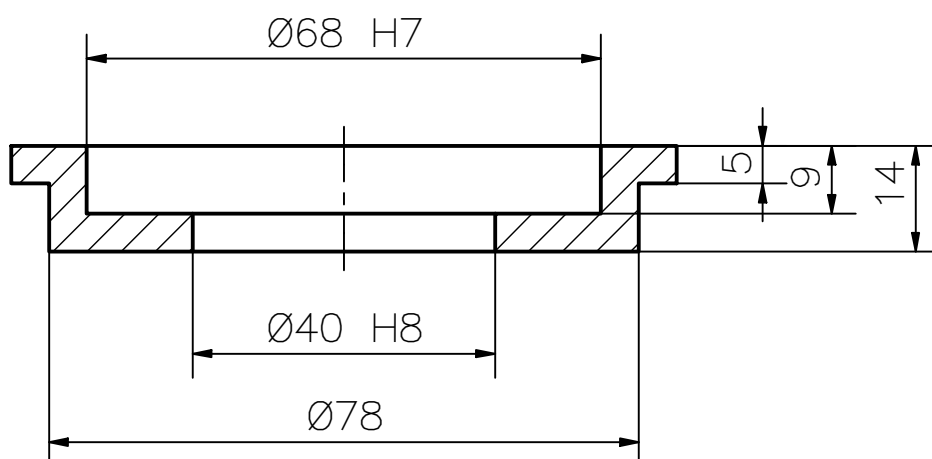
Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llive/ K. Imbaquingo	
MATERIAL: ACERO A36	Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:1	Dis.	G. Llive/ K. Imbaquingo	
			Rev.	Ing. Wilson Guachamin	
			CHUMACERA DE PARED 1 PARA EJE F		FIM-KIGLL-100-113

4 Ag. Ø8 Taladrados Equidistantes

CORTE B-B



CORTE A-A



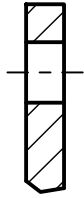
TOLERANCIAS	
Ø68H7	68.03
	68.00
Ø40H8	40.04
	40.00

Notas:

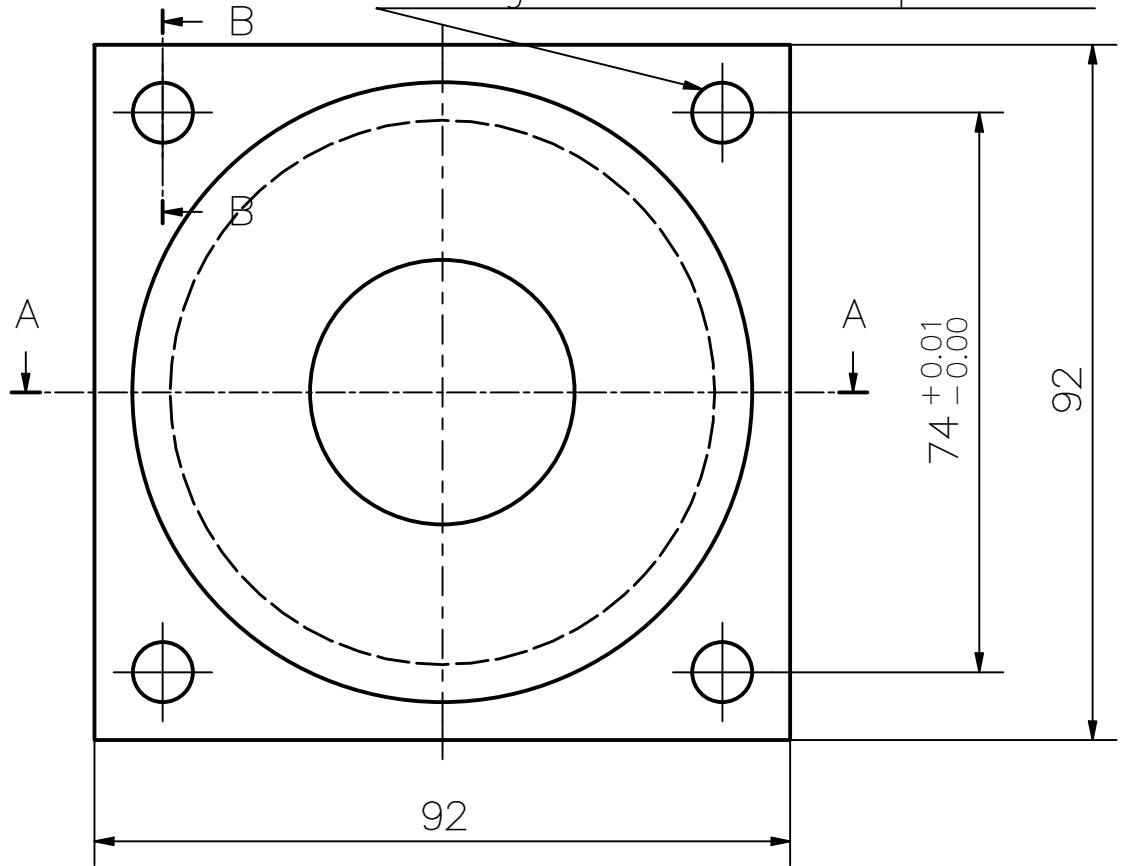
- Eliminar aristas vivas
- Radios de acuerdo no acotados R=0.3

Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llive/ K. Imbaquingo	
MATERIAL: ACERO A36	Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:1	Dis.	G. Llive/ K. Imbaquingo	
			Rev.	Ing. Wilson Guachamin	
			CHUMACERA DE PARED 2 PARA EJE F		FIM-KIGLL-100-114

CORTE B-B

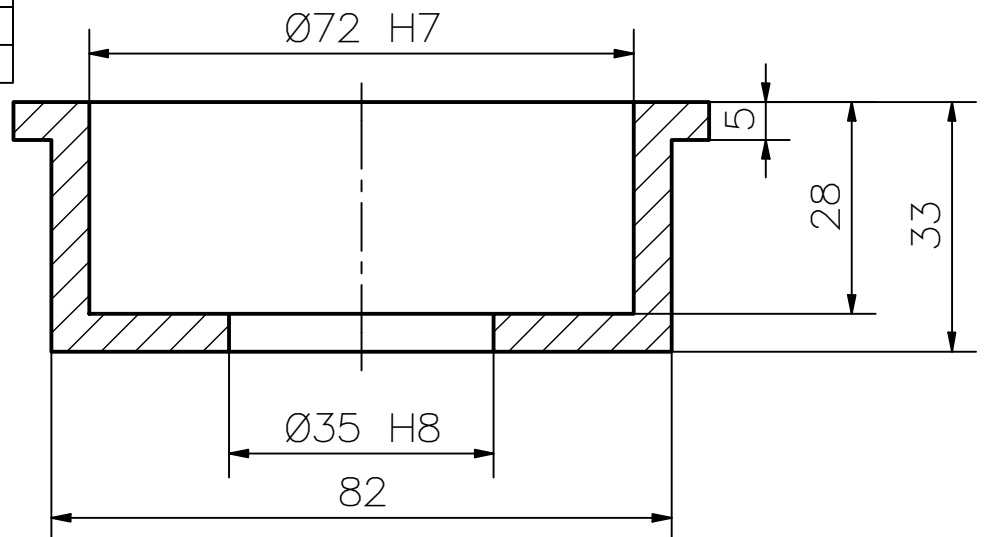


4 Ag. Ø8 Taladrado Equidistante



TOLERANCIAS	
Ø72H7	72.03
	72.00
Ø35H8	35.04
	35.00

CORTE A-A



Notas:

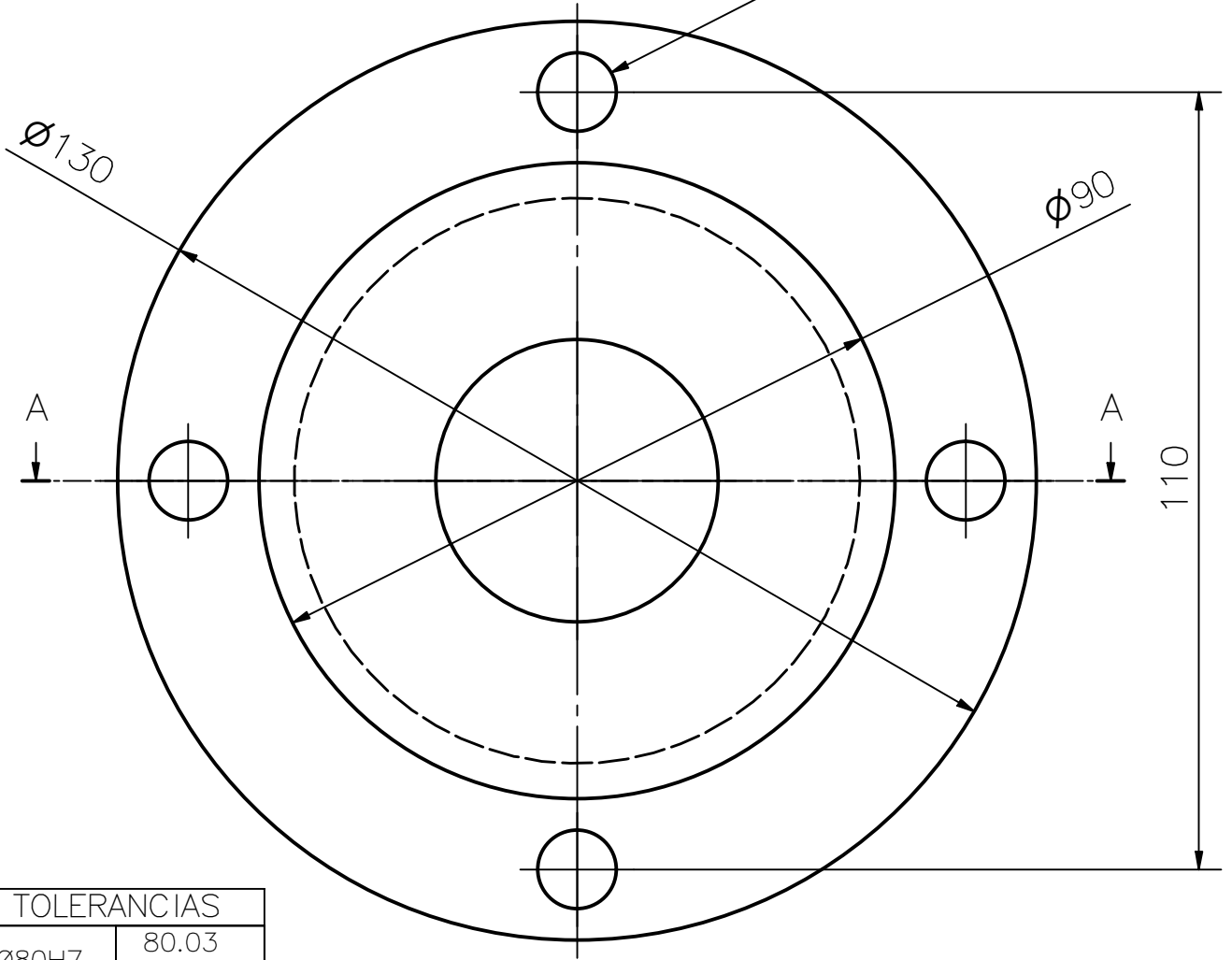
- Eliminar aristas vivas
- Radios de acuerdo no acotados R=1.5

Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llive/ K. Imbaquingo	
MATERIAL:	ACERO A36	Tol.Gral. ±0.1	Escala:	Dis. G. Llive/ K. Imbaquingo	
			1:1	Rev. Ing. Wilson Guachamin	
CHUMACERA DE PARED PARA EJE E		FIM-KIGLL-100-115		Fecha:	31/08/20



4 Ag. Ø11 Taladrados Equidistantes

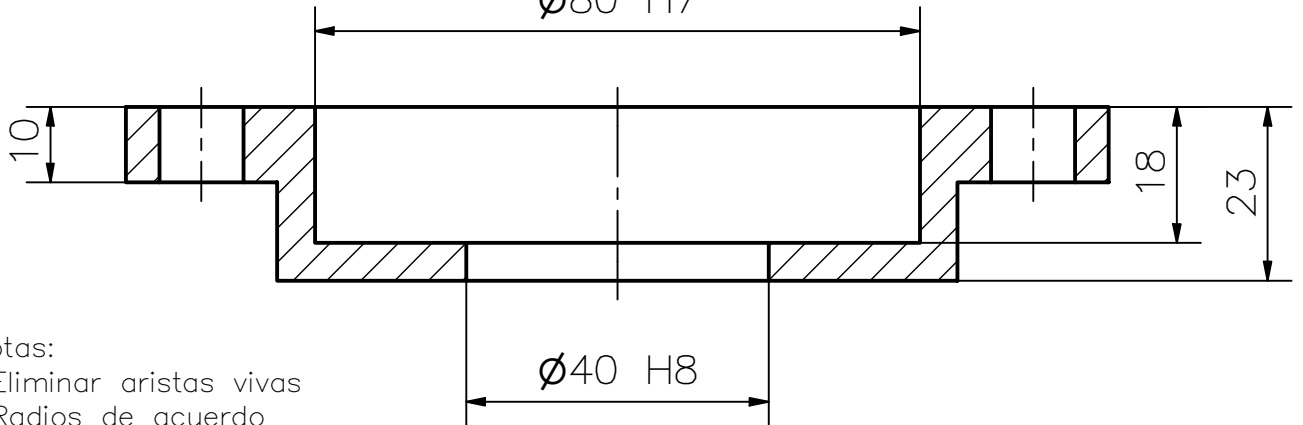
N7



TOLERANCIAS	
Ø80H7	80.03
	80.00
Ø40H8	40.04
	40.00

CORTE A-A

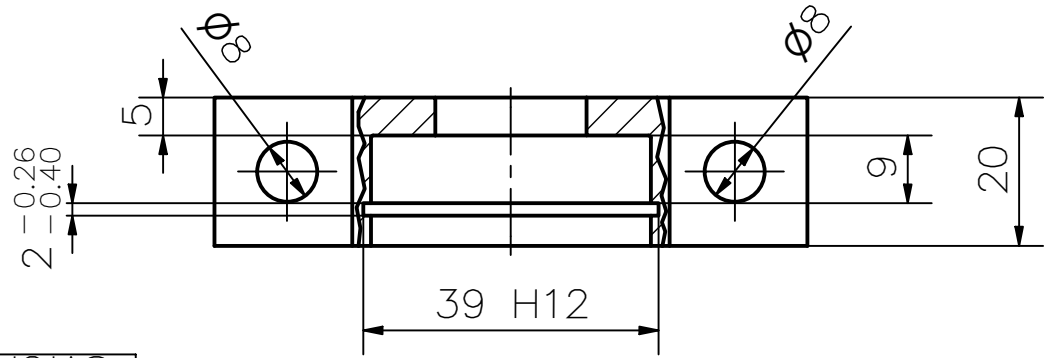
Ø80 H7



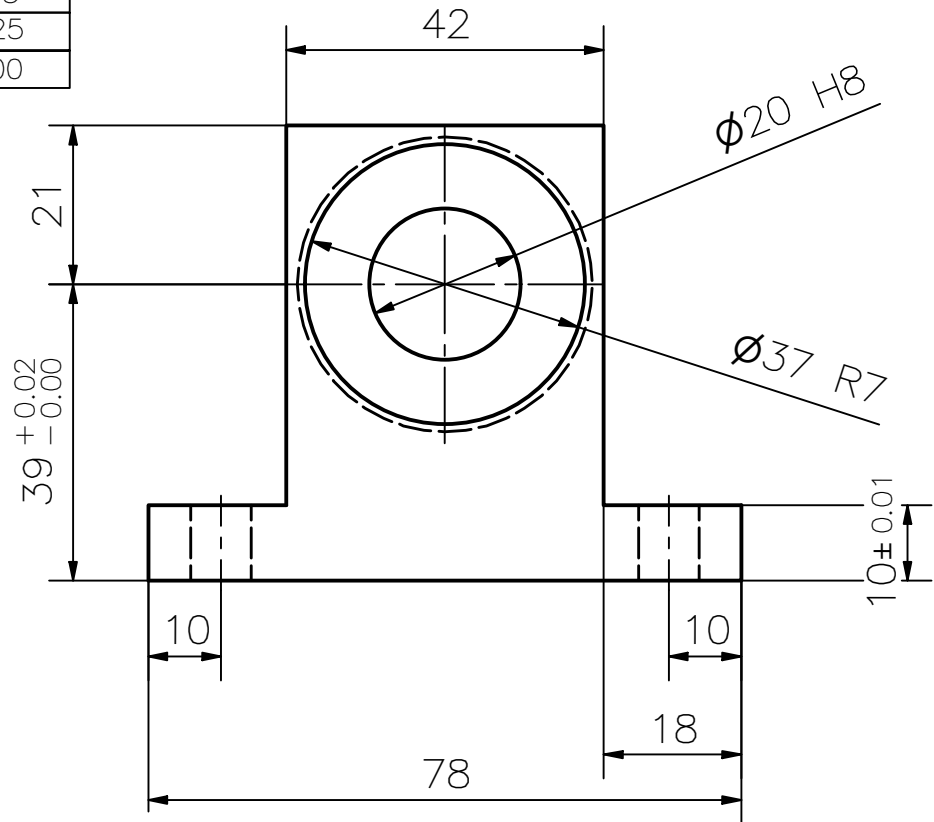
Notas:

- Eliminar aristas vivas
- Radios de acuerdo no acotados R=1

Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llive/ K. Imbaquingo	
MATERIAL: ACERO A36	Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:1	Dis.	G. Llive/ K. Imbaquingo	
			Rev.	Ing. Wilson Guachamin	
			CHUMACERA DE PARED PARA EJES INFERIORES A Y B		FIM-KIGLL-100-116



TOLERANCIAS	
Ø20H8	20.03
	20.00
Ø37R7	37.03
	37.05
Ø39H12	39.25
	39.00

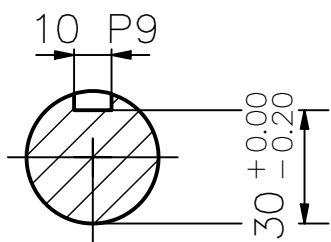


Notas:

- Eliminar aristas vivas
- Fabricar la ranura del anillo de retención interno por torneado
- Radios de acuerdo no acotados R=0.5

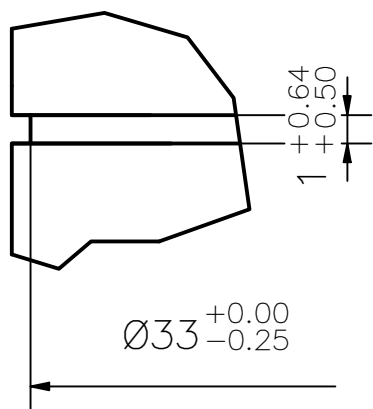
Trat. Térmico: Ninguno		E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento: Ninguno			Dib. G. Llives / K. Imbaquingo	Dis. G. Llives / K. Imbaquingo
MATERIAL: ACERO A36		Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:1	
			Rev. Ing. Wilson Guachamin	
CHUMACERA DE PISO PARA EJE D		FIM-KIGLL-100-120		Fecha: 31/08/20

CORTE A-A

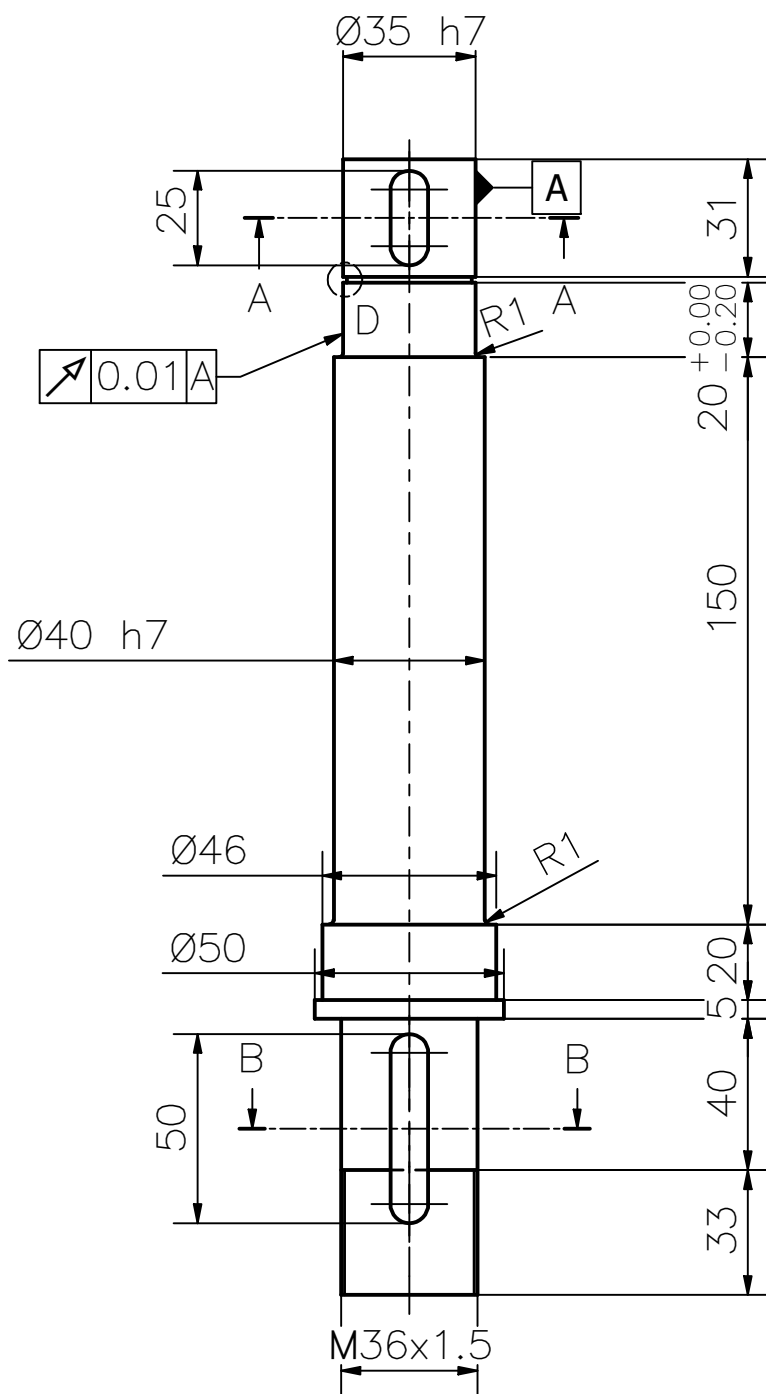
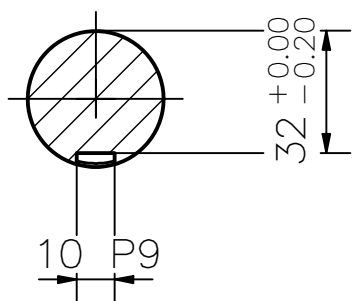


TOLERANCIAS	
Ø35h7	35.00
	34.97
Ø40h7	40.00
	39.97
10P9	9.98
	9.95

DETALLE D  
(5:1)



CORTE B-B

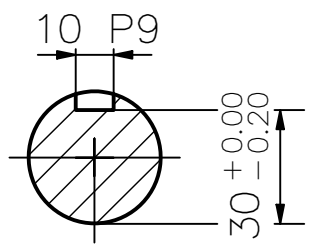


Notas:

- Eliminar aristas vivas
- Chavetero según Din 6885
- Chaveteros realizar por fresado
- Radios de acuerdo no acotados R=0.13

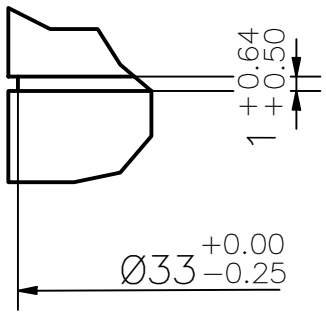
Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llives/ K. Imbaquingo
MATERIAL: ACERO A705	Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:2	Dis.	G. Llives/ K. Imbaquingo
			Rev.	Ing. Wilson Guachamin
			Fecha: 31/08/20	
EJE INFERIOR A		FIM-KIGLL-100-118		

CORTE A-A

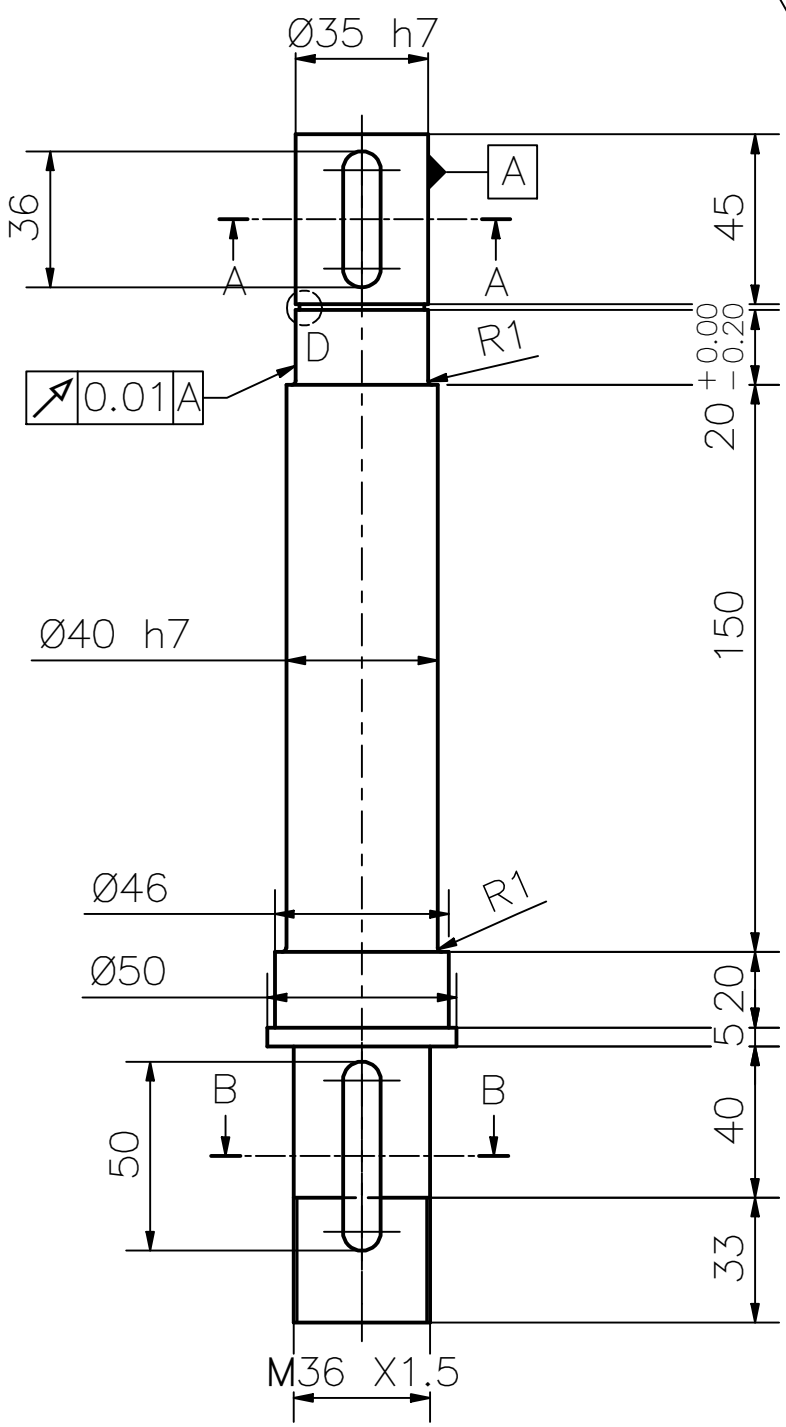
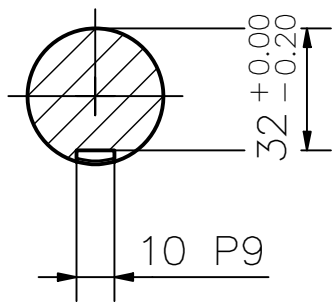


TOLERANCIAS	
Ø35h7	35.00
	34.97
Ø40h7	40.00
	39.97
10P9	9.98
	9.95

DETALLE D  
(5:1)



CORTE B-B

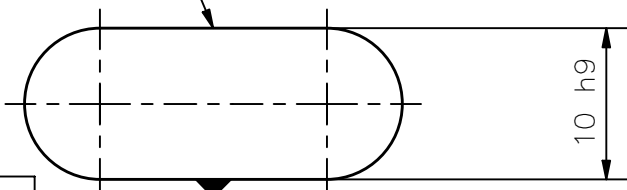


- Notas:
- Eliminar aristas vivas
  - Chavetero según Din 6885
  - Chaveteros realizar por fresado
  - Radios de acuerdo no acotados R=0.13

Trat. Térmico: Ninguno		E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento: Ninguno			Dib.	G. Llives / K. Imbaquingo	
MATERIAL: ACERO A705		Tol.Gral. ±0.1	Escala: 1:2	Dis.	G. Llives / K. Imbaquingo
				Rev.	Ing. Wilson Guachamin
EJE INFERIOR B			FIM-KIGLL-100-117		Fecha: 31/08/20

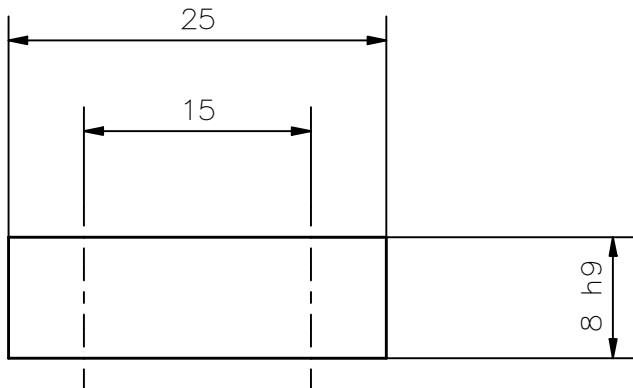
N6/

∥ 0.01 A



TOLERANCIAS	
8h9	8.00
	7.96
10h9	10.00
	9.96

A

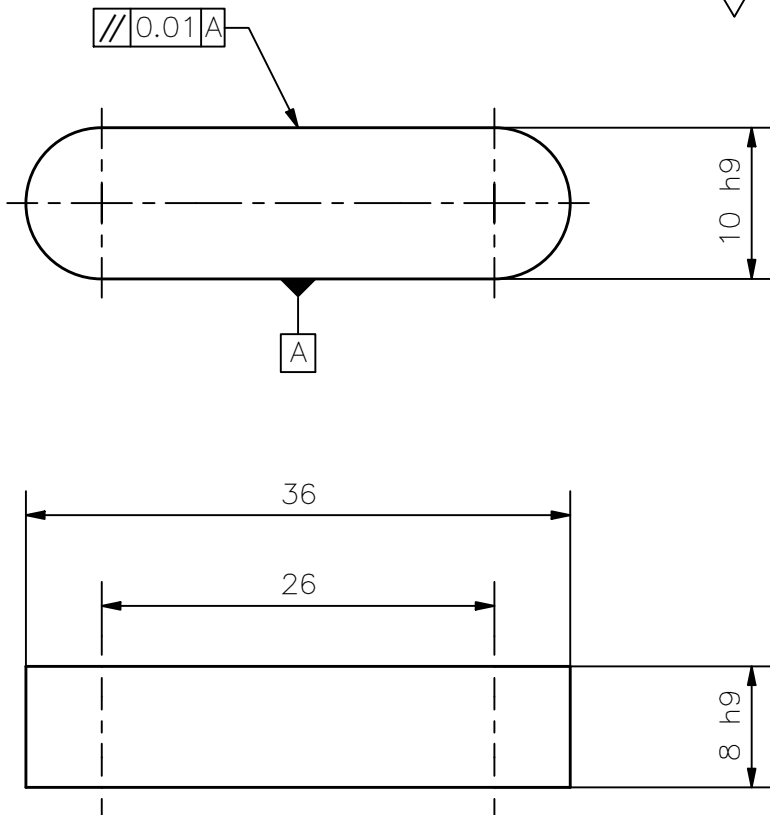


Notas:

- Eliminar aristas vivas
- Chaveta según DIN 6885
- Posición según plano conjunto

TRAT. TÉRMICO	NINGUNO	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO			
MATERIAL		TOL. GRAL. ±0.1	ESCALA 2:1	DIB. G. Llive/K. Imbaquingo
ACERO AISI 1095				DIS. G. Llive/K. Imbaquingo
				REV. Ing. Wilson Guachamin
CUÑA PARA EJE INFERIOR A		FIM-KIGLL-100-112		FECHA: 31/08/20

N6



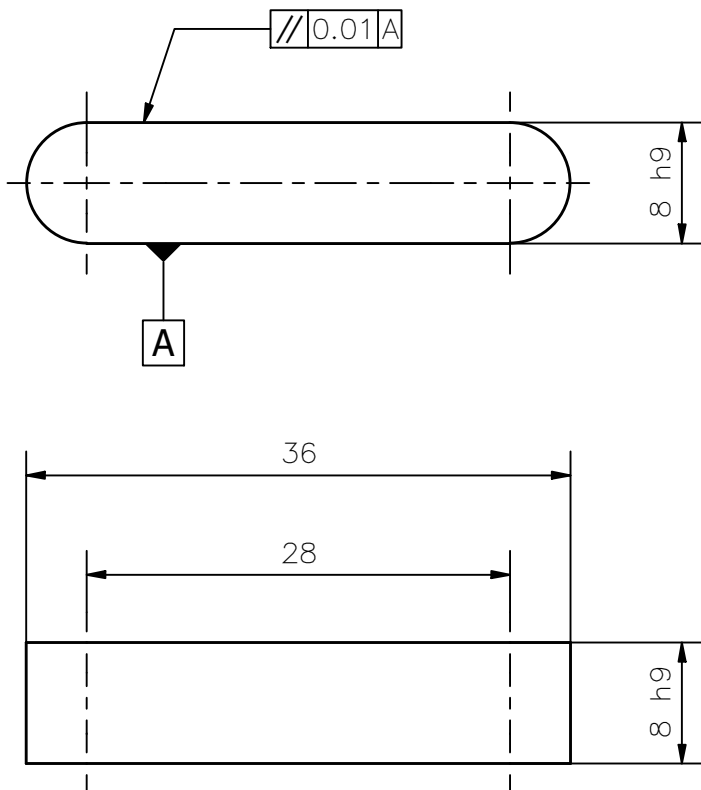
Notas:

- Eliminar aristas vivas
- Chaveta según DIN 6885
- Posición según plano conjunto

TOLERANCIAS	
8h9	8.00
	7.96
10h9	10.00
	9.96

TRAT. TÉRMICO	NINGUNO	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO			
MATERIAL ACERO AISI 1095		TOL. GRAL. ±0.1	ESCALA 2:1	DIB. G. Llive/K. Imbaquingo
				DIS. G. Llive/K. Imbaquingo
				REV. Ing. Wilson Guachamin
CUÑA PARA EJE INFERIOR B			FIM-KIGLL-100-111	FECHA: 31/08/20

N6

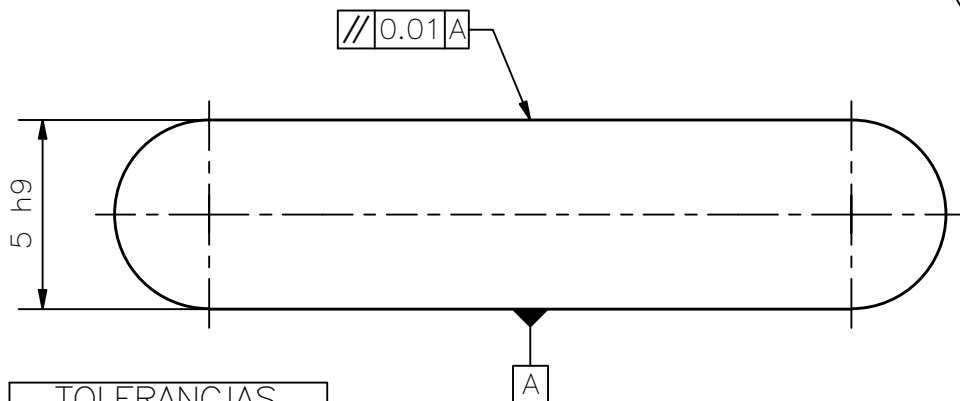


Notas:

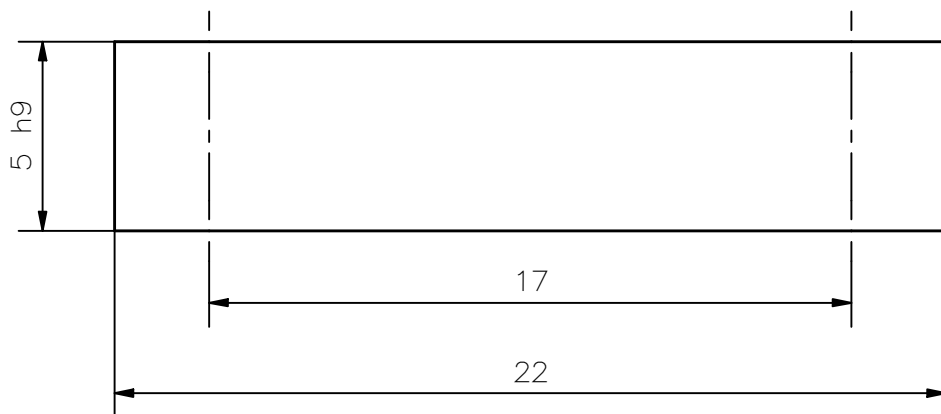
- Eliminar aristas vivas
- Chaveta según DIN 6885
- Posición según plano conjunto

TOLERANCIAS	
8h9	8.00
	7.96

TRAT. TÉRMICO	NINGUNO	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO		DIB. G. Llive/K. Imbaquingo	DIS. G. Llive/K. Imbaquingo
MATERIAL		ESCALA 2:1	REV. Ing. Wilson Guachamin	
ACERO AISI 1018			TOL. GRAL. ±0.1	
CUÑA PARA EL ACOPLÉ		FIM-KIGLL-100-106		FECHA: 31/08/20



TOLERANCIAS	
5h9	5.00
	4.97

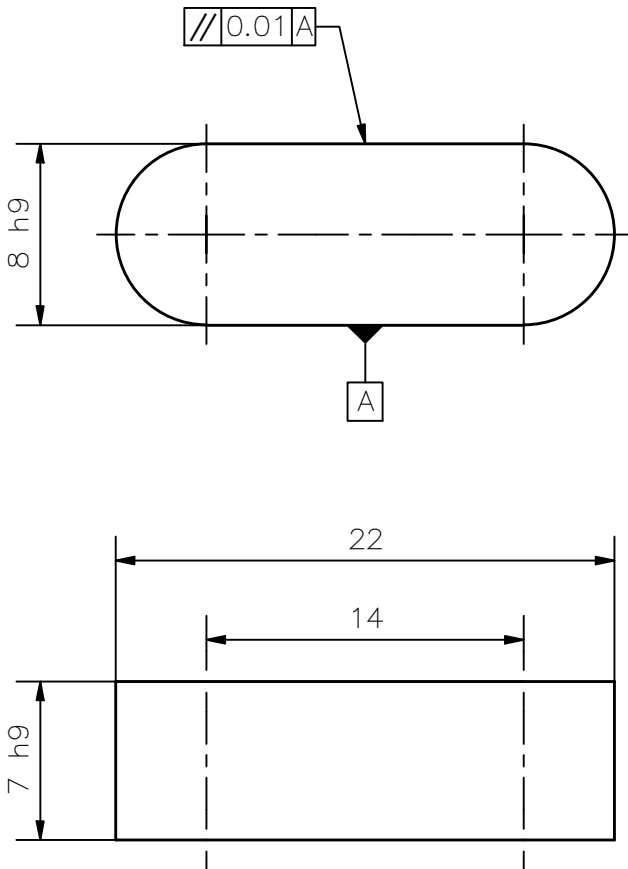


Notas:

- Eliminar aristas vivas
- Chaveta según DIN 6885
- Posición según plano conjunto

TRAT. TÉRMICO	NINGUNO	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO			
MATERIAL	TOL. GRAL. ±0.1	ESCALA 5:1	DIB.	G. Llive/K. Imbaquingo
ACERO AISI 1018			DIS.	G. Llive/K. Imbaquingo
			REV.	Ing. Wilson Guachamin
CUÑA PARA ENGRANAJE G1		FIM-KIGLL-100-110		FECHA: 31/08/20





Notas:

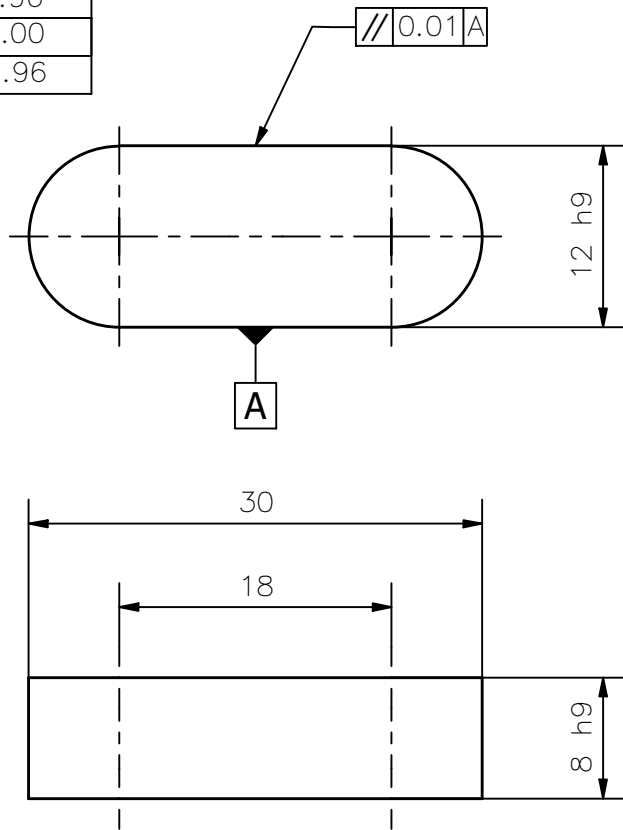
- Eliminar aristas vivas
- Chaveta según DIN 6885
- Posición según plano conjunto

TOLERANCIAS	
8h9	8.00
	7.96
7h9	7.00
	6.96

TRAT. TÉRMICO	NINGUNO	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO			
MATERIAL	TOL. GRAL. ±0.1	ESCALA 3:1	DIB.	G. Llive/K. Imbaquingo
AISI 1018			DIS.	G. Llive/K. Imbaquingo
			REV.	Ing. Wilson Guachamin
CUÑA PARA ENGRANAJE G2		FIM-KIGLL-100-107		FECHA: 31/08/20

TOLERANCIAS	
8h9	8.00
	7.96
12h9	12.00
	11.96

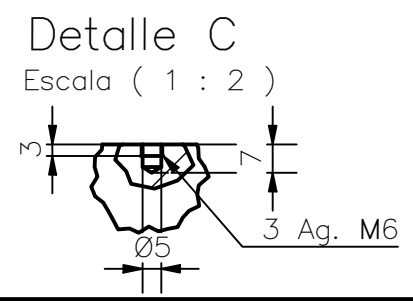
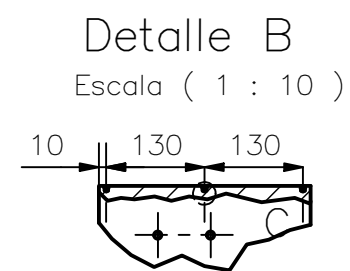
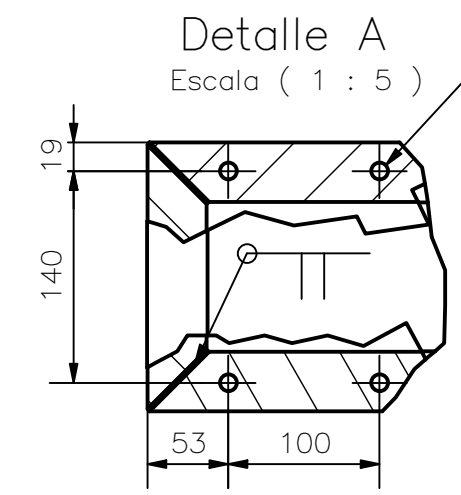
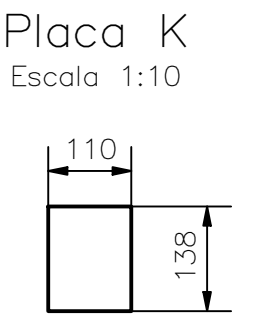
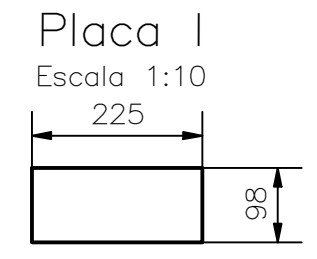
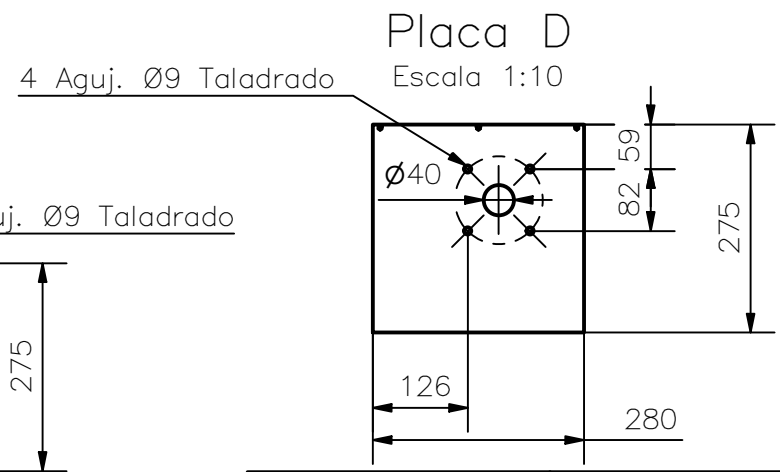
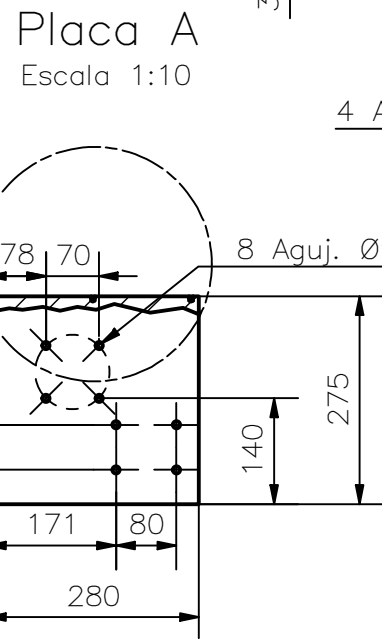
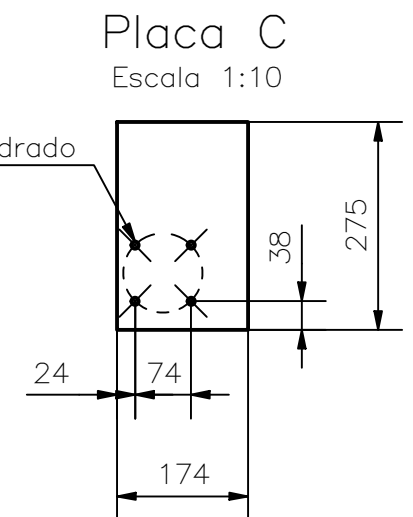
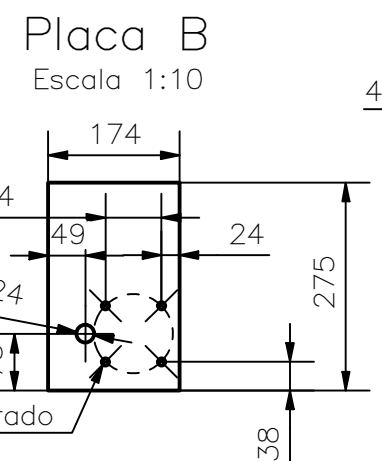
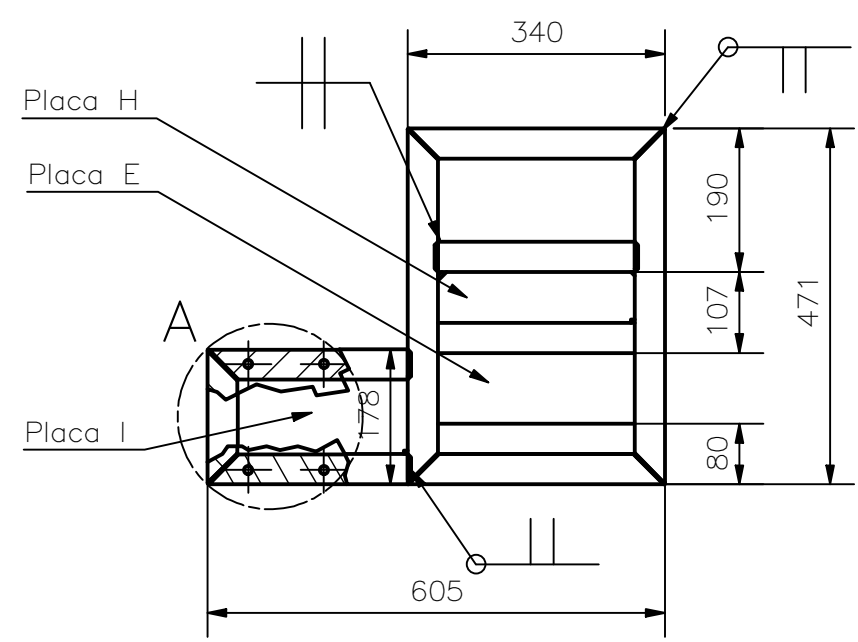
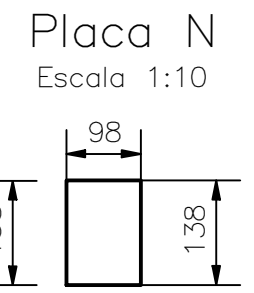
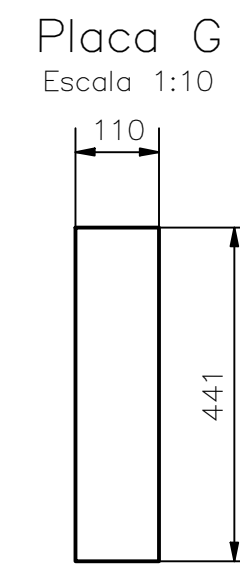
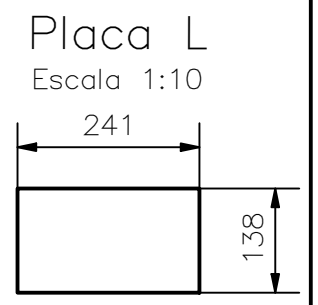
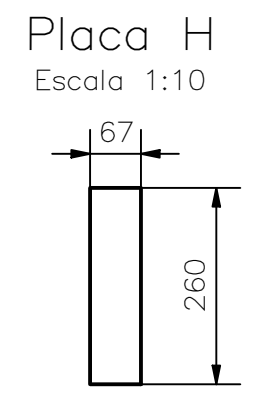
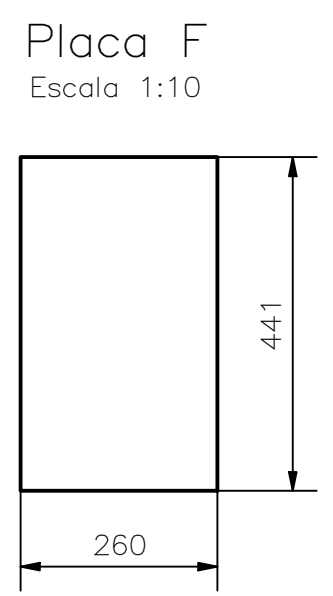
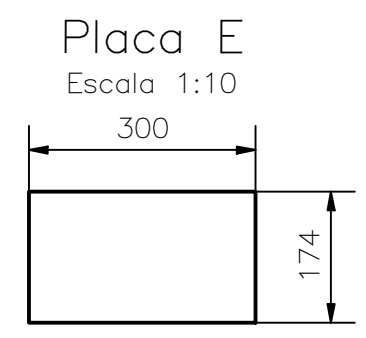
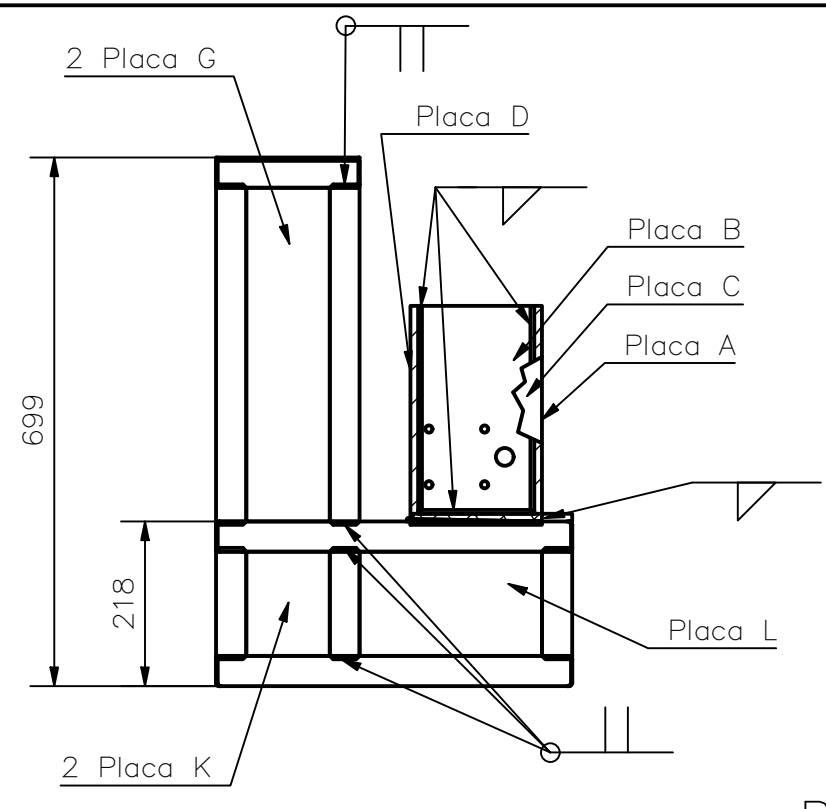
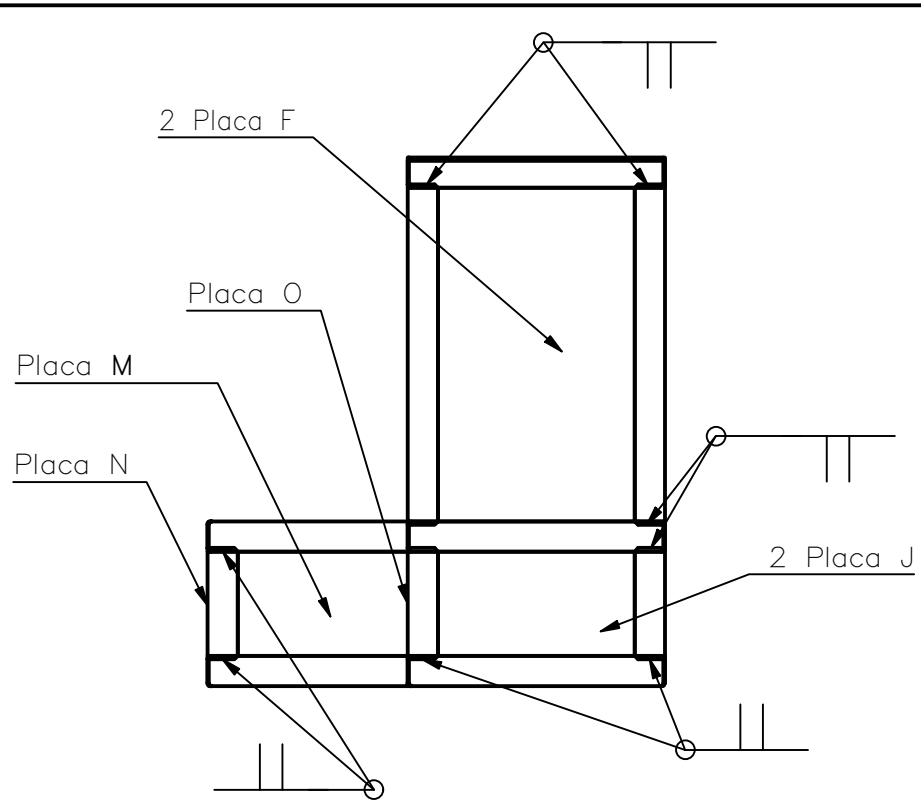
N6/



Notas:

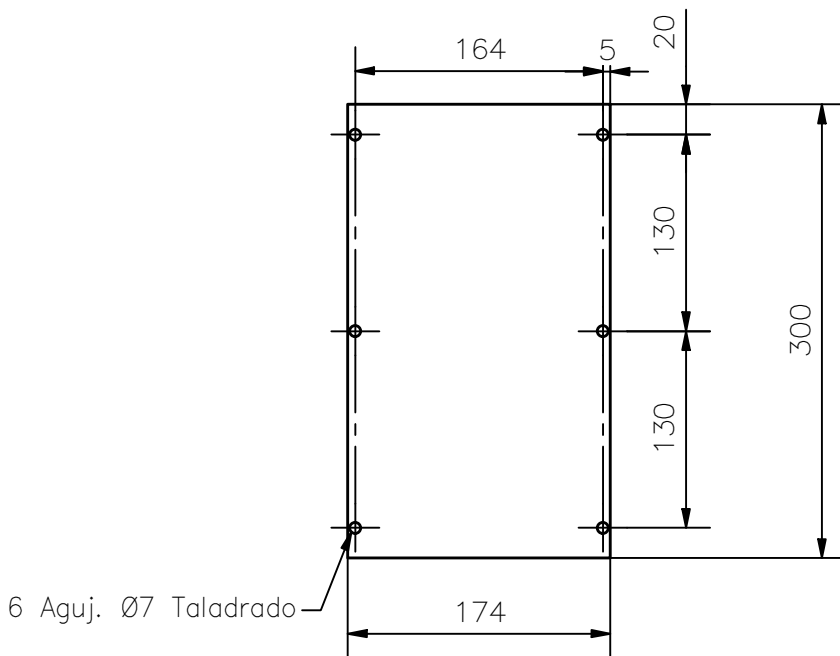
- Eliminar aristas vivas
- Chaveta según DIN 6885
- Posición según plano conjunto

TRAT. TÉRMICO	NINGUNO	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO			
MATERIAL		TOL. GRAL. ±0.1	ESCALA 2:1	DIB. G. Llive/K. Imbaquingo
ACERO AISI 1045				DIS. G. Llive/K. Imbaquingo
				REV. Ing. Wilson Guachamin
CUÑA PARA LA CORONA		FIM-KIGLL-100-108		FECHA: 31/08/20



- Notas:
- 1.\_ Eliminar aristas vivas
  - 2.\_ Las placas A, B, C, D, E tienen e=10
  - 3.\_ Las placas restantes tienen e=2
  - 4.\_ Eliminar defectos de soldadura
  - 5.\_ Soldadura MIG con electrodo de 1.2mm de diámetro alimentado de CO2

Trat. Térmico:	Ninguno	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento:	Ninguno		Dib.	G. Llive/ K. Imbaquingo
MATERIAL:	ACERO A36	Tol.Gral. ±0.1	Escala:	1:10
ESTRUCTURA			Dis.	G. Llive/ K. Imbaquingo
			Rev.	Ing. Wilson Guachamin
			FIM-KIGLL-100-121	Fecha: 31/08/20

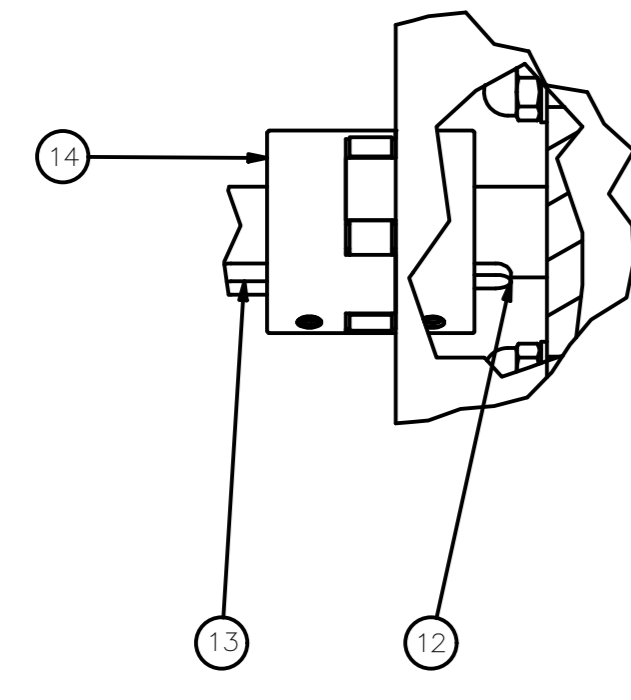


Notas:  
-Espesor 10mm  
-Agujeros pasantes  
-Eliminar aristas vivas

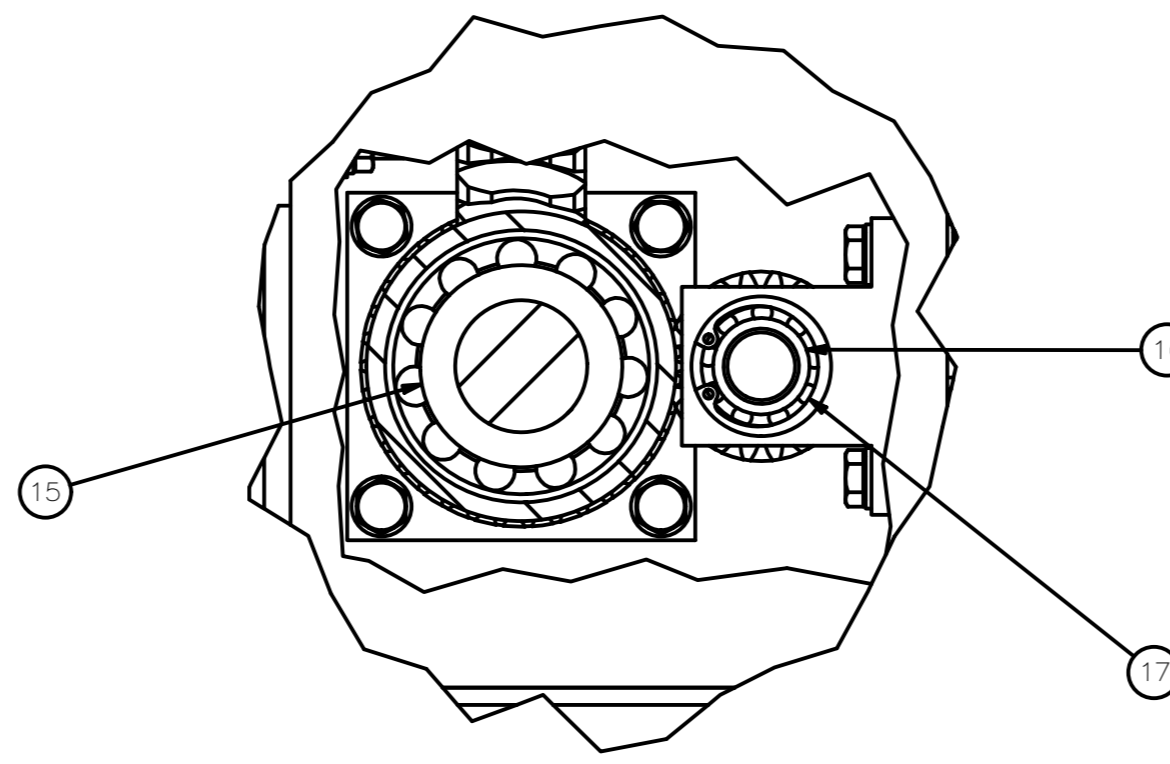
TRAT. TÉRMICO	NINGUNO	E.P.N.	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
RECUBRIMIENTO	NINGUNO		DIB. G. Llive/K. Imbaquingo	DIS. G. Llive/K. Imbaquingo
MATERIAL ACERO A36		TOL. GRAL. ±0.1	ESCALA 1:5	REV. Ing. Wilson Guachamin
TAPA SUPERIOR DE LA CAJA REDUCTORA		FIM-KIGLL-100-122		FECHA: 31/08/20

ESPECIFICACIONES PRINCIPALES	
Potencia	2 HP
Voltaje	220 V
Peso	215 Kg
Velocidad de rotación	10 rpm
Diámetro máx. de rolado	38,1 mm

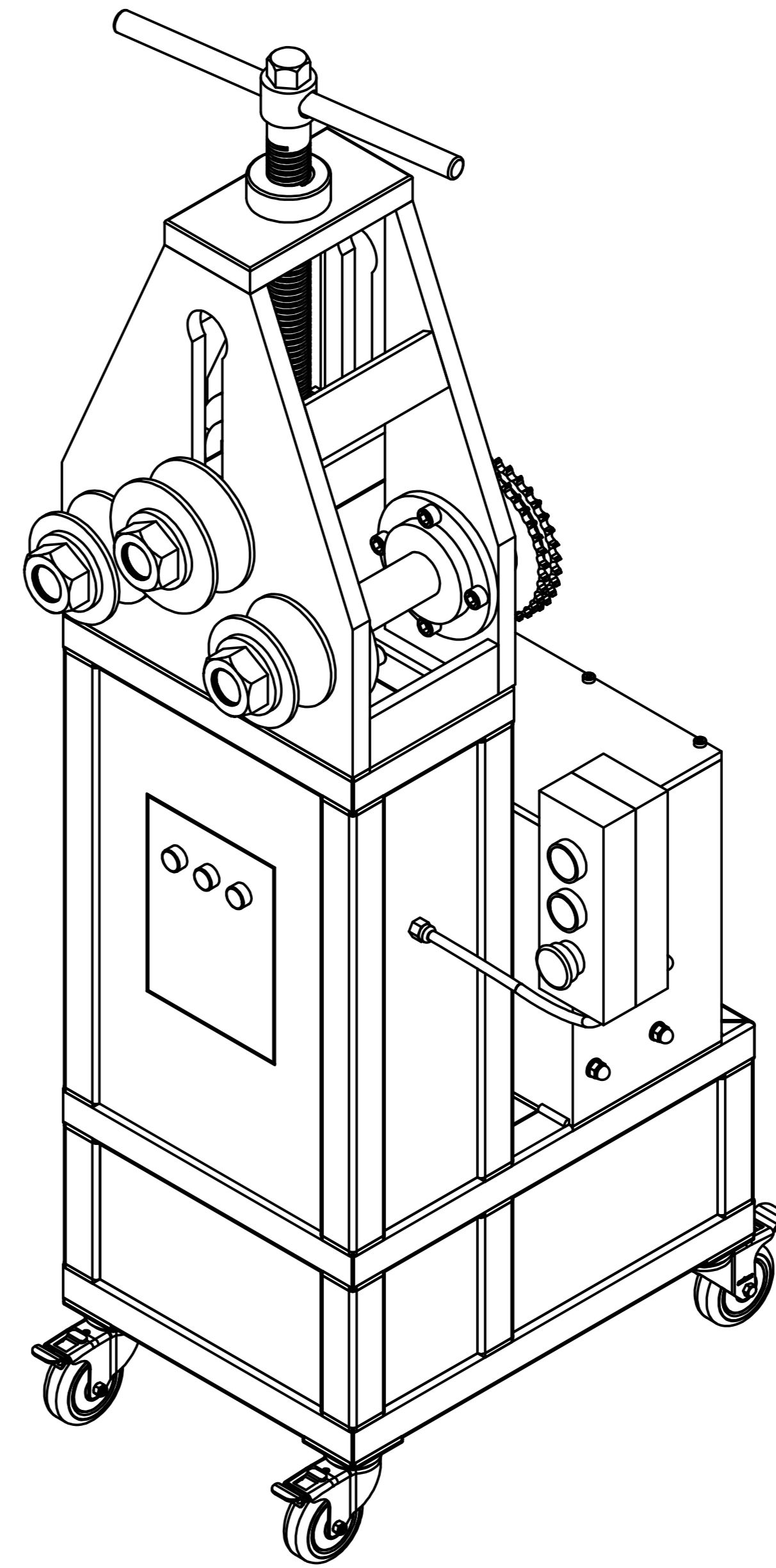
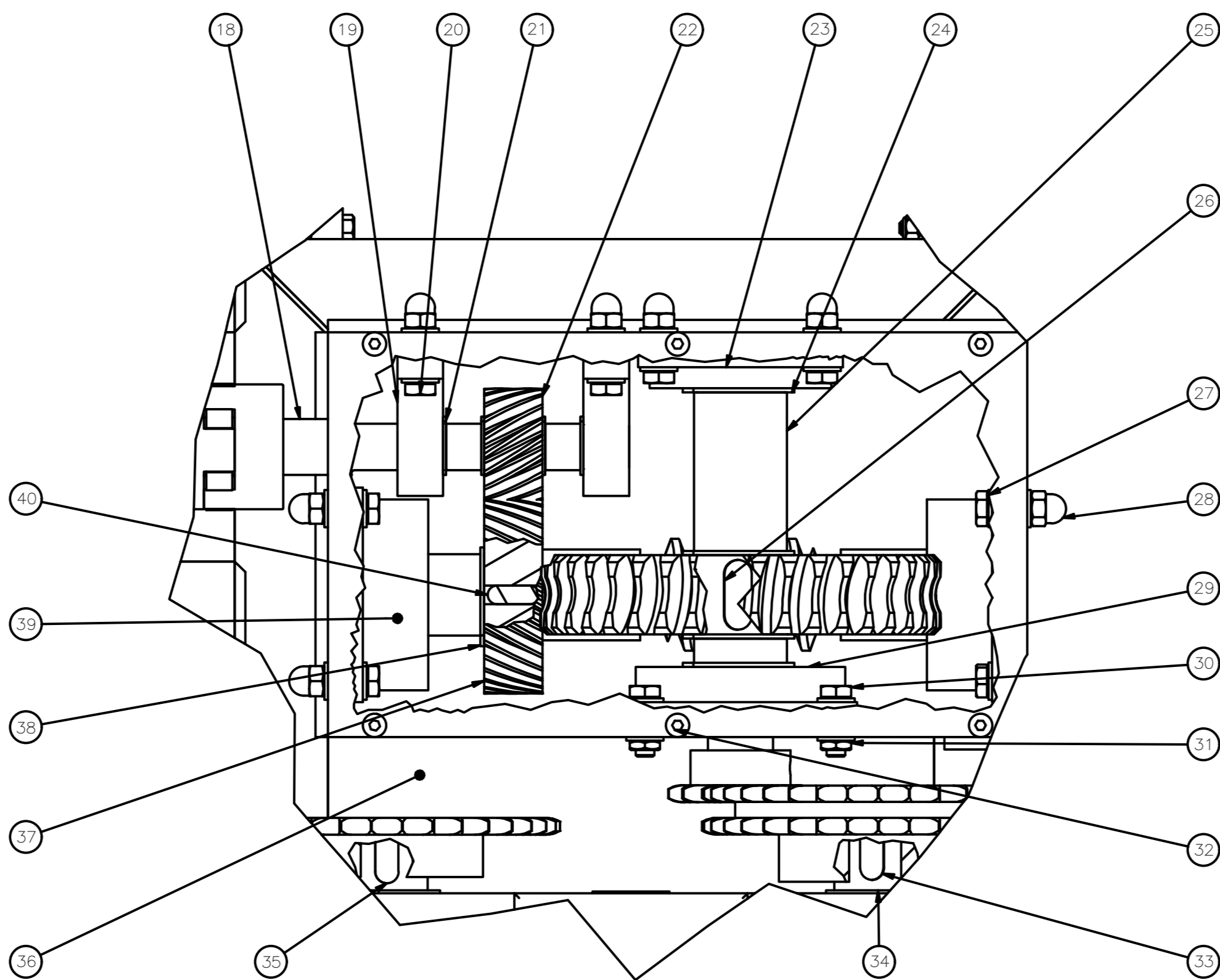
DETALLE B Esc 1:2



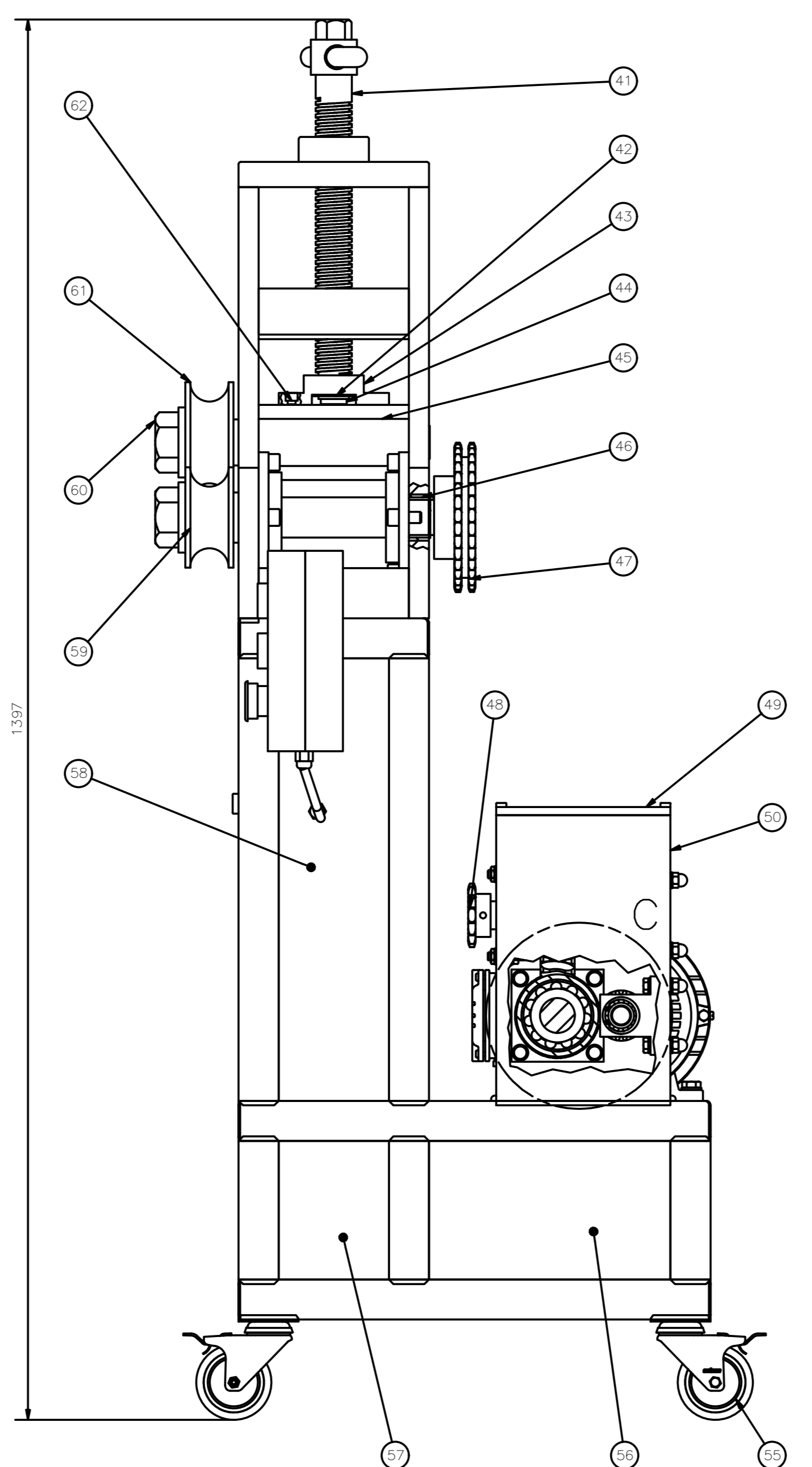
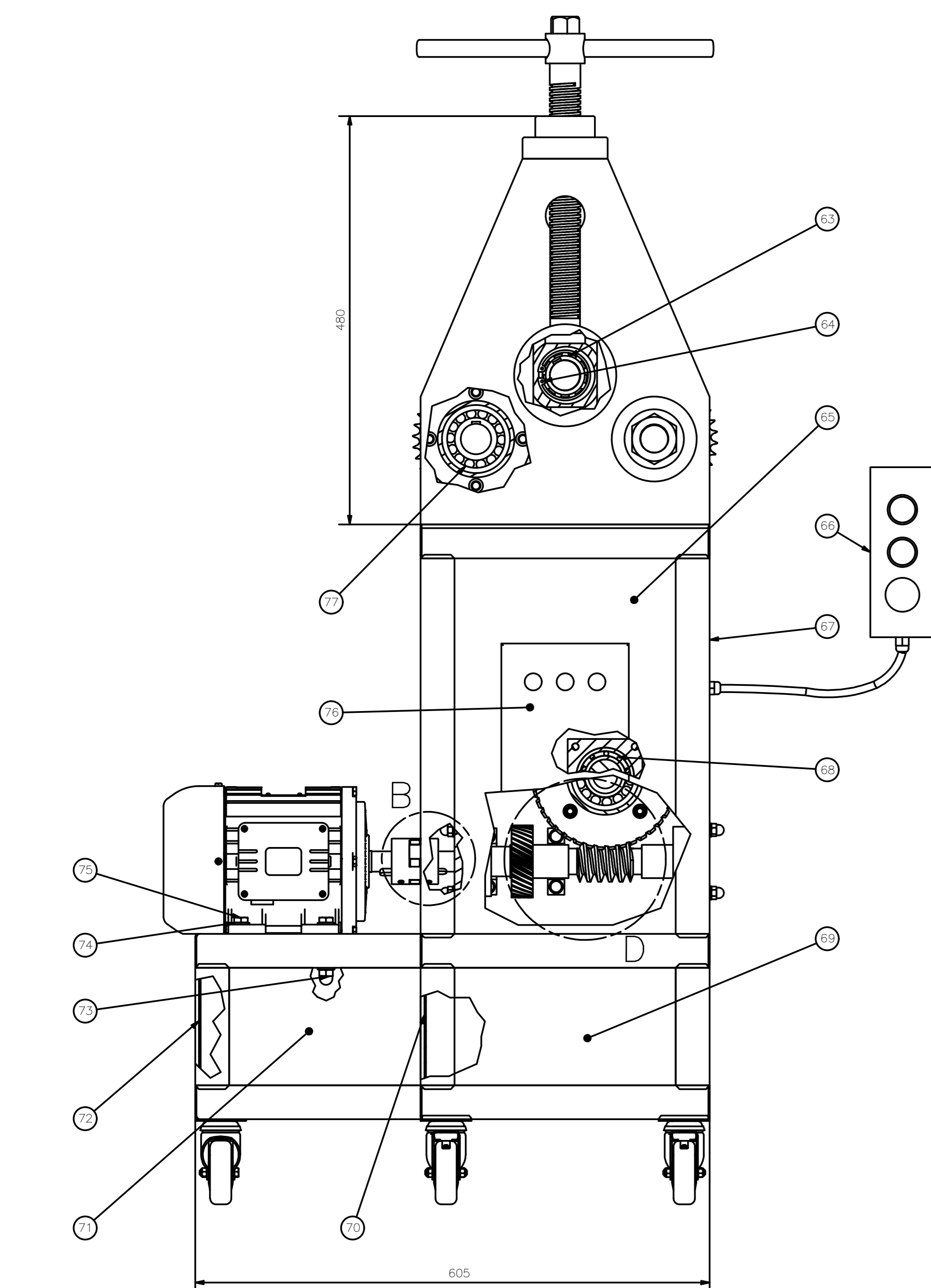
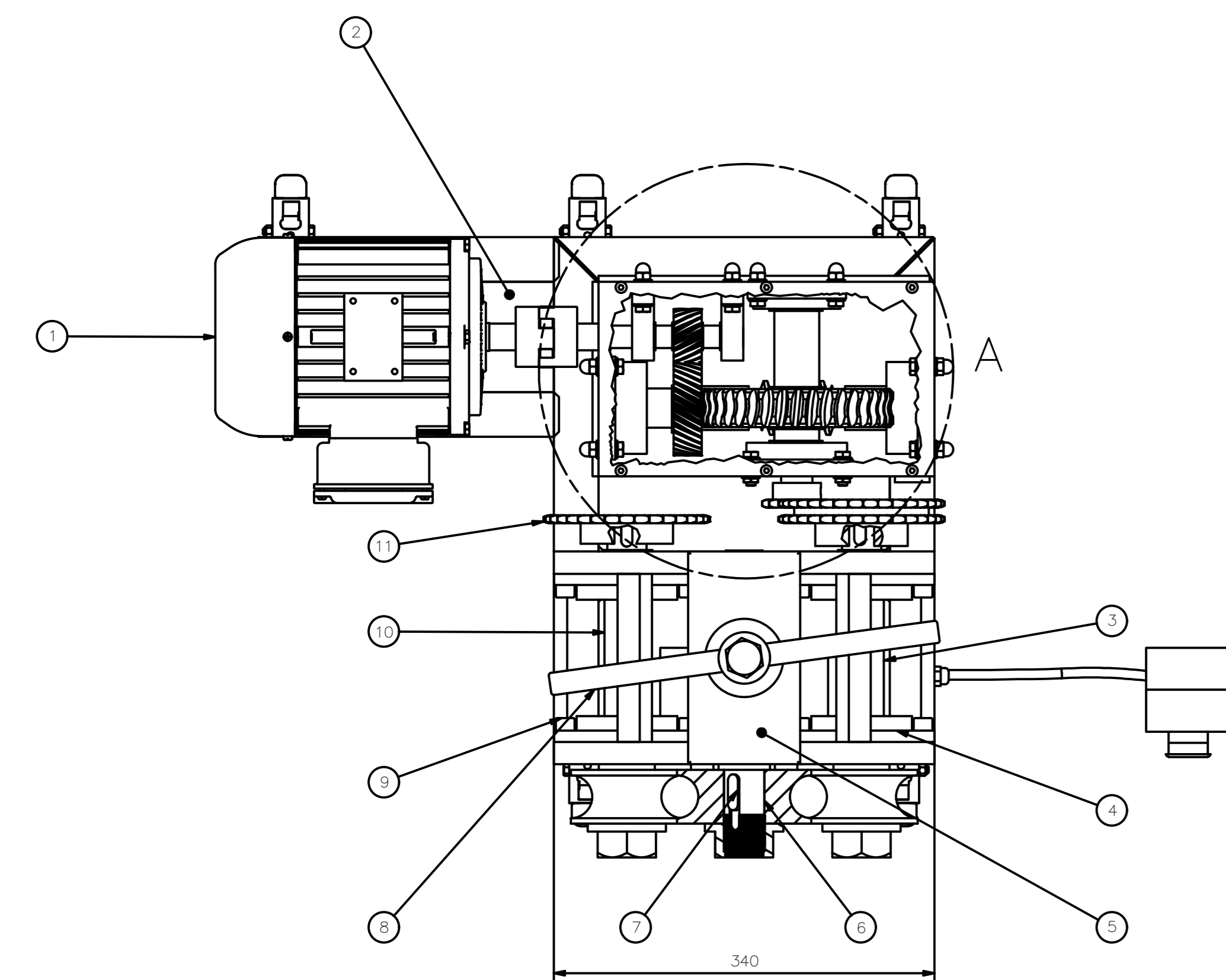
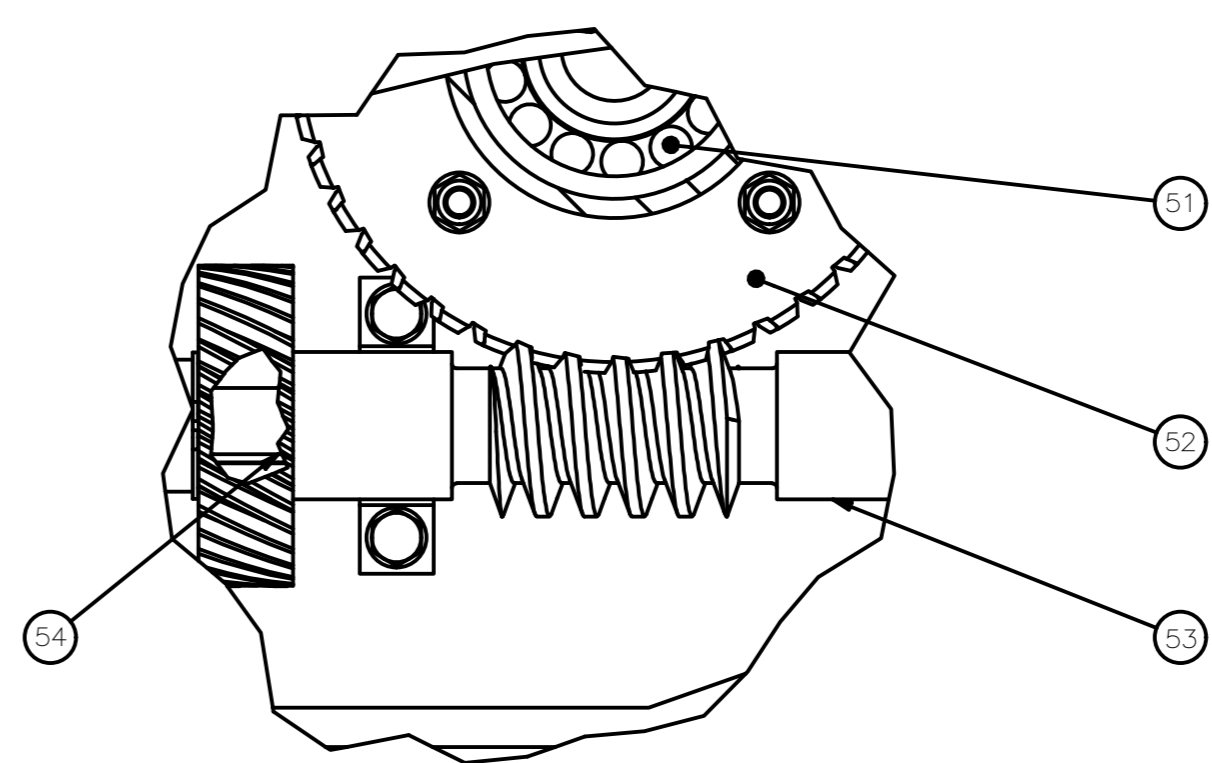
DETALLE C Esc 1:2



DETALLE A Esc 1:2



DETALLE D Esc 1:2



TOLERANCIAS DE MONTAJE		
RELACION DE PIEZAS	TOLERANCIAS	
29/51	Ø60h7/f6	60h7 60.03 60f6 59.97
29/25	Ø40H8/h7	40H8 40.04 40h7 39.96
23/68	Ø68h7/f6	68h7 68.03 68f6 67.97
25/26	12P9/h9	12P9 12.00 12h9 12.00
25/68	Ø40P6/h7	40P6 40.04 40h7 39.96
25/51	Ø40P6/h7	40P6 40.04 40h7 39.96
10/77	Ø40P6/h7	40P6 40.04 40h7 39.96
10/35	10P9/h9	10P9 10.00 10h9 10.00
3/77	Ø40P6/h7	40P6 40.04 40h7 39.96
3/33	10P9/h9	10P9 10.00 10h9 10.00
53/15	Ø35P6/h7	35P6 35.04 35h7 34.96
53/40	8P9/h9	8P9 8.00 8h9 8.00
18/16	Ø20P6/h7	20P6 20.04 20h7 19.96
18/54	5P9/h9	5P9 5.00 5h9 5.00
18/12	8P9/h9	8P9 8.00 8h9 8.00

77	K-4	Radamiento	SKF	NU2208 SP	4		Radamiento de rodillos cilíndricos
76	M-4	Tablero eléctrico			4	Acero	M10X160
75	N-2	Perno de cabeza hexagonal	ISO 8676		4	Acero	M10X160
74	N-2	Aranzuela plana	ISO 7089-10	8		Acero	Flora M10
73	N-3	Tuerca hexagonal bellota	DIN 1586	4		Acero	M10X1
72	O-2	Placa izquierda del motor	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
71	O-3	Placa frontal del motor	FIM-KIGLL-1	2		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
70	D-3	Placa izquierda inferior	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
69	O-4	Placa frontal inferior	FIM-KIGLL-1	2		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
68	M-4	Radamiento	SKF	16008	1		Radamiento rígido de bolas
67	L-5	Estructura de tubos	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	Tubería de 40x40x3 mm
66	L-6	Mando a distancia					
65	L-5	Placa frontal	FIM-KIGLL-1	2		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
64	K-4	Anillo de seguridad	DIN 472	2		Acero	Anillo de exterior 67.25x1.88
63	K-4	Radamiento	SKF	6007	2		Radamiento rígido de bolas
62	K-10	Pernos Allen	ANSI B18.3	4		Acero	5/16in-18UNC-5/8in
61	K-10	Dado superior		1		Acero A36	Dado para tubería de 1.5in de diámetro
60	K-10	Tuerca dados		3		Acero AISI 1018	
59	K-10	Dado inferior		2		Acero A36	Dado para tubería de 1.5 in de diámetro
58	M-10	Placa superior	FIM-KIGLL-1	2		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
57	O-10	Placa derecha delantera	FIM-KIGLL-1	2		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
56	O-12	Placa derecha posterior	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
55	O-12	Llantas		5			Llantas que soportan 60 kg c/u
54	I-16	Cuña para engranaje G1	FIM-KIGLL-1	1		Acero AISI 1018	
53	I-17	Eje E	FIM-KIGLL-1	1		Acero A705	m=4 hélice izquierda
52	I-17	Corona	FIM-KIGLL-1	1		Bronce forjado	m=4 z=40 hélice derecha
51	I-17	Radamiento	SKF	NU208 ECP	1		Radamiento de rodillos cilíndricos
50	M-12	Caja reductora	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	Planchas de 10mm de espesor
49	L-12	Tapo superior de la caja reductora	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	Espeesor de 10mm
48	M-11	Piñón simple		1		Acero	Z=15 40B15 ASA
47	K-11	Piñón doble		1		Acero	Z=35 40B35 ASA
46	K-11	Bush		2		Acero A36	
45	K-10	Manzana		1		Acero AISI 1018	
44	J-10	Tapón tornillo de potencia		1		Acero AISI 1018	
43	J-10	Sujetador de manzana		1		Acero AISI 1018	
42	J-10	Anillo de seguridad	ANSI B27.7	1		Acero	M-3 AM-32
41	I-10	Tornillo de potencia	M-3 AM-32	1		Acero AISI 1081	
40	G-10	Cuña para engranaje G2	FIM-KIGLL-1	1		Acero AISI 1018	
39	G-9	Chumacera de pared para eje E	FIM-KIGLL-1	2		Acero A36	Anillo de exterior 35x1.5
38	G-10	Anillo de seguridad	DIN 471	1		Acero	Anillo de exterior 35x1.5
37	G-10	Engranaje G2	FIM-KIGLL-1	1		Acero A705	m=2 z=35 hélice derecha
36	H-10	Placa inferior de la caja reductora	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
35	H-10	Cuña para eje inferior A	FIM-KIGLL-1	1		Acero AISI 1095	
34	H-11	Anillo de seguridad	ANSI B 27.7M-3M-36	4		Acero	
33	H-11	Cuña para eje inferior B	FIM-KIGLL-1	1		Acero AISI 1095	
32	G-11	Perno Allen	DIN 7984	8		Acero	M8X14
31	G-11	Tuerca hexagonal	ISO 8676	4		Acero	M8
30	G-11	Perno de cabeza hexagonal	ISO 8676	4		Acero	M8X125
29	G-11	Chumacera de pared 1 para eje F	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	
28	F-12	Tuerca hexagonal bellota	DIN 1587	16		Acero	M8
27	F-12	Aranzuela plana	ISO 7089-B	40		Acero	Flora M8
26	G-11	Cuña para la corona	FIM-KIGLL-1	1		Acero AISI 1045	
25	F-11	Eje F	FIM-KIGLL-1	1		Acero A705	
24	F-11	Anillo de seguridad	DIN471	4		Acero	Anillo de exterior 40x1.75
23	F-11	Chumacera de pared 2 para eje F	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	
22	F-10	Engranaje G1	FIM-KIGLL-1	1		Acero A705	m=2 z=20 hélice izquierda
21	F-10	Anillo de seguridad	DIN 471	4		Acero	Anillo de exterior 20x1.2
20	F-9	Perno de cabeza hexagonal	ISO 8676	16		Acero	M8X130
19	F-9	Chumacera de piso para eje D	FIM-KIGLL-1	2		Acero A36	
18	F-9	Eje D	FIM-KIGLL-1	1		Acero AISI 1040	
17	B-11	Anillo de seguridad	DIN 472	2		Acero	Anillo de interior 35x1.5
16	B-11	Radamiento	SKF	6003	2		Radamiento rígido de bolas
15	B-10	Radamiento	SKF	33207/2	2		Radamiento de rodillos cónicos
14	B-4	Acople L990		1		Aluminio	Marca Loveloy
13	C-4	Cuña del motor	DIN 6885	1		Acero A36	
12	C-4	Cuña para el acople	FIM-KIGLL-1	1		Acero AISI 1018	
11	F-4	Piñón simple		1		Acero	Z=35 40B35 ASA
10	G-4	Eje inferior A	FIM-KIGLL-1	1		Acero A705	
9	G-4	Perno Allen	ANSI B 18.3	8		Acero	7/16in-14UNC
8	G-4	Palanca		1		Acero A36	
7	G-4	Cuña para ejes A, B y C	FIM-KIGLL-1	3		Acero AISI 1095	
6	G-4	Eje superior C		1		Acero A705	
5	G-4	Estructura superior		1		Acero A36	
4	G-5	Chumacera de pared para ejes inferiores A y B	FIM-KIGLL-1	4		Acero A36	
3	G-5	Eje inferior B	FIM-KIGLL-1	1		Acero A705	
2	E-3	Placa inferior motor	FIM-KIGLL-1	1		Acero A36	Placa de 2 mm de espesor
1	E-2	Motor trifásico de inducción		1			Motor trifásico 2HP, 60Hz, 1800rpm