

**Universidad Católica de Santa María**  
**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales**  
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-Eléctrica**  
**y Mecatrónica**



**DISEÑO Y FABRICACION DE UNA MAQUINA PARA ENSAYOS DE  
DESGASTE DEL TIPO PIN ON DISK**

Tesis presentada por los Bachilleres:

**Quispe Apaza, Abimael**

**Zapata Márquez, Oscar Eduardo**

Para optar el Título Profesional de  
Ingeniero Mecánico

Asesor:

**Ing. Alcázar Rojas, Hermann Enrique**

Arequipa – Perú

2022

UCSM-ERP

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**  
**INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA**  
**TITULACIÓN CON TESIS**  
**DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR**

Arequipa, 15 de Junio del 2022

**Dictamen: 004309-C-EPIMMEM-2022**

Visto el borrador del expediente 004309, presentado por:

**2015202761 - ZAPATA MARQUEZ OSCAR EDUARDO**

**2014192111 - QUISPE APAZA ABIMAEEL**

Titulado:

**DISEÑO Y FABRICACION DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE DESGASTE DEL TIPO PIN ON  
DISK**

Nuestro dictamen es:

**APROBADO**

**1469 - CHIRE RAMIREZ EMILIO  
DICTAMINADOR**



**1828 - GORDILLO ANDIA CARLOS ALBERTO  
DICTAMINADOR**



**1893 - CASTRO VALDIVIA JORGE LUIS  
DICTAMINADOR**



## DEDICATORIA

*Dedico esta Tesis a:*

*Dios, ya que sin el nada podría ser posible, me dio la oportunidad de demostrar fortaleza y empeño cuando más se necesitaban.*

*A mis padres, Oscar y Lily, su apoyo y amor incondicional me han permitido llegar hoy a cumplir uno de mis más anhelados sueños, gracias por inculcar en mí el deseo de superación y enseñarme a cumplir mis metas.*

*A mis hermanos Alejandro y Silvia, siempre están en mis pensamientos y oraciones, gracias por su apoyo en todo este proceso.*

*A mis hijos Thiago y Alejandro, son el motivo por el cual me levanto todas las mañanas a enfrentar y superar las adversidades que me presenta la vida.*

*A mi amada esposa, por su paciencia y apoyo constante en mi etapa universitaria.*

**Oscar Eduardo Zapata Márquez**

*Con todo mi amor y respeto:*

*A MIS PADRES, HERMANAS*

*Dedico con todo mi corazón mi tesis a mis padres, pues sin ellos no lo hubiese logrado. Su bendición que me brindaba cada día a lo largo de mi vida la cual me protege y me lleva por el camino del bien. Me motivaron constantemente para alcanzar mis anhelos.*

*Gracias madre y padre.*

**Abimael Quispe Apaza**

## AGRADECIMIENTOS

Mi gran agradecimiento y reconocimiento a mi hermano Alejandro, gracias por tu apoyo para que este sueño pueda concretarse.

Agradezco también a la Universidad Católica de Santa María, a toda la escuela profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica, a todos los docentes que ampliaron mi visión y me formaron en esta carrera que tanto amo, todos sus consejos y conceptos los llevaré siempre presentes.

Finalmente, quiero expresar mi agradecimiento al Mag. Ing. Jorge Castro Valdivia, principal colaborador durante todo este proceso, quien con su dirección, conocimiento, enseñanza y colaboración permitió el desarrollo de este trabajo.

**Oscar Eduardo Zapata Márquez**

Mi más sincero agradecimiento a mis profesores de la Escuela Profesional de Ingeniería mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica, que han sido los pilares de mi formación académica, cada uno de ustedes que decidió aportar un conocimiento ejemplar para mi vida futura y que apoyaron a encarar a la sociedad.

Agradezco a mis amigos por brindarme la motivación, apoyo y cariño.

**Abimael Quispe Apaza**

## RESUMEN

Los equipos y máquinas de hoy en día que se encuentran en funcionamiento, sufren un desgaste gradual entre las superficies de sus componentes que están en contacto. Esto provoca fricción y desgaste entre sus piezas, la cual conlleva a la reducción de la vida útil produciendo fatiga y fallo de las mismas. El objetivo del proyecto es diseñar y fabricar una máquina de ensayo tipo Pin on Disk. Esta máquina permite determinar experimentalmente el coeficiente de desgaste, mediante el deslizamiento entre dos cuerpos de materiales diferentes o semejantes que se encuentren en contacto, sometidos a un movimiento relativo bajo la acción de una fuerza. El diseño se lleva a cabo bajo los lineamientos considerados por Robert L. Mott aplicados al Diseño de elementos de máquinas. Con esta metodología establecemos tres propuestas de diseño y las evaluamos bajo los criterios de factor de seguridad, desempeño, manufactura, reemplazo de componentes, dimensiones físicas y costo. La fabricación de la maquina se desarrolla según la norma ASTM G-99, la cual indica los parámetros y criterios que la máquina debe cumplir para realizar ensayos de desgaste. El proceso de manufactura de los elementos de la maquina tipo Pin on Disk diseñados se fabrican aplicando las normas ISO. La máquina utiliza un motor monofásico de 1750 rpm, un variador de frecuencia que mantendrá una velocidad angular entre 60 a 600 rpm y tiene las dimensiones de 0.7 m x 0.3 m x 1.2 m de longitud, ancho y altura respectivamente. Finalmente, como resultado del análisis económico, el costo total de la fabricación es de S/. 8149.60.

**Palabras clave:** Desgaste, fricción, tribómetro, ASTM G-99.

## ABSTRACT

Today's equipment and machines that are in operation suffer gradual wear between the surfaces of their components that are in contact. This causes friction and wear between its parts, which leads to a reduction in their life time, producing fatigue and falling. The objective of the machine project is to design and manufacture of a Pin on Disk type test machine. This machine makes it possible to experimentally determine the coefficient of wear, by sliding between two bodies of different or similar materials that are in contact, subjected to a relative movement under the action of a force. The design is done under the guidelines considered by Robert L. Mott applied to the Design of machine elements. With this methodology we establish three design proposals and evaluate them under the criteria of safety factor, performance, manufacturing, replacement of components, physical dimensions and cost. The manufacture of the machine is developed according to the ASTM G-99 standard, which indicates the parameters and criteria that the machine must have to perform wear tests. The manufacturing process of the elements of the designed Pin on Disk type machine are manufactured applying ISO standards. The machine uses a 1750 rpm single-phase motor, a frequency variator that maintains an angular speed between 60 and 600 rpm and has dimensions of 0.7 m x 0.3 m x 1.2 m in length, width and height, respectively. Finally, as a result of the economic analysis, the total manufacturing cost is S/. 8149.60.

**Keywords:** Wear, friction, tribometer, ASTM G-99

# ÍNDICE

DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
RESUMEN.....	v
ABSTRACT.....	vi
ÍNDICE.....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xvi
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo 1 MARCO METODOLÓGICO.....</b>	<b>3</b>
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.2 OBJETIVOS.....	4
1.2.1 Objetivo general.....	4
1.2.2 Objetivos específicos.....	4
1.3 JUSTIFICACION.....	5
1.4 ALCANCES.....	5
1.5 LIMITACIONES.....	6
<b>Capítulo 2 MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>7</b>
2.1 TRIBOLOGÍA.....	7
2.1.1 Definición.....	7
2.1.2 Importancia de la tribología.....	8
2.1.3 Sistema Tribológico.....	9
2.2 FUNDAMENTOS DE LA TRIBOLOGÍA.....	11
2.2.1 Fricción.....	11

2.2.1.1	Tipos de fricción externa .....	12
2.2.1.2	Factores para Controlar la Fricción.....	13
2.2.2	Desgaste .....	13
2.2.2.1	Tipos de Desgaste .....	14
2.2.2.2	Medición del Desgaste .....	15
2.2.3	Lubricación .....	16
2.2.3.1	Tipos de Lubricación .....	18
2.3	NORMA ASTM PARA ENSAYOS DE DESGASTE .....	19
2.4	MAQUINAS DE ENSAYO DE DESGASTE .....	20
2.4.1	Importancia de los Tribómetros.....	20
2.4.2	Definición de los Tribómetros.....	20
2.4.3	Clasificación de los Tribómetros .....	22
2.4.4	Resumen del método del ensayo.....	28
<b>Capítulo 3 DISEÑO CONCEPTUAL .....</b>		<b>30</b>
3.1	INTRODUCCIÓN.....	30
3.2	PROCESO DEL DISEÑO.....	30
3.2.1	Identificar los requisitos del cliente .....	32
3.2.2	Definir las funciones del dispositivo.....	32
3.2.3	Indicar los requisitos del diseño.....	33
3.2.4	Definir los criterios de evaluación.....	34
3.2.5	Proponer varios conceptos de diseño alternativos .....	35
3.2.6	Evaluar cada alternativa propuesta .....	37
3.2.7	Validar cada alternativa de acuerdo a cada criterio de evaluación.....	38
3.2.8	Ingeniería básica.....	42
3.2.8.1	Especificaciones de diseño .....	42
3.2.8.2	Dimensionamiento y análisis del pin .....	44
3.2.8.3	Análisis del disco y porta-disco .....	50
3.2.8.4	Selección de bandas y poleas de transmisión .....	53
3.2.8.5	Análisis de fuerzas sobre el eje.....	63
3.2.8.6	Cálculo de chaveta. ....	85
3.2.8.7	Cálculo de contrapesos .....	98
3.2.8.8	Análisis estático y vibracional de la estructura.....	101
<b>Capítulo 4 DISEÑO DE DETALLE .....</b>		<b>105</b>
4.1	Generalidades .....	105
4.2	Criterios de diseño, fabricación y montaje .....	106
4.3	Fabricación de la maquina tipo PIN ON DISK.....	106
4.4	Normas empleadas para la fabricación y montaje de la maquina tipo PIN ON DISK .....	107

4.5	Proceso de fabricación de componentes y partes de maquina tipo PIN ON DISK .	108
4.5.1	Fabricación del sistema de transmisión.....	108
4.5.1.1	Fabricación del eje de transmisión.....	108
4.5.1.2	Fabricación de la polea motriz.....	111
4.5.1.3	Fabricación de la polea conducida.....	112
4.5.1.4	Base porta disco .....	113
4.5.1.5	Tapa de porta disco .....	114
4.5.2	Sistema porta muestras y brazo de palanca .....	114
4.5.2.1	Soporte de pesas.....	114
4.5.2.2	Porta Broquero Superior .....	115
4.5.2.3	Fabricación de Brazo .....	116
4.5.2.4	Fabricación del Pin del Brazo .....	117
4.5.2.5	Fabricación del eje de contrapeso y contrapeso.....	117
4.5.2.6	Fabricación de la Base fija.....	119
4.5.2.7	Fabricación del Soporte Movil.....	120
4.5.2.8	Fabricación de Guías.....	120
4.5.2.9	Fabricación del tornillo de Regulación.....	121
4.5.2.10	Fabricación del sistema de carga .....	122
4.6	Ensamble Final .....	122
<b>Capítulo 5 COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN.....</b>		<b>129</b>
5.1	CÁLCULO DE COSTOS Y PRESUPUESTOS .....	129
5.1.1	Costos Directos.....	130
5.1.1.1	Costos de materiales .....	130
5.1.1.2	Costo de estructura metálica y planchas .....	132
5.1.1.3	Costo de fabricación .....	132
5.1.2	Costos Indirectos.....	133
5.1.2.1	Diseño e Ingeniería .....	133
5.1.2.2	Gastos Administrativos.....	133
5.1.2.3	Costos de Montaje.....	134
5.1.3	Costo total de la máquina .....	134
<b>CONCLUSIONES .....</b>		<b>135</b>
<b>RECOMENDACIONES .....</b>		<b>136</b>
Referencia .....		137
Anexo A: Propiedades del acero al carbono .....		140
Anexo B: Propiedades del acero AISI 4340 M.....		141
Anexo C: Norma G 99 – 95a.....		142
Anexo D: Guía de laboratorio .....		142

Anexo E:	Manual de mantenimiento y operación de la maquina Pin on disk.....	14259
Anexo F:	Planos.....	142



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Elementos tribológicos en contacto .....	10
Figura 2.2	Turbina de vapor .....	10
Figura 2.3	Motor de combustión interna .....	12
Figura 2.4	Corrosión por desgaste .....	14
Figura 2.5	Lubricación por presión .....	16
Figura 2.6	Lubricación por gravedad .....	17
Figura 2.7	Lubricación hidrodinámica .....	17
Figura 2.8	Tipos de lubricantes .....	18
Figura 2.9	Aparato para medir fricción .....	21
Figura 2.10	Sistema de desgaste con pines .....	23
Figura 2.11	Máquina pin sobre mesa oscilante .....	24
Figura 2.12	Máquina pin sobre buje .....	25
Figura 2.13	Cilindros cruzados .....	25
Figura 2.14	Máquina pin sobre cilindros .....	26
Figura 2.15	Máquina pin sobre disco .....	26
Figura 2.16	Tribómetro CSEM .....	27
Figura 2.17	Falex ISC-200 PC .....	27
Figura 3.1	Matriz mapa del proceso del diseño .....	31
Figura 3.2	Matriz morfológica .....	36
Figura 3.3	Solución Nro. 1 .....	37
Figura 3.4	Solución Nro. 2 .....	37

Figura 3.5	Solución Nro. 3 .....	38
Figura 3.6	Dimensionamiento del pin.....	44
Figura 3.7	Conexión del Pin.....	45
Figura 3.8	Análisis de fuerzas en el Pin.....	45
Figura 3.9	Coeficiente de fricción.....	47
Figura 3.10	Diagrama cortante directo.....	48
Figura 3.11	Diagrama de fuerzas cortantes.....	50
Figura 3.12	Pin, porta - disco .....	51
Figura 3.13	Pin porta – disco isométrico .....	51
Figura 3.14	Diagrama de poleas.....	53
Figura 3.15	Sistema motriz .....	54
Figura 3.16	Factor de servicio para bandas en V .....	55
Figura 3.17	Selección de bandas .....	56
Figura 3.18	Bandas en V .....	56
Figura 3.19	Potencia nominal .....	58
Figura 3.20	Longitud de banda .....	59
Figura 3.21	Factor de corrección por ángulo .....	61
Figura 3.22	Factor de corrección por longitud.....	61
Figura 3.23	Arreglo de bandas .....	63
Figura 3.24	Análisis de par de torsión .....	64
Figura 3.25	Fuerza neta sobre la polea.....	65
Figura 3.26	Dimensiones del eje.....	67
Figura 3.27	Fuerzas en el eje.....	67
Figura 3.28	Diagrama de cuerpo libre de eje.....	69
Figura 3.29	Análisis en el plano X-Y.....	70
Figura 3.30	Análisis en el plano Z-X.....	71
Figura 3.31	Resistencia a la fatiga .....	73
Figura 3.32	Factor por tamaño .....	74
Figura 3.33	Factor Cr .....	74
Figura 3.34	Factor de concentración de esfuerzo.....	75
Figura 3.35	Eje.....	77
Figura 3.36	Especificación de valores .....	77
Figura 3.37	Esquema del análisis del eje .....	78

Figura 3.38	Generación de malla del eje.....	78
Figura 3.39	Restricciones y asignación de cargas modelo tridimensional.....	79
Figura 3.40	Deformación máxima del eje.....	79
Figura 3.41	Esfuerzo máximo del eje .....	80
Figura 3.42	Asignación de restricciones y cargas en el ensamble del sistema de transmisión.....	80
Figura 3.43	Diagrama de frecuencias naturales .....	81
Figura 3.44	Análisis modal 01 .....	82
Figura 3.45	Análisis modal 02 .....	82
Figura 3.46	Análisis modal 03 .....	82
Figura 3.47	Asignación de cargas en respuesta armónica.....	83
Figura 3.48	Diagrama de modos de vibración del sistema de transmisión.....	83
Figura 3.49	Máxima deformación.....	84
Figura 3.50	Máximo esfuerzo equivalente.....	84
Figura 3.51	Cuñero.....	85
Figura 3.52	Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje .....	86
Figura 3.53	Chaveta .....	87
Figura 3.54	Análisis de cuña.....	87
Figura 3.55	Dimensión de Cuña.....	88
Figura 3.56	Altura de cuerda.....	90
Figura 3.57	Profundidad del cuñero en el eje .....	91
Figura 3.58	Profundidad del cuñero en el cubo .....	91
Figura 3.59	Diseño real de la cuña.....	92
Figura 3.60	Duración recomendada para el rodamiento .....	96
Figura 3.61	Selección de carga de rodamiento .....	97
Figura 3.62	Selección de rodamiento por medio del diámetro del eje.....	98
Figura 3.63	Dimensionamiento de rodamiento.....	98
Figura 3.64	Análisis de brazo y porta pin .....	99
Figura 3.65	Diseño de contrapeso .....	100
Figura 3.66	Diseño tridimensional de estructura .....	101
Figura 3.67	Esquema para análisis de estructura .....	101
Figura 3.68	Asignación de cargas y restricciones de la estructura .....	102
Figura 3.69	Deformación máxima de estructura.....	102
Figura 3.70	Esfuerzo equivalente Von Mises .....	103

Figura 3.71	Factor de seguridad de la estructura .....	103
Figura 3.72	Diagrama de frecuencias naturales de la estructura.....	104
Figura 3.73	Deformación máxima 01 .....	104
Figura 4.1	Proceso de fabricación del eje de transmisión.....	109
Figura 4.2	Roscado interior del eje .....	110
Figura 4.3	Eje de transmisión.....	111
Figura 4.4	Polea motriz .....	112
Figura 4.5	Fabricación de la polea conducida.....	113
Figura 4.6	Fabricación de porta disco inferior .....	113
Figura 4.7	Fabricación de porta disco superior .....	114
Figura 4.8	Soporte de pesas .....	115
Figura 4.9	Soporte de pesas reverso.....	115
Figura 4.10	Porta broquero superior .....	116
Figura 4.11	Fabricación de brazo.....	116
Figura 4.12	Fabricación del pin del brazo.....	117
Figura 4.13	Fabricación del eje de contrapeso.....	118
Figura 4.14	Fabricación del contrapeso .....	118
Figura 4.15	Contrapeso y perno mariposa .....	118
Figura 4.16	Fabricación de base fija .....	119
Figura 4.17	Fabricación de base de rodamientos .....	119
Figura 4.18	Fabricación de base móvil .....	120
Figura 4.19	Fabricación de guías .....	121
Figura 4.20	Fabricación de tornillo de regulación .....	121
Figura 4.21	Fabricación de pesas .....	122
Figura 4.22	Ensamble de rodamientos y base fija.....	123
Figura 4.23	Ensamble de base fija y rodamientos.....	123
Figura 4.24	Ensamble de manija, tornillo regulador y base fija .....	124
Figura 4.25	Ensamble de base fija y base móvil.....	124
Figura 4.26	Lubricación del Pin.....	125
Figura 4.27	Montaje de brazo y base móvil.....	125
Figura 4.28	Montaje de contrapeso y mariposa .....	126
Figura 4.29	Ensamble de broquero .....	126
Figura 4.30	Ensamble final de mecanismo .....	127

Figura 4.31	Ensamble final de la maquina.....	127
Figura 4.32	Ensamble final mecanismo superior.....	128
Figura 4.33	Partes y ensamble final .....	128



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1	Pérdidas energéticas producto de la fricción y posible economía .....	9
Tabla 2.2	Gastos en reparación producto del desgaste y posible economía .....	9
Tabla 3.1	Evaluación del factor de seguridad .....	39
Tabla 3.2	Evaluación del factor Desempeño .....	39
Tabla 3.3	Evaluación de factor Facilidad de Manufactura .....	40
Tabla 3.4	Evaluación de factor reemplazo de componentes.....	40
Tabla 3.5	Evaluación de factor de costo .....	41
Tabla 3.6	Evaluación de factor dimensiones físicas .....	41
Tabla 3.7	Evaluación de alternativas de diseño .....	42
Tabla 5.1	Costos directos – Materiales .....	131
Tabla 5.2	Costos directos – Estructura y planchas .....	132
Tabla 5.3	Costos directos – Fabricación.....	133
Tabla 5.4	Costos Totales.....	134

## INTRODUCCIÓN

En las diferentes áreas de la minería y de la industria, siempre vamos a encontrar desgaste de los componentes de diferentes maquinas que se encuentran en contacto, y que tienen una pérdida gradual de material en la interface de ambos cuerpos bajo la acción de una carga. Por tal motivo, es de suma importancia entender y conocer el comportamiento de dichos materiales para ahorrar costos y recursos.

La presente Tesis, tiene por objetivo el diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste del tipo Pin on disk. En el primer capítulo se expone el Marco metodológico en donde describimos el problema, se indican aspectos generales, objetivo principal, objetivos específicos, justificación y limitaciones del presente proyecto. En el segundo capítulo, se dan los fundamentos teóricos, clasificación de los tribómetros industriales, componentes de los tribómetros, normativa del sistema de fricción y desgaste.

En el tercer capítulo realizamos el diseño de la máquina Pin on disk, se fundamenta el diseño y cálculo, las especificaciones de diseño de acuerdo a la norma ASTM (2000), selección del motor, análisis de las fuerzas aplicadas sobre el mecanismo de desgaste, selección de banda en V, diseño del eje de transmisión, análisis del sistema de transmisión mediante elementos finitos, selección de rodamientos, cálculo del sistema de contrapeso,

análisis estático y vibracional de la estructura de la maquina tipo Pin on disk mediante el software ANSYS 2020 R2.

En el cuarto capítulo, realizamos el procedimiento de fabricación, proceso de manufactura, montaje de piezas mecánicas y procesos de unión del mecanismo con la estructura. El quinto capítulo se desarrolla el costo total del proyecto, considerando los costos directos y costos indirectos. Al culminar con el diseño y fabricación de la máquina presentamos las conclusiones del proyecto elaborado, y se menciona las recomendaciones que el usuario debe seguir para la puesta en operación de la máquina.



## Capítulo 1

# MARCO METODOLÓGICO

### 1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Sabemos que cuando dos sólidos están en contacto directo sufren una interacción en sus superficies. Esta interacción genera fuerzas de acción y reacción entre ellos. Si la superficie de esos sólidos no es perfectamente lisa, el contacto entre sus superficies sólo ocurre en ciertos puntos aislados. En estos puntos el esfuerzo normal aplicado es alto y por tanto se formarán uniones o juntas, las cuales se romperán al iniciarse el movimiento, la fuerza necesaria para romper estas uniones es una medida de la fricción. A medida que se rompen las uniones aparecerán residuos de desgaste entre ambas superficies. (Perez F. , 2006)

Actualmente tanto en la industria, en la minería y la mayoría de operaciones existentes, los equipos, máquinas y componentes se encuentran trabajando en interacción constante de sus superficies. Esta interacción constante provoca fricción y desgaste entre sus piezas. La fricción es responsable de la pérdida de una gran cantidad de energía mecánica y el desgaste es el mayor responsable del remplazo de equipos o componentes. Ambos finalmente generan

pérdidas, tanto energéticas como materiales, por lo que es necesario conocerlos y estudiarlos a profundidad.

La tribología es la ciencia que estudia la fricción y el desgaste. Su estudio es de suma importancia principalmente para la conservación de energía y materiales en el diseño ingenieril.

El tribómetro tipo pin on disk es la máquina de prueba de fricción y desgaste más común. Su diseño básico consiste en un brazo con una probeta fijada en la punta y dicha probeta en contacto directo con el disco rotatorio. Una carga normal es aplicada a la probeta, lo que causa que esta raye la superficie del disco generando una huella circular. La cantidad de desgaste en ambos especímenes se determina en función de su variación volumétrica. (Omar Eder Iniesta Garcia, 2017)

Se toma como punto de partida las maquinas existentes en el mercado, adicionalmente generamos el diseño tentativo y aplicamos las herramientas computacionales, así como también los conocimientos adquiridos en la escuela para dar solución a esta problemática. El diseño tentativo se genera bajo la metodología de Robert L. Mott, aplicada en el diseño de elementos de máquinas.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo general

Diseñar y fabricar una máquina para ensayos de fricción del tipo “Pin on disk” bajo las especificaciones de la norma ASTM (2000).

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Estudiar la ciencia de la tribología, haciendo hincapié en una de sus ramas como es el desgaste de materiales
- Realizar el diseño mecánico de todos los componentes para el correcto funcionamiento de la máquina.
- Realizar el plano de ensamble y planos de detalle de la máquina.

- Elaborar un balance de costos de materiales y fabricación de la máquina.
- Fabricar la maquina tipo pin on disk.

### 1.3 JUSTIFICACION

La fricción y el desgaste son responsables tanto de la pérdida de la energía mecánica como la del cambio de piezas y componentes. Esto genera que la disponibilidad y confiabilidad de los equipos o maquinas se vea reducida. Al final la reducción de estos parámetros se ve reflejada en costos.

Debemos conocer y entender muy bien estas dos ramas de la tribología para poder anticiparnos antes que se produzca la falla. Conociendo el comportamiento de los materiales sometidos a contacto podemos estimar tiempos de vida útil.

El proyecto nace de la necesidad de tener una máquina que permita realizar ensayos de fricción y desgaste. La elaboración de esta se realiza con los conocimientos adquiridos en diseño de elementos de máquinas, diseño de máquinas y tecnología de los materiales, para así poder aplicarlo a un proyecto real y viable.

Este proyecto incluye los detalles del proceso de diseño de una máquina pin on disk con especificaciones personalizadas. Podemos encontrar entre los detalles la metodología, adaptaciones de tribómetros ya existentes, los cálculos requeridos, y descripciones del maquinado y ensamblaje. El diseño presentado demuestra simplicidad de construcción y uso. También se adjuntan recomendaciones de uso y posibles mejoras. (Verónica, 2011)

### 1.4 ALCANCES

En el proyecto presentado, se contempla las condiciones necesarias, por medio de la información obtenida en libros, publicaciones y artículos científicos, para el diseño y fabricación de una máquina para ensayos de fricción de tipo pin on disk.

La lista de exigencias, se establece de acuerdo a la norma ASTM (2000) y a los requerimientos dados por los diseñadores, las cuales se describen a continuación:

- a) Los diámetros típicos del Pin varían entre 2 a 10 mm.
- b) La longitud del pin se estima en 50 mm.
- c) El diámetro del disco se estima entre 30 a 100 mm.
- d) El espesor del disco varía entre 2 a 10 mm.
- e) La velocidad de rotación del motor será entre 0,3 a 3 rad/s (60 a 600 rpm).
- f) La carga aplicada será entre 10 a 50 N.
- g) El motor debe trabajar manteniendo una velocidad constante (61% de la velocidad nominal del motor a plena carga)
- h) El sujetador del pin y el brazo deben ser de construcción sustancial para reducir el movimiento vibratorio durante la prueba.
- i) Es importante que el costo sea moderado respecto a las maquinas pin on disk existentes en laboratorios industriales.
- j) El motor y el sistema de transmisión deben tener dispositivos de protección, de modo que no se encuentre expuesto.

## 1.5 LIMITACIONES

El presente trabajo se limita al diseño y fabricación de la máquina, permitiendo que esta pueda realizar ensayos de desgaste. No se incluirá pruebas, pero si se comprobara su funcionamiento.

Cabe resaltar que no solo nos limitaremos al diseño y fabricación de una maquina existente en el mercado, sino que evaluaremos los materiales para obtener una propuesta de bajo coste en comparación con las ya existentes. Se propone alternativas de diferentes disposiciones de la máquina. Estas alternativas serán evaluadas y calificadas. Posterior a ello según criterios de diseño y lista de exigencias se elegirá la opción más óptima y viable.

## Capítulo 2

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 TRIBOLOGÍA

##### 2.1.1 Definición

Esta palabra proviene de los términos griegos “tribos”, que significa fricción, y “logos”, significa estudio. Por consiguiente, el término tribología se emplea para designar la ciencia que estudia las superficies friccionantes (Castillo & Toapanta, 2019).

La tribología engloba los procesos de lubricación, fricción y desgaste de los cuerpos en contacto en movimiento relativo (Castillo & Toapanta, 2019). Fenómenos que en el ámbito de la ingeniería se examinaban por separado. El vínculo de estos campos en una sola disciplina científico-técnica ha cooperado notablemente en los últimos tiempos en el desarrollo de los sistemas mecánicos.

La consecuencia de no darle la importancia que merecen los procesos de lubricación, fricción y desgaste, repercute en los siguientes aspectos:

- Notables pérdidas de energía
- Considerables periodos de tiempo ineficaz
- Elevado consumo de piezas de repuesto y materiales
- Altos costos de trabajo de mantenimiento y reparación

Lo anterior trae como resultado productividad, fiabilidad, equipos y máquinas de baja eficiencia y durabilidad (Castillo & Toapanta, 2019).

### **2.1.2 Importancia de la tribología**

En la industria de la construcción de maquinarias se evalúa que entre la fatiga y el desgaste se produce el 95% del total de fallas. Esto produce el cambio de los componentes de las máquinas. No obstante, algunos componentes ligeramente dañados continúan siendo causa de pérdida de eficiencia en máquinas y mecanismos. (Perez F. , 2006)

Trabajos de investigación desenvueltos en la industria manifiestan la gran pérdida energética debido a la fricción. Además, indican el ahorro obtenido con la aplicación de la tribología como se señalan en la Tabla 2.1 y Tabla 2.2.

Tabla 2.1 Pérdidas energéticas producto de la fricción y posible economía

Sector Económico	Pérdidas de Energía		Posible Economía	
	%	Millones de USD	%	Millones de USD
Industria Papelera	8.1	105.00	20.2	21.3
Agricultura	16.8	321.00	32.4	104.1
Ferrocarril	50.6	283.00	68.0	195.00
Forestal	22.8	110.00	20.1	22.20
Minería	22.3	211.5	12.8	27.10
Automotores	18.5	126.10	24.8	31.30

Fuente: Extraído de Castillo & Toapanta (2019)

Tabla 2.2 Gastos en reparación producto del desgaste y posible economía

Sector Económico	Gastos en reparación		Posible Economía	
	%	Millones de USD	%	Millones de USD
Industria Papelera	54.5	381.5	26.3	100.30
Agricultura	81.5	940.0	24.7	232.5
Ferrocarril	23.1	466.8	36.1	160.5
Forestal	51.0	158.0	22.8	36.1
Minería	81.6	327.2	12.3	40.2
Automotores	42.0	860.1	18.5	159.0

Fuente: Extraído de Castillo & Toapanta (2019)

### 2.1.3 Sistema Tribológico

El avance de esta ciencia está sujeto al desenvolvimiento de nuevos instrumentos y equipos que contribuyan conocimientos correspondientes a la tribología. Estos permitirán

que se planteen oportunidades de mejora para futuras investigaciones. El diseño de máquinas comprende el análisis de resistencia de los materiales y cinemática. Además, las pérdidas habitualmente se retribuían con sobre valoraciones en el diseño, por lo cual era complicado pensar en dispositivos o métodos que posibiliten cuantificarlas. (Iniesta, 2017)

Los elementos tribológicos más frecuentes son: frenos, embragues, anillos de pistones, rodamientos, engranajes, sellos y levas, Figura 2.1. Las aplicaciones más habituales de los conocimientos tribológicos, pese que en la práctica no se nombran como tales, son: Prótesis articulares, procesos de corte, elementos de almacenamientos magnético, turbinas, forja, rolado, extrusión, motores de combustión y fundición, Figura 2.2.



Figura 2.1 Elementos tribológicos en contacto

Fuente: Extraído de (Verónica, 2011)

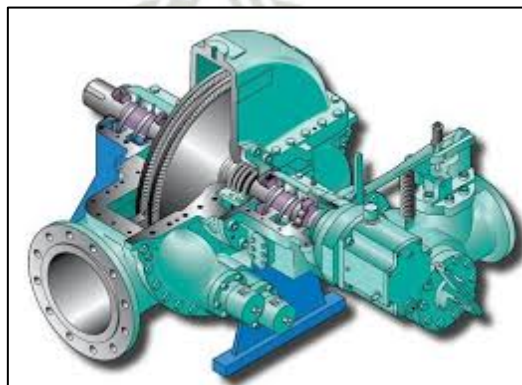


Figura 2.2 Turbina de vapor

Fuente: Extraído de (Perez L. , 2018)

La aplicación de los conocimientos de la Tribología en estas destrezas deriva en: aumento en la vida útil de la maquinaria y las herramientas, ahorro de materias primas, ahorro de energía, ahorro económico, protección al medio ambiente y recursos naturales (Iniesta, 2017). Dentro de los objetivos técnico-económicos de la Tribología, se constituyen tres:

- Explotación óptima de los sistemas tribológicos.
- Ahorro de energía.
- Ahorro de materiales y materia primas.

Para la primera se reconoce globalmente que del 30% al 50% de la energía que se produce se desperdicia como resultado de la fricción que se realiza en las máquinas. Esto debido a la interacción de dos superficies que se encuentran en contacto.

El ahorro de energía está definido por el incremento de la durabilidad de los pares tribológicos. Con ellos se bajará el consumo energético en la reparación y/o fabricación de los componentes de máquinas. Cada temporada en reparaciones capitales se invierte aproximadamente 10 millones de dólares. Se estima que en los Estado Unidos se desperdicia anualmente en recuperación de piezas de repuesto, reparaciones y fabricaciones para vehículos alrededor del 2.6% de la energía total extenuada. (Verónica, 2011)

El ahorro de materiales y materia prima se puede conseguir con un bajo desgaste de los componentes de las máquinas. Esto quiere decir que se hace más notorio si se da a conocer que entre el 80% y el 90% de los componentes de máquinas que se remplazan son como resultado del desgaste. Asimismo, con la explotación óptima de los sistemas tribológicos se eluden gastos desmesurados de lubricantes y materiales, grandes periodos de tiempo no productivo en la industria y costosos trabajos de reparación. (Verónica, 2011)

## **2.2 FUNDAMENTOS DE LA TRIBOLOGÍA**

### **2.2.1 Fricción**

La fricción se define como la resistencia al movimiento durante el rodamiento o deslizamiento. Esta resistencia es percibida por un cuerpo solido al desplazarse

tangencialmente sobre otro que se encuentra en contacto. La fricción no es una propiedad del material, es una respuesta del sistema y representa un proceso irreversible. (Iniesta, 2017)

Los impactos más contraproducentes de la fricción se examinan de tres maneras: pérdida de potencia, sobrecalentamiento de piezas y desgastes. En los motores modernos de combustión interna, Figura 2.3, probablemente del 15 al 20% de la potencia se emplea para contrapesar las pérdidas por la fricción entre las distintas partes móviles internas. El rozamiento reiterativo incita la generación de altas temperaturas en las superficies de contacto agilizándolo el desgaste. (Cajahuishca, 2015)

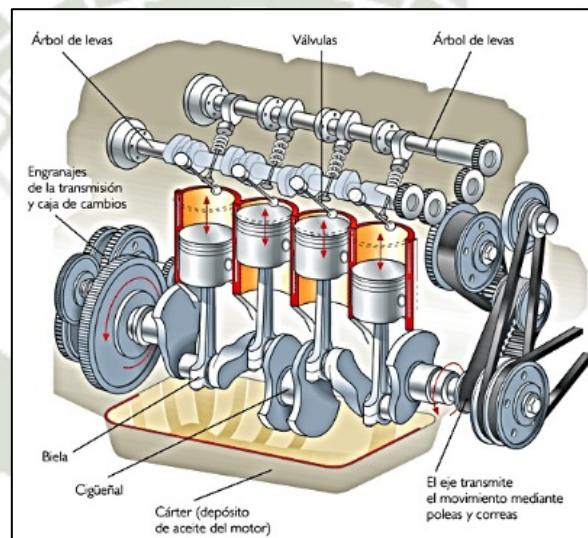


Figura 2.3 Motor de combustión interna  
Fuente: Extraído de Espinoza (2019)

### 2.2.1.1 Tipos de fricción externa

Los tipos de fricción externa se dividen dependiendo del movimiento relativo:

- Fricción por deslizamiento se muestra como el movimiento relativo tangencial de los componentes sólidos dentro de un sistema tribológico.
- Fricción por rodamiento o rodadura se presenta durante los movimientos relativos de rodadura entre componentes sólidos dentro de un sistema tribológico.

- Fricción por rotación se realiza durante el movimiento relativo entre componentes sólidos dentro de un sistema tribológico.
- Fricción por estática es la pérdida de energía mecánica que se da al inicio y también al final del movimiento relativo tangencial, esto se presenta en las zonas donde los materiales se encuentran en contacto.
- Fricción móvil es la pérdida de energía mecánica que se produce por el movimiento relativo entre las zonas en contacto de los materiales.
- Fricción por choque es la de pérdida de energía mecánica que se da al inicio y al final del movimiento relativo perpendicular, entre las zonas del material que se encuentran en contacto (Espinoza, 2019).

#### **2.2.1.2 Factores para Controlar la Fricción**

Los factores que controlan la fricción son los siguientes:

- La carga que es directamente proporcional a la fricción, no obstante, es parte de todo mecanismo y generalmente es complicada de modificar.
- La naturaleza de los materiales, este factor depende de la estructura química de las probetas a ensayar, de esta propiedad dependerá el porcentaje de fricción.
- La lubricación.
- El acabado de las superficies, se considera obtener una mayor fricción cuando las superficies son ásperas, en cambio, cuando estas son lisas la fricción será menor (Cajahuishca, 2015).

#### **2.2.2 Desgaste**

El desgaste se produce debido a la fricción. Este llega a producir daño en una o más superficies sólidas a causa de movimientos relativos, ya que se remueve el material de una o más superficies, por un deslizamiento, impacto o rodamiento. El desgaste no es considerado una propiedad al material, sino es un efecto de los sistemas que tiene los procesos de abrasión, fatiga superficial, adhesión y deformación plástica acumulada. (Verónica, 2011)

El desgaste no se da únicamente por la fricción, puede darse también por la corrosión, Figura 2.4. La corrosión no está sujeta al contacto entre superficies sólidas, esta se da debido a procesos químicos. La supervisión del control del desgaste es considerada actualmente un objetivo principal, tanto para las operaciones de mantenimiento como para el diseño mecánico. (Verónica, 2011)



Figura 2.4 Corrosión por desgaste

Fuente: Extraído de Garcia (2016)

#### 2.2.2.1 Tipos de Desgaste

- **Desgaste por adhesión**, se presenta entre dos componentes que se encuentran en movimiento relativo, lo cual genera luego de un cierto tiempo de interacción, residuos o partículas de desgaste. En algunos casos permitiendo inclusive la transferencia de un material a otro. Esto se ocasiona puesto que al entrar los materiales en contacto algunas de sus asperezas se deforman por acción de las fuerzas interatómicas lo que ocasiona que incluso puedan llegar a unirse. (Trujano, 2011)
- **Desgaste por abrasión**, es la pérdida de materiales debido a la interrelación entre superficies o partículas duras, que son forzados contra la superficie originando incrustación. Este tipo de desgaste se presenta en estado lubricado o seco (Cajahuishca, 2015).

- **Desgaste Corrosivo**, es el deterioro progresivo y lento de las superficies que son metálicas. La presencia de sustancias ácidas tiene como consecuencia la degradación de los aceites, que dañan la metalurgia de los mecanismos. Asimismo, se demuestra regularmente cuando existen vibraciones en el sistema, lo cual quiere decir que se detiene la película lubricante y hace que la humedad del ambiente desgaste las superficies. El desgaste corrosivo se puede eludir si este se cambia de aceite en los intervalos que son recomendados. (Trujano, 2011)
- **Desgaste Erosivo**, es la pérdida del material que es causada por partículas metálicas o sólidas en suspensión. Esto se da en un fluido que tiene alta presión con un tamaño menor a la película del lubricante. Las partículas al estar entre una zona alta no continúan un movimiento de manera lineal, sino que se desordenan y se chocan contra las rugosidades y estas se van fatigando hasta desprender el material. (Cajahuishca, 2015)
- **Desgaste por cavitación**, se presenta cuando las burbujas de vapor de agua que son creadas en el aceite implosionan. Esto se da porque circulan por medio de una región donde la presión es más baja que su presión de vapor. Debido a que, al estar cerca de las superficies metálicas, provocan grietas y picaduras en dichas superficies. (Verónica, 2011)

#### 2.2.2.2 Medición del Desgaste

Existen muchos métodos cuantitativos y cualitativos que sirven para medir el desgaste. Uno de ellos es medir la pérdida que ha sufrido el material. Si existe una pérdida del material durante el desgaste es factible que se precise la cantidad de material que se removerá, usando una balanza con el fin de saber dicha merma. (Cajahuishca, 2015)

En una extensa proporción de reporte que abarcan mediciones de desgaste, se logró encontrar que las cantidades de desgaste se hallan en unidades de volumen. Esto posibilita una mejor comparación de las cantidades de desgaste que comprenden los componentes de distintas densidades. Lo que posibilita también un cálculo sencillo de las cantidades de desgaste lineal. Muchos de estos estándares para los ensayos de desgaste necesitan el reporte del desgaste en unidades de volumen. (Lampman, 1997)

### 2.2.3 Lubricación

La “lubricación es la aplicación de un medio (sólido, líquido o gas) en alguna zona donde se espera desgaste y fricción, Figura 2.5. El lubricante tiene como meta bajar la severidad de estos fenómenos para separar las superficies que están en movimiento con el fin de evitar el contacto y reducir el esfuerzo cortante entre los dos. La función de los lubricantes constantemente se reduce en las mermas por rozamiento y el desgates de las superficies de los elementos que están en movimiento. La razón de toda la teoría de lubricación se basa en la dinámica de fluidos y en la mecánica, sin embargo, esto estará fuera del alcance del presente trabajo. (Gomez, 1993)

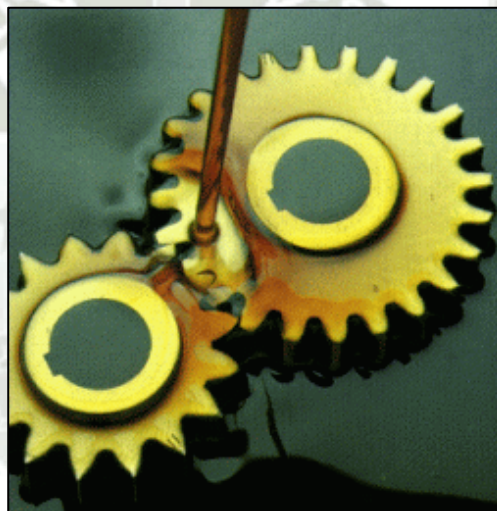


Figura 2.5 Lubricación por presión

Fuente: Extraído de Soutullo (2016)

Aunque los lubricantes se empleen para disminuir el desgaste y la fricción, estos no consiguen evitarlos completamente. Figura 2.6. Por tal motivo en el caso donde la elaboración de las piezas de máquinas no sea óptimas o tienen mala manufactura el desgaste estará presente. Ya no dependerá de la lubricación, Figura 2.7. Pese a que los acabados realizados en las superficies demuestren un pulido eficaz, a nivel microscópico se examinan asperezas. (Verónica, 2011)



Figura 2.6 Lubricación por gravedad

Fuente: Extraído de Soutullo (2016)

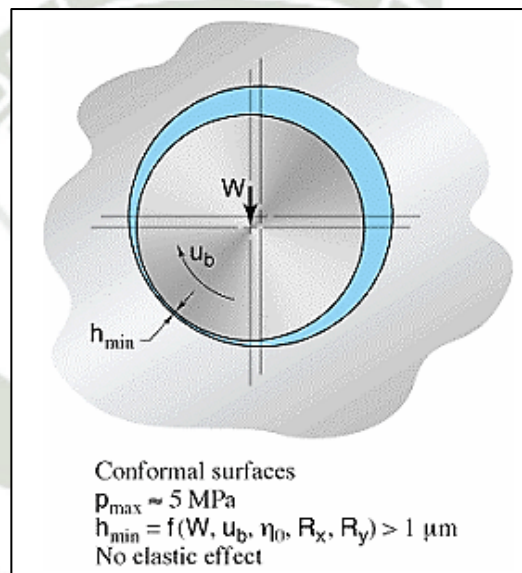


Figura 2.7 Lubricación hidrodinámica

Fuente: Extraído de O. (2021)

Los lubricantes son ejecutados con otras funciones, actúan por medio de transferencia de calor que es causado por el contacto continuo de las piezas. Esto se utiliza para descartar las impurezas que se forman dentro de los sistemas al desgastarse y para preservar los equipos de fenómenos como la corrosión. Además, los lubricantes más notorios son las grasas y los aceites y algunos son sintéticos, minerales y naturales, Figura 2.8.

Asimismo, la lubricación es una herramienta primordial del mantenimiento por el cual la selección de lubricantes se tiene que realizar de acuerdo a las exigencias de operación de

los equipos, usar lubricantes de mayor calidad y alto desempeño asegura la disminución en el desgaste y la fricción (Gomez, 1993).



Figura 2.8 Tipos de lubricantes

Fuente: Extraído de Seguí (2021)

### 2.2.3.1 Tipos de Lubricación

Existen cuatro tipos de lubricación que nos permite ayudar a reducir la fricción y el desgaste en una superficie en deslizamiento los cuales son:

- **Lubricación hidrodinámica**, este tipo ocurre cuando las superficies están completamente cubiertas con una película de lubricante. Esto es debido a que la presión del lubricante produce una “ola” creando una película entre los componentes, lo cual impide el contacto entre las superficies. En estas condiciones no se genera contacto físico entre los elementos, evitando el desgaste.
- **Lubricación Elastohidrodinámica**, este tipo se presenta en mecanismos altamente cargados, donde las asperezas de las superficies de fricción funcionan siempre vinculadas, como: puntuales (rodamientos de bolas), lineales (engranajes), originando aumento de la viscosidad del aceite, y en las crestas aparecen deformaciones elásticas permanentes.

- **Lubricación sólida**, es usado en un sólido y se aplica este tipo de lubricante cuando se genera altas temperaturas, acceso dificultoso de recirculación del lubricante líquido, presencia de gases, cargas extremas con vibraciones, ácidos y disolventes. Los lubricantes que son empleados en este caso son el grafito y el bisulfuro de molibdeno. (Cajahuishca, 2015)

La selección de lubricantes tiene que realizarse dependiendo de la geometría de los cuerpos que están en contacto. Esto se realiza tomando en cuenta parámetros como la textura y la rugosidad de las superficies de deslizamiento, las condiciones ambientales de trabajo, temperatura y fricción, las propiedades químicas y mecánicas de los lubricantes a utilizar. (Handbook, 1992)

### 2.3 NORMA ASTM PARA ENSAYOS DE DESGASTE

Los ensayos de desgaste con máquinas tipo pin sobre disco están dirigidos bajo la norma de las ASTM G 99, en el cual se describe un procedimiento de laboratorio para determinar el coeficiente de fricción de materiales y el desgaste durante deslizamiento. Dichos componentes se ensayan en pares bajo condiciones de tipo no abrasivas y los resultados se muestran en unidades del sistema internacional. (Omar Eder Iniesta Garcia, 2017)

Existen antecedentes en el cual avalan esta normal, los cuales son presentados en los siguientes documentos:

#### a) Normas ASTM

- ASTM G 40. Terminología relacionada al desgaste y erosión.
- ASTM E 122. Práctica para la selección del tamaño de la muestra para estimar una medida de calidad para un lote o proceso.
- ASTM E 177. Práctica para el uso de los términos de precisión y tendencia en métodos de ensayo de ASTM.
- ASTM E 178. Práctica para relacionarse con las observaciones de los ensayos.

- b) Otras Normas
- Ensayos de fricción y desgaste. ASTM (2000)

## 2.4 MAQUINAS DE ENSAYO DE DESGASTE

### 2.4.1 Importancia de los Tribómetros

Es determinante indicar que la limitación del manejo de estos equipos sin dudarlo señalaremos su alto costo. Otra causa es que la máquina se limita a las pruebas que se pueden realizar con él con la limitación del tipo de muestras para el cual se elaboró, observando que es muy difícil tener un solo equipo que dé respuesta a las exigencias pertinentes. Debemos de mencionar que los componentes fabricados en otros países impiden asegurar una solución en un determinado tiempo aun contando con el personal capacitado. (Castillo & Toapanta, 2019)

El requerimiento de tener controlado el desgaste y fricción en los diferentes tipos de metal, observando velocidades de rotación variable, asimismo aplicando cargas y sobre todo que el costo no sea muy elevado. Esto conlleva a la idea de diseño y fabricación de equipos propios que nos permitan la optimización en las tareas de investigación de nuevas aleaciones tribológicas. (Cajahuishca, 2015)

Conociendo nuevas alternativas en las aleaciones y contando con el equipo necesario, podemos simular el desgaste y fricción, permitiéndonos cuantificar el coeficiente de desgaste y fricción, lo que nos permitirá una correcta evaluación (Verónica, 2011). Si podemos determinar el coeficiente de fricción entonces lograremos evaluar las propiedades de las diferentes aleaciones que las podremos clasificar como aleaciones tribológicas en el diseño de sistemas tribológicos para las maquinarias (Cajahuishca, 2015).

### 2.4.2 Definición de los Tribómetros

El desafío de tener una máquina que nos permita realizar las simulaciones de desgaste, lubricación y fricción, dio origen a un prototipo llamado tribómetro, instrumento que nos permitirá la realización del estudio de la ciencia de la tribología. Se conoce diferentes formas de poder cuantificar la fricción gracias al tribómetro, uno de los métodos se genera con una

bola que desliza sobre una determinada superficie referencial encontrando los valores relativos de fricción, este método será llamado bola sobre disco.

La forma más práctica para determinar el coeficiente de fricción es un aparato donde se debe considerar una masa en reposo y otra colgante, conectadas mediante una polea, Figura 2.9 (Iniesta, 2017).

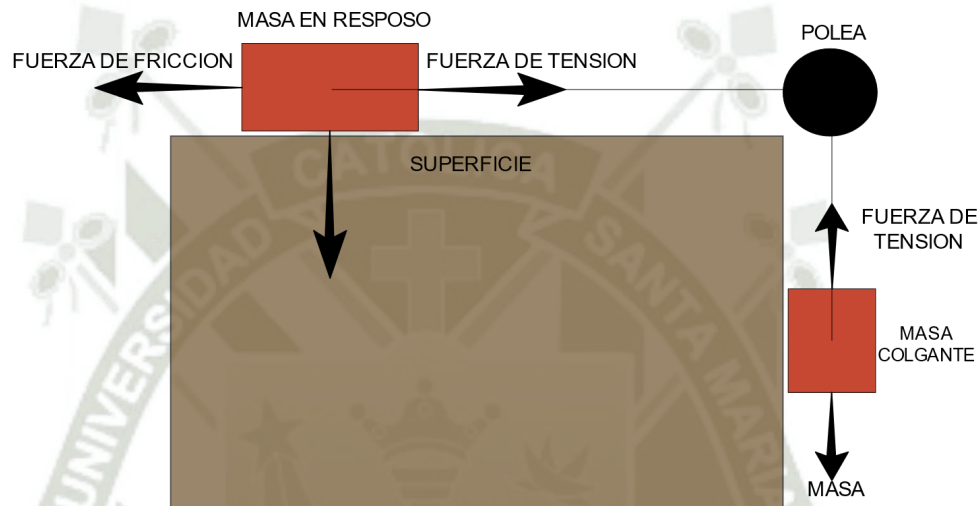


Figura 2.9 Aparato para medir fricción  
Fuente: Elaboración propia

El coeficiente de fricción estático  $\mu_s$  es una constante esencial para resolver la fuerza de fricción. De acuerdo a la mecánica clásica Mott (2006), la fuerza de fricción estática es siempre menor al producto de la normal y el coeficiente de fricción estática, ver ecuación. (2.1).

$$F_f \leq \mu_s \times N \quad (2.1)$$

Donde la fuerza normal representa la N, el cual es igual al peso por la constante gravitacional.

Podemos calcular el coeficiente de fricción de este aparato en dos pasos: ( $m_1$ ) será la masa colgante y ( $m_2$ ) la masa colocada en la superficie de referencia, ahora al conocer la

fuerza de fricción estática generada en la masa ( $m_2$ ) podremos observar que esta debe estar libre de aceleración, para que esto suceda la tensión de la cuerda producida por la masa ( $m_1$ ) debe ser igual a la fuerza de fricción y la fuerza de fricción debe ser igual al peso del objeto colgante. Así,  $F_f$  debe ser igual al peso  $W$ .

Sabemos que:

$$N = mg \quad (2.2)$$

Se tiene que:

$$\mu_s \times m_2 \times g = F_f \quad (2.3)$$

Y como la fuerza de fricción es igual al peso del objeto colgante se obtiene que:

$$\mu_s = \frac{m_2 \times g}{m_1 \times g} \quad (2.4)$$

Se observó que el aparato solo nos permite cuantificar el coeficiente de fricción estático, ya que el peso de la masa colgante es equivalente al valor de la fuerza de fricción generada por la masa en reposo. Iniesta, nos hace conocer que esta ejemplificación es un método arcaico en medir la fuerza de fricción (Iniesta, 2017). Este aparato llamado tribómetro fue utilizado extensamente para calcular experimentalmente la fricción. Las evaluaciones tecnológicas han demostrado que el uso de estos aparatos no va a arrojar valores con mucha exactitud, brindando dudas en los resultados.

### 2.4.3 Clasificación de los Tribómetros

En la actualidad la exigencia tecnológica ha encontrado en los tribómetros la base necesaria en la limitación del contacto de las diferentes piezas mecánicas que forman una máquina, gracias a los tribómetros se determina valores con mucha exactitud, conociendo estos valores agrandamos el tiempo de vida, pues seleccionaremos materiales con un comportamiento óptimo al desgaste, por tanto, se habrá generado confiabilidad.

La ingeniería en el rubro de tribómetros, oferta equipos con diferentes características, por lo que hay que entender que no necesariamente uno de estos equipos se ajuste al requerimiento del investigador. Esto Podría traer complicaciones al no encontrar el equipo adecuado.

Una de las formas para cuantificar el desgaste y fricción se basa en una bola deslizante, es el método estándar, aquí podríamos hablar de un tribómetro comercial. El tribómetro de bola permite una gran cantidad de variantes, si nombráramos bolas deslizantes, involucraríamos esferas, tambores, discos y otras superficies. (Francisco, 2010)

En los diferentes laboratorios de tribología, los aparatos que tiene gran frecuencia de uso en las mediciones de fricción y que acompaña también el grado asociado de desgaste en una superficie malograda, es llamado tribómetro de tipo Pin on disk como se ve en la Figura 2.10., pero existen otros equipos que son utilizados en diferentes laboratorios que a continuación se detalla:

- Máquina de cilindros cruzados.
- Máquina de perno disco.
- Máquina de líquidos impactantes.
- Máquina de discos sobre película abrasiva.
- Máquina de arena y disco vulcanizado

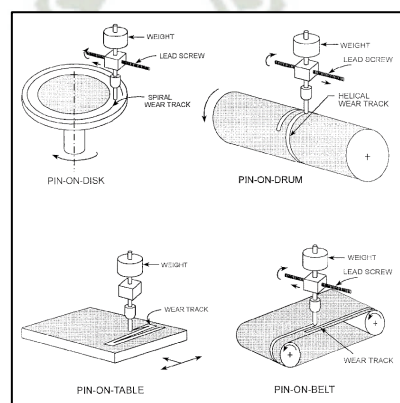


Figura 2.10 Sistema de desgaste con pines

Fuente: Extraído de Francisco (2010)

Todos estos diseños han sido fabricados por diferentes laboratorios considerando el tipo de contacto que se pueda observar en la maquinaria existente en la actualidad. No debemos olvidar que todo equipo de prueba debe estar sujeta a ciertas normas establecidas, es decir deben estar normalizadas.

En la ciencia de la tribología se busca la aceptación basadas en las normas de America Society for Testing and Materials (ASTM), brindándonos información referente a los tribómetros. Se encuentra situada en la sección ASTM G77 para contacto plano-cilindro, ASTM G132-96 para perno-disco, ASTM G83-96 para cilindros cruzados, ASTM G-99 para desgastes deslizantes y ASTM G105 para máquinas de ensayos de abrasión. (Cajahuishca, 2015)

- a) Pin sobre mesa oscilante, Figura 2.11. Dicha maquina está formada por los siguientes componentes: una superficie plana capaz de moverse en las direcciones de la flecha (1), la espiga (2) esta fija en un anillo (5), la carga normal se emplea por medio del anillo (3) y esta se evalúa por la deflexión del anillo, un abrazo horizontal (4) fijo a una suspensión bifilar el cual también esta fija al anillo (5) y el arrastre friccional provoca una deflexión que se puede medir. (José García, 2013)

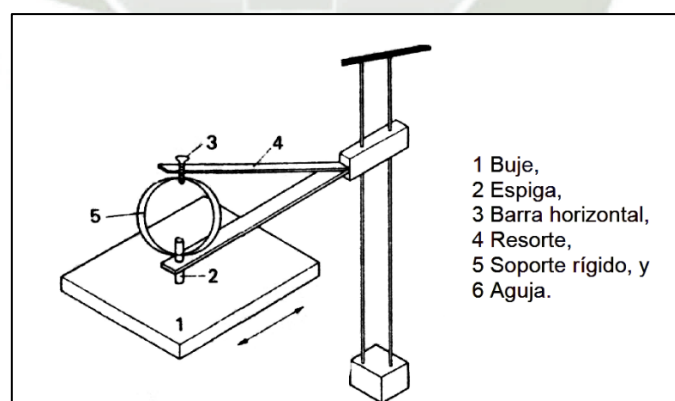


Figura 2.11 Máquina pin sobre mesa oscilante

Fuente: Extraído de José García (2013)

- b) Pin sobre buje, Figura 2.12, en esta máquina la espiga (2) se fija a una barra horizontal de carga (3). Luego que la espiga esta sujeta, esta se coloca sobre

un buje rotatorio (1). La barra de carga esta fija a un resorte (4) y en el otro extremo esta fija aun soporte rígido (5). El arrastre friccional hace que el resorte se estire y mueva una aguja (6) el cual se ubica unidad a un pedazo de hierro suave suspendido en un campo magnético. La deflexión de la aguja debido a la fricción que presenta esta, hará que el núcleo se mueva provocando un cambio de fuerza del campo inducido. La señal resultante se puede registrar y amplificar. (José Garcia, 2013)

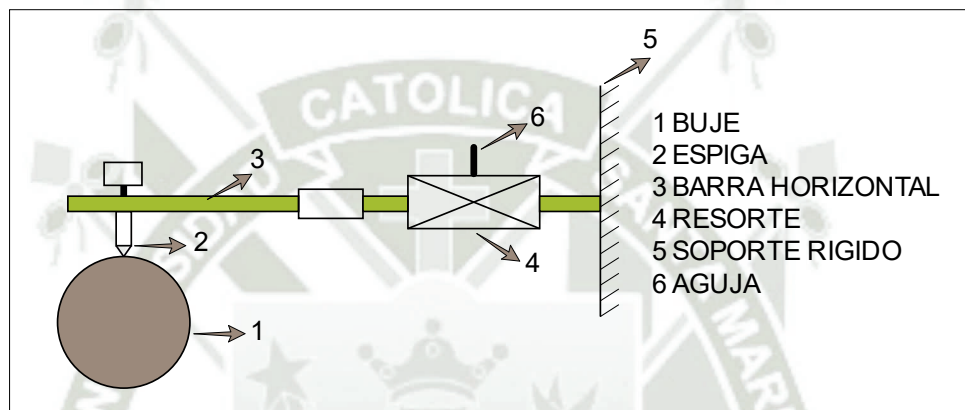


Figura 2.12 Máquina pin sobre buje

Fuente: Extraído de José Garcia (2013)

- c) Cilindros cruzados, Figura 2.13, en esta máquina una espiga cilíndrica (1) se sitúa sobre un cilindro giratorio de mayor diámetro. Esta espiga se encuentra ajustada a un resorte (2) en el cual se deforma por causa del arrastre friccional y esta deformación se censa por un traductor. (José Garcia, 2013)

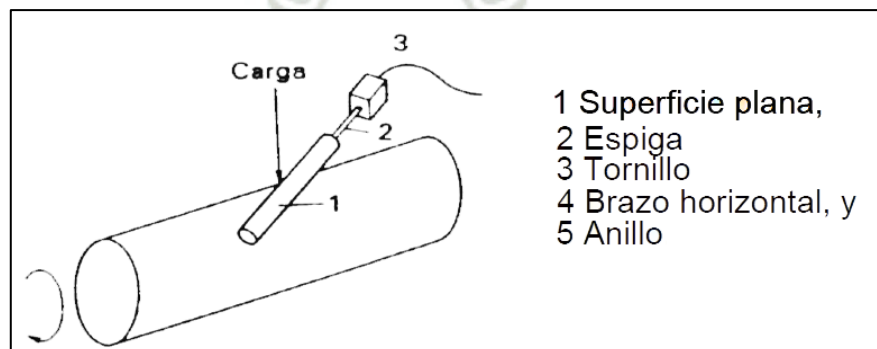


Figura 2.13 Cilindros cruzados

Fuente: Extraído de Verónica (2011)

- d) Pin sobre cilindro, Figura 2.14, esta máquina está formada por una espiga geométrica hemisférica o cilíndrica que está adaptada sobre un cilindro el cual gira a determinadas rpm. La deflexión de la espiga debido a la fricción se mide mediante calibradores o transductores de deformación, por lo cual están adaptados en la sección que ésta estrecha. (José Garcia, 2013)

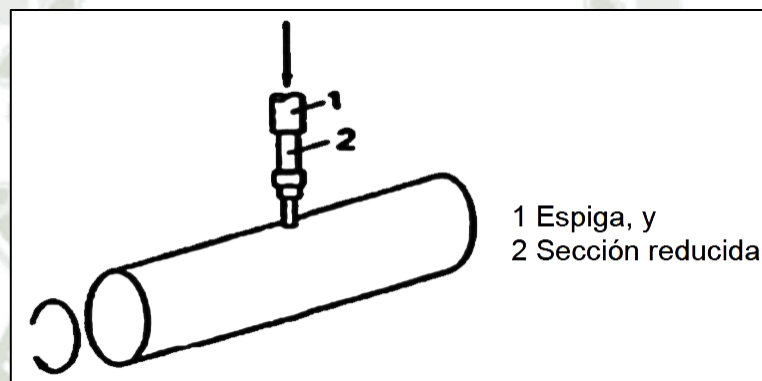


Figura 2.14 Máquina pin sobre cilindros

Fuente: Extraído de Verónica (2011)

- e) Máquina de Pin sobre disco, esta máquina se utiliza para pruebas de desgastes, Figura 2.15, en el cual la espiga (1) se coloca de forma perpendicular a un disco giratorio (2). Las variables que dirigen las pruebas son la temperatura ambiente, la carga normal, la atmósfera y la velocidad de deslizamiento. La cantidad de desgaste puede determinarse pesando la probeta en una balanza analítica. (José Garcia, 2013)

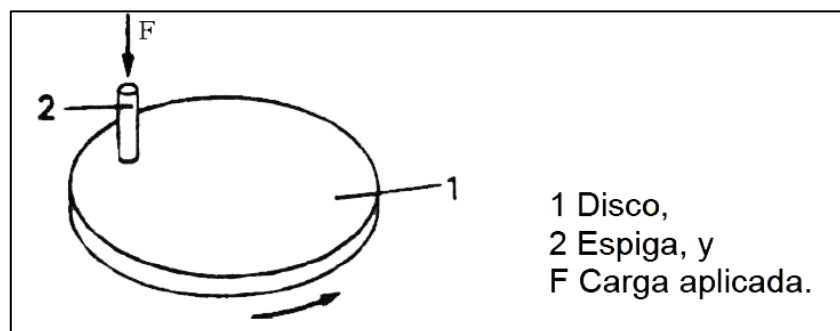


Figura 2.15 Máquina pin sobre disco

Fuente: Extraído de Verónica (2011)

Otras máquinas que son muy comunes en los ensayos de desgaste tipo espiga sobre discos son las que se muestran a continuación:

- Tribómetro CSEM, la cual se presenta en la, Figura 2.16.



Figura 2.16 Tribómetro CSEM

Fuente: Extraído de José García (2013)

- Tribómetro FALEX ISC – 200PC la cual se presenta en la, Figura 2.17.



Figura 2.17 Falex ISC-200 PC

Fuente: Extraído de José García (2013)

#### 2.4.4 Resumen del método del ensayo

Para los ensayos de desgaste en máquinas que son de tipo espiga sobre disco, se requieren dos especímenes. Dicha espiga se posiciona con una punta hemisférica de forma perpendicular al disco. La trayectoria del deslizamiento es de forma circular que está en la superficie del disco. El plano de disco puede dirigirse de manera vertical o horizontal.

El pin generalmente se coloca contra el disco a una carga determinada por medio de una palanca o un brazo en el cual se le agregan pesos. Se pueden utilizar otros métodos de carga, como el sistema neumático o hidráulico.

Los resultados obtenidos sobre el desgaste producido se presentan por separado, como pérdidas en el volumen del pin y del disco en milímetros cúbicos. Por cada material se debe realizar un ensayo por sus posiciones como disco y como espiga. El desgaste se determina según la medición dimensional lineal más apto para cada uno de las piezas antes y después de realizarse la prueba, también se puede realizar medición mediante el peso de estas probetas.

Una de las formas de medición lineal del desgaste de piezas puede ser, la variación de longitud o forma de la espiga, y la variación de profundidad o forma del disco. En cuyos casos la unidad de medida sería en milímetros y podrían ser determinados por cualquier método de metrología.

Las unidades de medida se utilizarán para determinar el volumen del desgaste, esto serán medidos en milímetros cúbicos y se emplearán en relaciones geométricas. En la mayoría de los casos se usa las mediciones lineales de desgaste, ya que la pérdida de masa es demasiada pequeña para poder ser medida con precisión.

Los resultados de desgaste generalmente son obtenidos realizando los ensayos a determinadas velocidades, deslizamiento y cargas seleccionadas. Esto lo establece la norma ASTM (2000). Los resultados de desgaste pueden ser graficados como distancia de deslizamiento versus volumen de desgaste, usando varios especímenes para distintas distancias de deslizamiento. (Mott, 2006)

Estos gráficos pueden presentar relaciones lineales y no lineales entre la distancia de deslizamiento y volumen de desgaste, en ciertas porciones de distancia de deslizamiento recorrida. La causa de esta diferencia es debido a la transición y al periodo de asentamiento entre diferentes regiones de mecanismos dominantes de desgaste. La magnitud de dichos periodos no lineales depende de los límites del sistema de la prueba de materiales y condiciones de la prueba. (Mott, 2006)



## Capítulo 3

# DISEÑO CONCEPTUAL

### 3.1 INTRODUCCIÓN

Actualmente existen diferentes procedimientos de diseño en la rama de la Ingeniería Mecánica, es por ello que en este capítulo se realiza un procedimiento práctico y eficaz, basado en la bibliografía desarrollada durante el proceso de formación profesional, como es el caso de (Mott, 2006), aquí encontramos 9 pasos para obtener el diseño deseado. Durante el capítulo se hará un análisis detallado de estos criterios, mostrando alternativas y posibles soluciones para el diseño de la máquina.

### 3.2 PROCESO DEL DISEÑO

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica, además de ser un proceso innovador y altamente iterativo. Es un proceso de toma de decisiones, que en ocasiones deben tomarse con muy poca información, en otras con apenas la cantidad adecuada y en ocasiones con un exceso de información. Si el plan o proceso resulta en la

creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse. (Budynas, 2012)

De acuerdo con Mott (2006) el proceso del diseño involucra 9 etapas, las cuales se presentan en el siguiente mapa conceptual de la Figura 3.1

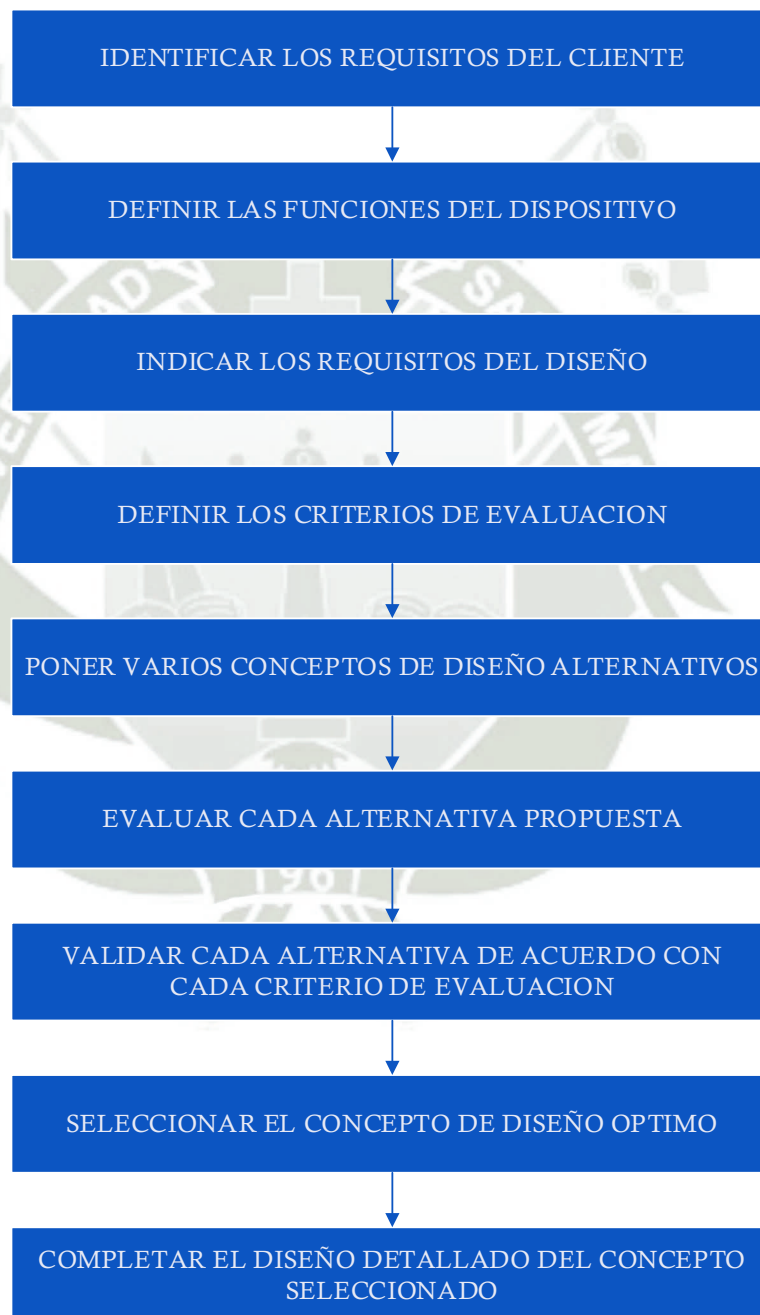


Figura 3.1 Matriz mapa del proceso del diseño

Fuente: Extraído de Mott (2006)

A continuación, se procederá a detallar cada uno de los pasos mostrados anteriormente.

### 3.2.1 Identificar los requisitos del cliente

Debido a que el presente trabajo de investigación es para el uso académico en diferentes instalaciones tecnológicas de materiales en Universidades o laboratorios, la máquina tiene las características necesarias para adaptarse a este requisito, las cuales son:

- a) Cumple con la normativa ASTM G-99, para ensayos de fricción Pin on disk tales como carga, velocidad de rotación y diámetro de pin.
- b) Debe ser fácil de trasladar de un lugar a otro.
- c) Debe adecuarse a la capacidad del laboratorio, por lo que no debe ser de dimensiones extensas.
- d) La operación debe ser asequible y segura, debido a que será utilizada por alumnos.
- e) Debe tener baja vibración, para evitar fallas en las mediciones finales.
- f) Debe ser económica en comparación con las máquinas existentes en el mercado.
- g) Debe ser de fácil mantenimiento.

### 3.2.2 Definir las funciones del dispositivo

Se debe enlistar y establecer las especificaciones de desempeño, es decir lo que este debe hacer. En este paso no se especifica como debe ser el dispositivo, solamente se define lo que se espera de él. Por lo que se considera para nuestro diseño:

- a) La máquina debe recibir potencia de un motor eléctrico a través de un eje.
- b) El equipo debe tener la capacidad de efectuar su tarea en diferentes condiciones de trabajo.
- c) La máquina debe contar con un sistema que nos permita aplicar una carga variable.
- d) Debe tener un dispositivo de control de velocidad, para diferentes ensayos que se requieren durante el proceso.

- e) El sistema de transmisión de carga debe ser preciso, para evitar errores durante los ensayos.
- f) Debe tener un sistema de fijación para el pin y disco.

### 3.2.3 Indicar los requisitos del diseño

Los requisitos del diseño, se establecen de acuerdo a la norma ASTM G99 y a los requerimientos dados por los diseñadores, estos son:

- EL diámetro del pin será entre 2 a 10 mm.
- La longitud del pin se estima en 50 mm.
- El diámetro del disco será entre 30 a 100 mm.
- El espesor del disco será entre 2 a 10 mm.
- La velocidad de rotación del motor será entre 0,3 a 3 rad/s (60 a 600 rpm).
- La carga que se aplicará será entre 10 a 50 N.
- El motor debe trabajar manteniendo una velocidad constante. (61% de la velocidad nominal del motor a plena carga).
- El sujetador del pin y el brazo deben ser de construcción sustancial para reducir el movimiento vibratorio durante la prueba.
- Las dimensiones de la maquina serán de 400 x 700 mm, con una altura máxima de 800 mm.
- Debe de cumplir con las normas de seguridad establecidas por el laboratorio de la universidad.
- Es importante que el costo sea moderado respecto a las maquinas Pin on disk existentes en laboratorios industriales.
- El motor y el sistema de transmisión deben tener dispositivos de protección, para que no se encuentre expuestos.

### 3.2.4 Definir los criterios de evaluación

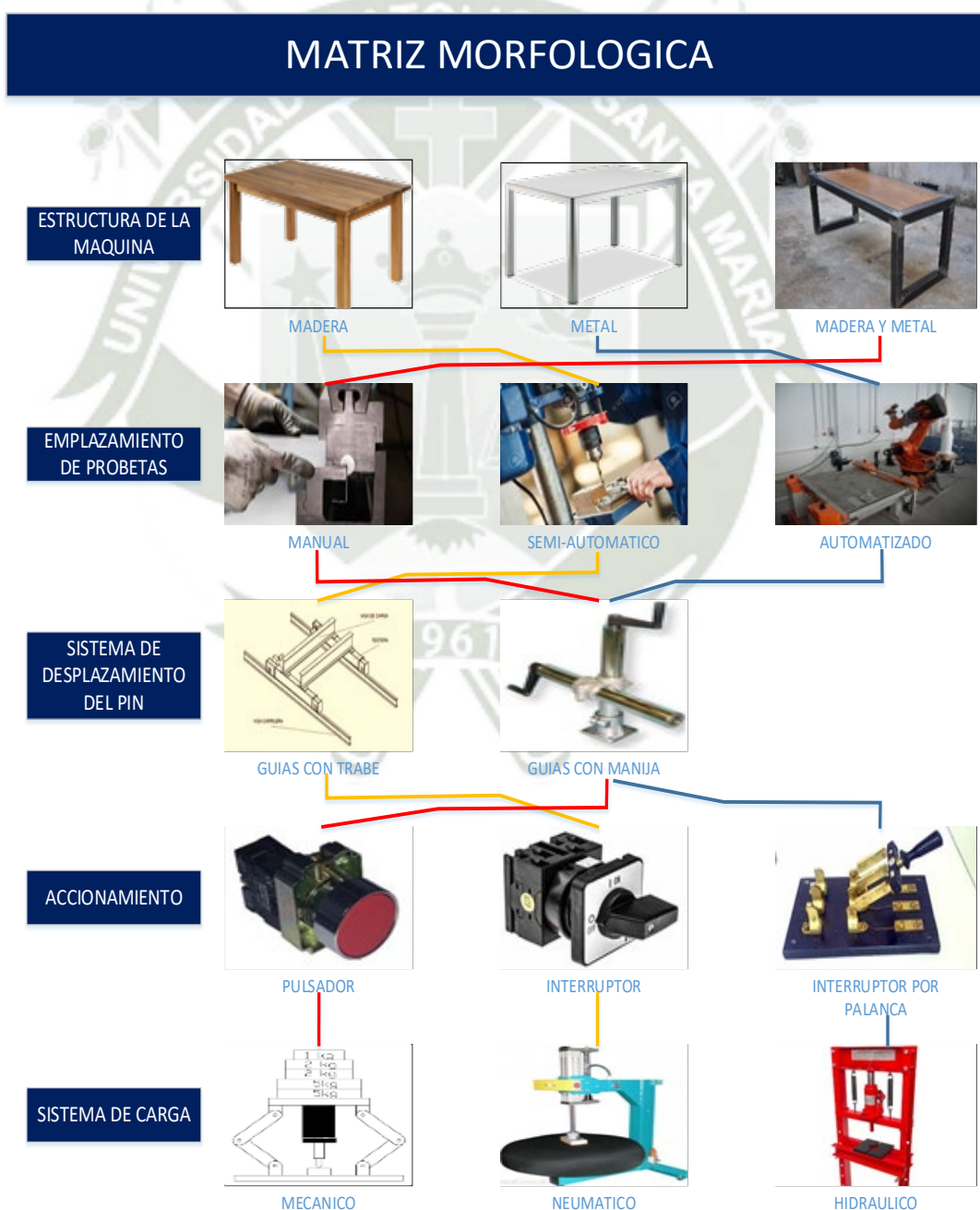
Los criterios de evaluación reflejan las necesidades especiales de este proyecto, por lo tanto, estos son:

- a) Seguridad. Debido a que esta máquina será manipulada por los estudiantes, la seguridad que la maquina debe brindar durante su operación es de vital importancia. Por lo que debe contar con un manual de usuario en el cual se encontraran las indicaciones y recomendaciones para su correcto uso.
- b) Desempeño. Se realizarán diferentes opciones de diseño, dentro de estas observaremos y cuantificaremos su efectividad durante el ensayo, es por eso que hablar de desempeño es importante debido a que no todas las opciones tendrán el mismo.
- c) Facilidad de manufactura. Este criterio se puede definir como una colección de diferentes métodos y técnicas para mejorar la fabricación de componentes o piezas de la máquina, analizando geometrías, valores y tolerancias, los cuales ayudaran a disminuir los costos de fabricación.
- d) Facilidad de reemplazo de componentes. Durante el proceso de operación y el uso de la máquina, va a existir el desgaste de algunas piezas y componentes de esta, es necesario diferenciar que opciones de diseño presentarán mayor facilidad en cuanto al remplazo de componentes, ya que también se verá reflejado en costos.
- e) Costos. Los diferentes costos de cada alternativa propuesta tendrán un significado relevante, que garantizarán el criterio de selección del diseño óptimo. Cabe resaltar que estamos buscando el menor costo para la implementación en el laboratorio.
- f) Dimensiones físicas. Las dimensiones físicas son preponderantes al momento de implementar una máquina en un laboratorio, ya que una máquina demasiado grande va ser difícil ubicarla en el sitio donde vaya ser utilizada, a la vez que tener un peso menor, que permita su fácil transporte y manipulación sin problemas.

### 3.2.5 Proponer varios conceptos de diseño alternativos

Para este paso se optará por el uso de la matriz morfológica. En la matriz se podrá apreciar las distintas opciones de diseño que podemos tener presentes, debemos recordar que esta es una herramienta muy importante en la generación de ideas y posibles soluciones.

En esta matriz evaluaremos tanto el aspecto físico como sus principales funciones o sistemas parciales. Además, se generan diferentes ideas que darán como resultado las alternativas de solución de las cuales elegiremos la más óptima, tal como se muestra en la Figura 3.2.



Continuación...

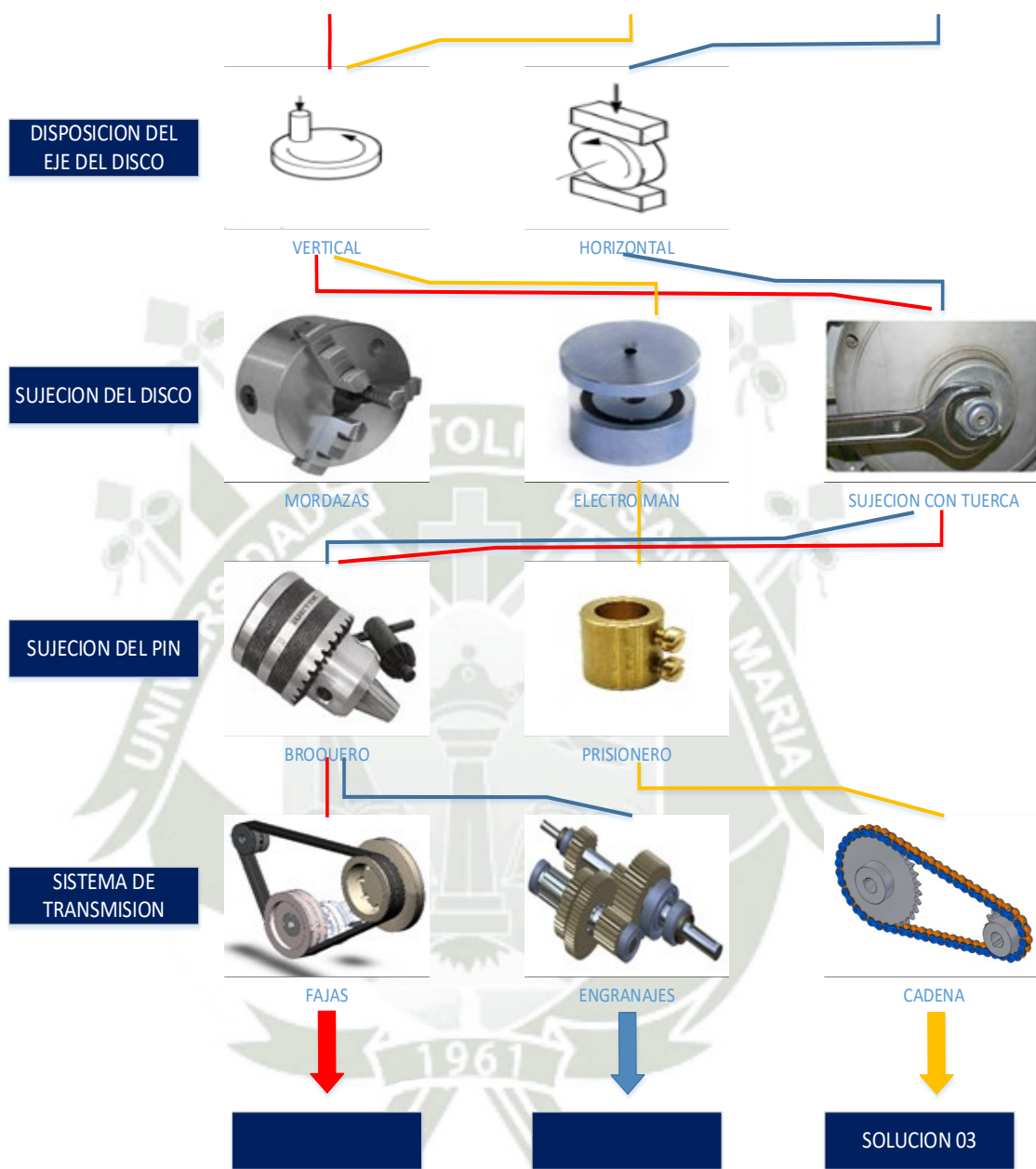


Figura 3.2 Matriz morfológica

Fuente: Elaboración propia

Según la matriz morfológica desarrollada, tenemos 3 opciones de diseño, estas son evaluadas en el siguiente paso.

### 3.2.6 Evaluar cada alternativa propuesta

En este paso se procede a mostrar los bosquejos de las propuestas de diseño que obtuvimos.

#### a) Solución Nro. 1

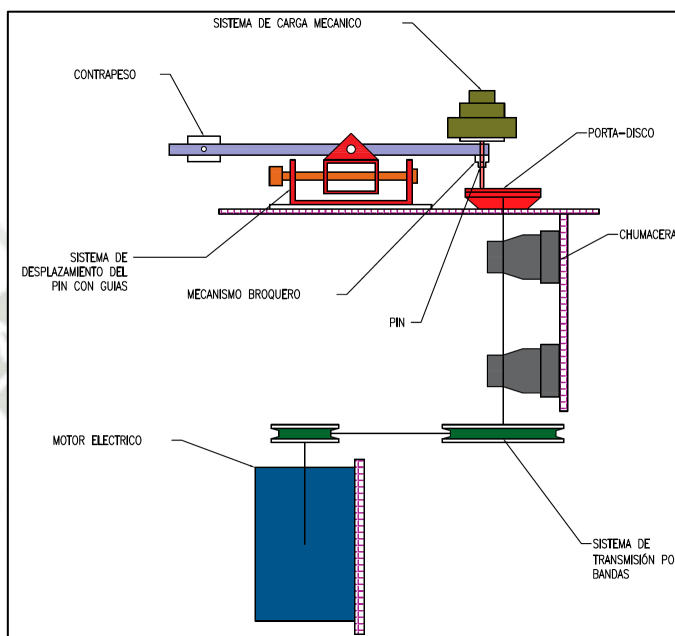


Figura 3.3 Solución Nro. 1

Fuente: Elaboración propia

#### b) Solución Nro. 2

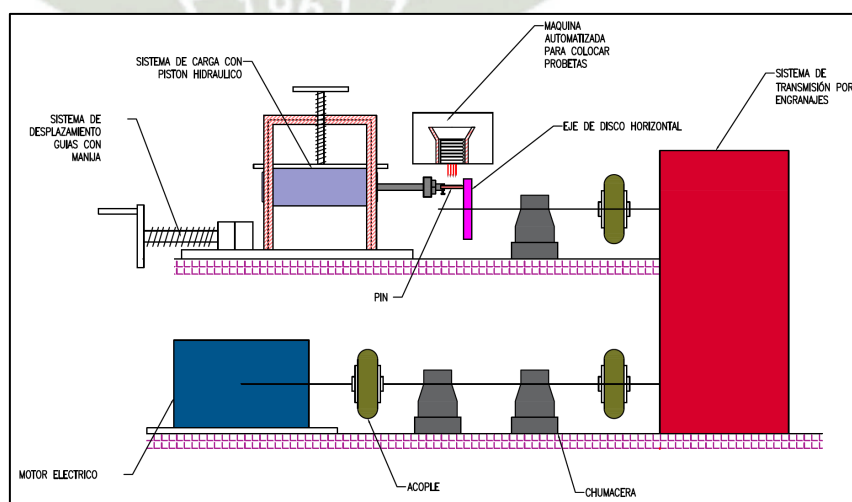


Figura 3.4 Solución Nro. 2

Fuente: Elaboración propia

c) Solución Nro. 3

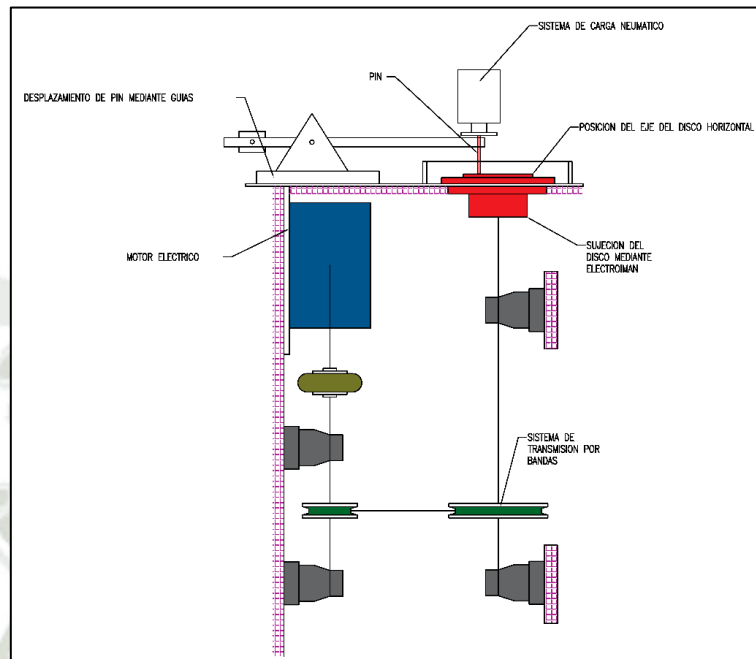


Figura 3.5 Solución Nro. 3

Fuente: Elaboración propia

**3.2.7 Validar cada alternativa de acuerdo a cada criterio de evaluación**

Generalmente, para decidir entre diferentes alternativas de solución generadas en la etapa de diseño mecánico, basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Es por ello que elegimos el método que tiene por nombre **Método ordinal corregido de criterios ponderados**.

Este método nos permite sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, obtener resultados globales lo suficientemente significativos para nuestro diseño (Romeva, 2012). La manera de evaluar los criterios es enfrentar cada factor en una tabla y asignando los siguientes valores:

- 1 si la opción de diseño de la fila es superior al de la columna.
- 0.5 si la opción de diseño de la fila es igual al de la columna.
- 0 si la opción de diseño de la fila es inferior al de la columna.

A continuación, se procederá a evaluar los factores de diseño mencionados anteriormente en diferentes tablas:

a) Evaluación de factor Seguridad

Tabla 3.1 Evaluación del factor de seguridad

SEGURIDAD	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma$	PONDERADO
ALTERNATIVA 1		0	0.5	0.5	0.17
ALTERNATIVA 2	1		1	2.0	0.66
ALTERNATIVA 3	0.5	0		0.5	0.17
<b>TOTAL</b>				3.0	1.00

Fuente: Elaboración propia

b) Evaluación de factor Desempeño

Tabla 3.2 Evaluación del factor Desempeño

DESEMPEÑO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma$	PONDERADO
ALTERNATIVA 1		0	0	0.0	0.00
ALTERNATIVA 2	1		1	2.0	0.67
ALTERNATIVA 3	1	0		1.0	0.33
<b>TOTAL</b>				3.0	1.00

Fuente: Elaboración propia

c) Evaluación de factor Facilidad de manufactura

Tabla 3.3 Evaluación de factor Facilidad de Manufactura

MANUFACTURA	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma$	PONDERADO
ALTERNATIVA 1		1	1	2.0	0.66
ALTERNATIVA 2	0		0.5	0.5	0.17
ALTERNATIVA 3	0	0.5		0.5	0.17
<b>TOTAL</b>				3.0	1.00

Fuente: Elaboración propia

d) Evaluación de factor Reemplazo de Componentes

Tabla 3.4 Evaluación de factor reemplazo de componentes

REEM.COMP	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma$	PONDERADO
ALTERNATIVA 1		1	1	2.0	0.66
ALTERNATIVA 2	0		0.5	0.5	0.17
ALTERNATIVA 3	0	0.5		0.5	0.17
<b>TOTAL</b>				3.0	1.00

Fuente: Elaboración propia

e) Evaluación de factor Costo

Tabla 3.5 Evaluación de factor de costo

COSTO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma$	PONDERADO
ALTERNATIVA 1		1	1	2.0	0.67
ALTERNATIVA 2	0		0	0.0	0.17
ALTERNATIVA 3	0	1		1.0	0.33
<b>TOTAL</b>				3.0	1.00

Fuente: Elaboración propia

f) Evaluación de factor dimensiones físicas

Tabla 3.6 Evaluación de factor dimensiones físicas

DIMEN.FISIC	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma$	PONDERADO
ALTERNATIVA 1		1	1	2.0	0.67
ALTERNATIVA 2	0		0	0.0	0.00
ALTERNATIVA 3	0	1		1.0	0.33
<b>TOTAL</b>				3.0	1.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.7 Evaluación de alternativas de diseño

CONCLUSIONES	SEGURIDAD	DESEMPEÑO	FACILIDAD DE MANUFACTURA	REEMPLAZO DE COMPONENTES	COSTOS	DIMENSIONES FÍSICAS	TOTAL
ALTERNATIVA 1	0.5	0.0	2.0	2.0	2.0	2.0	8.5
ALTERNATIVA 2	2.0	2.0	0.5	0.5	0.0	0.0	5.0
ALTERNATIVA 3	0.5	1.0	0.5	0.5	1.0	1.0	4.5

Fuente: Elaboración propia

Como se observa la alternativa de solución óptima es la N°1. A partir de esta solución procedemos con el diseño de ingeniería básica.

### 3.2.8 Ingeniería básica

#### 3.2.8.1 Especificaciones de diseño

Las especificaciones de diseño son recomendados de acuerdo a la norma ASTM G99 – 95 que describe un procedimiento realizado dentro de un laboratorio para determinar el desgaste de diversos tipos de materiales. En dicha norma presentaron condiciones que ayudaron a obtener resultados de ensayos para maquinas Pin on disk.

A continuación, fijamos algunos parámetros determinados por la norma ASTM (2000) mencionada anteriormente para realizar los cálculos de ingeniería:

$$\phi_{\text{pin}} = 10 \text{ mm}$$

$$F_N = 50 \text{ N}$$

$$m = 5.10 \text{ kg}$$

$$\phi_{\text{disco}} = 100 \text{ mm}$$

$$e_{\text{esp}} = 3 \text{ mm}$$

Donde

$\phi_{\text{pin}}$  : Diametro de Pin [mm]

$F_N$  : Fuerza normal [N]

$m$  : Masa de pesas [kg]

$\phi_{\text{disco}}$  : Diametro del disco [mm]

$e_{\text{esp}}$  : Espesor del disco [mm], [pulg]

Para el análisis de las probetas, pin y disco, el material que se utilizará es Acero AISI 1020 laminado en caliente (ver Anexo A), las especificaciones del material de describen a continuación:

$$S_y = 207 \text{ MPa}$$

$$S_u = 379 \text{ MPa}$$

$$\rho = 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Donde:

$S_y$  : Esfuerzo de fluencia [MPa]

$S_u$  : Esfuerzo ultimo [MPa]

$\rho$  : Densidad  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$

Para garantizar el diseño seguiremos sometiéndonos a la norma ASTM G99 – 95. Esta norma establece el rango de velocidad de rotación para el análisis de desgaste la cual será entre 0.3 rad/s a 3 rad/s (60 a 600 rpm), y además considera un motor que sea capaz de mantener una velocidad constante a plena carga.

Así, esta condición será:

$$\omega_{\text{diseño}} = 600 \text{ RPM}$$

Donde

$\omega_{\text{diseño}}$  : Velocidad angular de diseño [RPM]

### 3.2.8.2 Dimensionamiento y análisis del pin

Para el dimensionamiento se toma como base la norma ASTM (2000). Este estándar indica que el pin puede variar entre 2 a 10 mm, y la longitud del pin puede ser cualquiera Figura 3.6. Como condición de diseño, se debe considerar las cargas más críticas. En este caso al considerar mayor diámetro, la fuerza de fricción será mayor por tener mayor área de contacto. Es por ello que se considera un diámetro de pin  $\phi = 10$  mm, que es el mayor diámetro de pin posible.

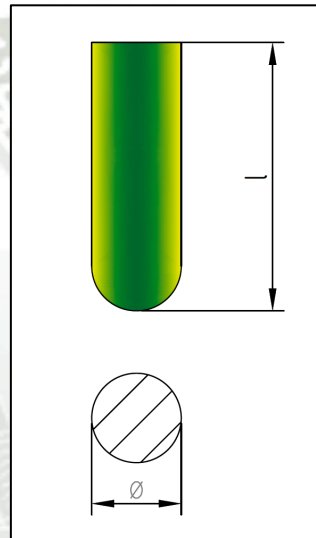


Figura 3.6 Dimensionamiento del pin

Fuente: Elaboración propia

Donde

$\phi$  : Diámetro del pin [mm]

l : Longitud del pin [mm]

El sistema de conexión del pin será mediante un broquero. Este dispositivo de sujeción es indispensable para mantener estable nuestro pin durante la prueba tal como se muestra en la Figura 3.7.

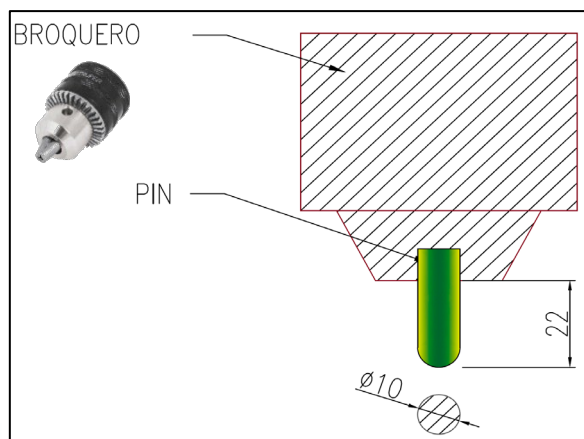


Figura 3.7 Conexión del Pin

Fuente: Elaboración propia

En el sistema de conexión se muestran diversas fuerzas que se ejercen sobre el pin, esto es determinante para nuestro análisis, y para efectos de cálculo se tomará el extremo del pin como si fuera una superficie plana. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la Figura 3.8

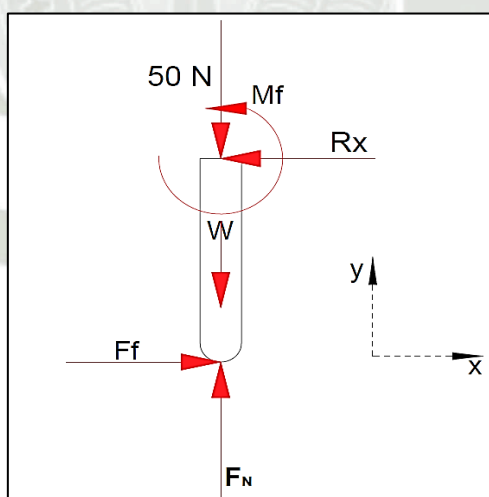


Figura 3.8 Análisis de fuerzas en el Pin

Fuente: Elaboración propia

Para calcular las diferentes fuerzas, emplearemos la Primera ley del movimiento de Newton que se anuncia como sigue:

“Si la fuerza resultante que actúa sobre una partícula es cero, la partícula permanecerá en reposo (si originalmente estaba en reposo) o se moverá con velocidad constante en línea recta (si originalmente estaba en movimiento)”. Podemos concluir que una partícula puede estar en reposo o moviéndose en línea recta con una velocidad constante. A continuación, se calcula:

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\sum F_x = 0$$

$$F_f - R_x = 0$$

$$F_f = R_x$$

(3.1)

Sumatorias fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$F_N - W - 50N = 0$$

$$F_N = 50N + V_{pin} \times \rho_{pin}$$

$$F_N = 50N + \frac{\pi \times (0.01m)^2 \times 0.03m}{4} \times 7860 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_N = 50N + 0.18N$$

$$F_N = 50.18N$$

Reemplazando en, ecuación (3.1).

$$R_x = F_f = \mu_s F_N$$

$$F_f = 0.74 \times 50.18 N$$

$$F_f = 37.13 N$$

A continuación, se muestra el coeficiente de fricción, del acero con acero, este dato se adoptará para el cálculo del sistema Pin on disk. Ver Figura 3.9.

<b>Coefficients of Friction</b>		
	$\mu_s$	$\mu_k$
Rubber on concrete	1.0	0.8
<b>Steel on steel</b>	<b>0.74</b>	0.57
Aluminum on steel	0.61	0.47
Glass on glass	0.94	0.4
Copper on steel	0.53	0.36
Wood on wood	0.25–0.5	0.2
Waxed wood on wet snow	0.14	0.1
Waxed wood on dry snow	—	0.04
Metal on metal (lubricated)	0.15	0.06
Teflon on Teflon	0.04	0.04
Ice on ice	0.1	0.03
Synovial joints in humans	0.01	0.003

*Note: All values are approximate. In some cases, the coefficient of friction can exceed 1.0.*

Figura 3.9 Coeficiente de fricción

Fuente: Extraído de Budynas (2012)

- Cálculo de momento ejercido sobre el Pin  $M_f$ . Para realizar el calculo asumimos una longitud efectiva del pin  $l_{ef} = 22 \text{ mm}$ . Esto para fines de diseño, dado que es la longitud maxima entre el broquero y el disco.

$$M_f = F_f \times l_{ef}$$

$$M_f = 37.13 \text{ N} \times 0.022 \text{ m}$$

$$M_f = 0.82 \text{ Nm}$$

Donde

$F_f$  : Fuerza de fricción del Pin [N]

$F_N$  : Fuerza normal del Pin [N]

$W$  : Peso del Pin [kg]

$V_{pin}$  : Volumen del Pin [m<sup>3</sup>]

- $\rho_{pin}$  : Densidad del Pin  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- $\mu_s$  : Coeficiente de fricción estática del Pin [adimensional]
- $M_f$  : Momento del Pin [Nm]
- $\emptyset$  : Diámetro del Pin [mm]
- $l_{ef}$  : Longitud efectiva del Pin [mm]

- Análisis del Pin en Cortante directo.

Como se muestra en la Figura 3.10, nuestro pin se encuentra sometido a una carga transversal a su eje causada por la fuerza de fricción, y ésta desarrollará una fuerza de corte en el pin. El esfuerzo cortante para una sección circular se calcula con ayuda de las siguientes ecuaciones ( 3.2) y ( 3.3) (Mott, 2006).

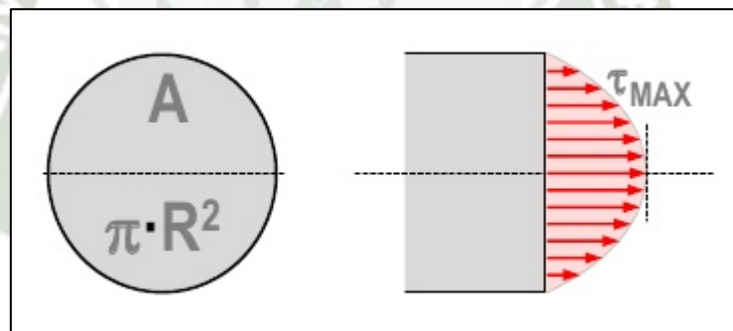


Figura 3.10 Diagrama cortante directo

Fuente: Elaboración propia

Se analizará el primer momento de Área como sigue:

$$Q = \int_h^c y \times dA$$

$$Q = 2 \int_h^c y \times (r^2 - y^2)^{\frac{1}{2}} dy$$

$$Q = \frac{2}{3} \times (R^2 - h^2)^{\frac{3}{2}} \quad (3.2)$$

Entonces reemplazando a la fórmula de esfuerzo cortante:

$$\tau_{yx} = \frac{VQ}{It}$$

$$\tau_{yx} = \frac{V \frac{2}{3} (R^2 - h^2)^{3/2}}{\frac{1}{4} \pi R^4 (r^2 - y^2)^{1/2}}$$

$$I = \frac{\pi R^4}{4}$$

$$\tau_{yx} = \frac{4V}{3A} \left( 1 - \frac{h^2}{R^2} \right) \quad (3.3)$$

→

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

Luego el esfuerzo cortante máximo en el eje del pin será:

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

$$\tau_{max} = \frac{4F_f}{3A}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times (0.01\text{m})^2}{4}$$

$$A = 7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{4 \times 37.13 \text{ N}}{3 \times 7.85 \times 10^{-5} \text{ m}}$$

$$\tau_{max} = 0.63 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} < S_y \rightarrow \text{OK}$$

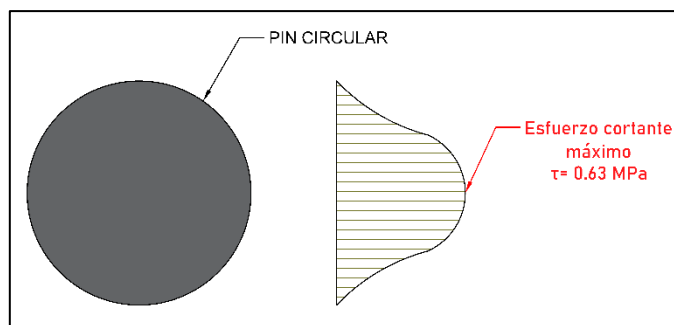


Figura 3.11 Diagrama de fuerzas cortantes

Fuente: Elaboración propia

Donde

$\tau_{\max}$  : Esfuerzo cortante máximo [MPa]

$V$  : Fuerza cortante [N]

$Q$  : Primer momento del área [ $m^3$ ]

$I$  : Inercia [ $m^4$ ]

$t$  : Espesor [m]

$A$  : Área [ $m^2$ ]

### 3.2.8.3 Análisis del disco y porta-disco

Para encontrar el momento resultante requerido se aplica la siguiente ecuación ( 3.4):

$$T = F_f \times r \quad (3.4)$$

A continuación, se muestra el diagrama de cuerpo libre (DCL), para el análisis de las fuerzas y momento torsor que se ejercen sobre el disco.

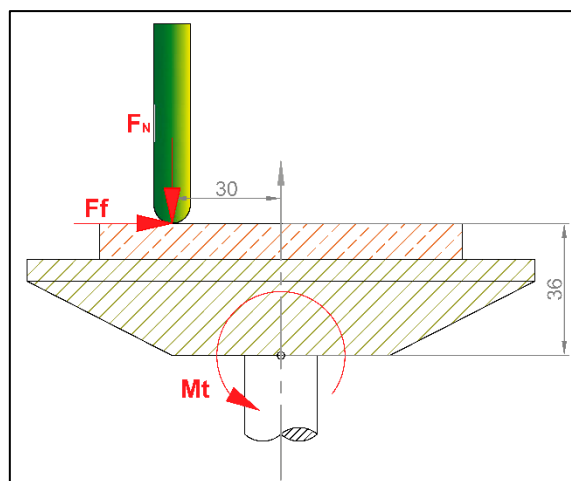


Figura 3.12 Pin, porta - disco

Fuente: Elaboración propia

El sentido real de la fuerza de fricción y torque se muestra en la Figura 3.13, cabe resaltar que la velocidad de giro de rotación nos proporciona la norma ASTM (2000).

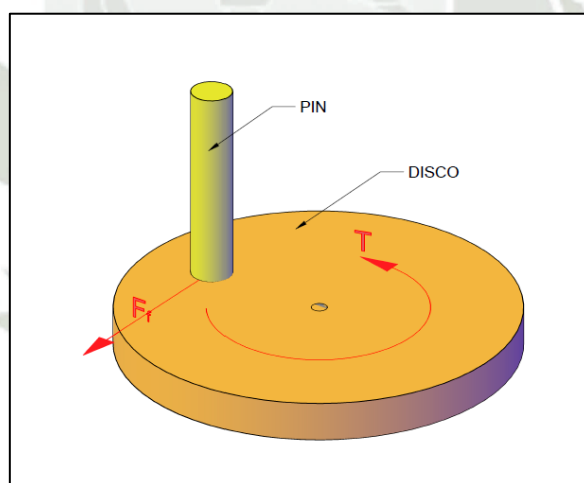


Figura 3.13 Pin porta – disco isométrico

Fuente: Elaboración propia

La fuerza de torsión lo calculamos utilizando la ecuación ( 3.4), tal como se muestra a continuación:

$$T = 37.13 \text{ N} \times 0.03 \text{ m}$$

$$T = 1.114 \text{ Nm}$$

Convertimos la velocidad angular en unidades del Sistema Internacional (S.I.)

$$\omega = 600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2 \times \pi \times \text{rad}}{\text{rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$\omega = 62.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Siendo la potencia proporcional al torque y la velocidad angular procederemos a calcular con la siguiente formula, ecuación ( 3.5).

$$P = T \times \omega \quad (3.5)$$

$$P = 1.114 \text{ Nm} \times 62.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 69.98 \text{ W} \approx 70 \text{ W}$$

$$P = 70 \text{ W} \times \frac{1 \text{ HP}}{745.7 \text{ W}}$$

$$P = 0.1 \text{ HP}$$

Donde

$F_f$  : Fuerza de fricción [N]

$r$  : radio [m]

$T$  : Torque [Nm]

$\omega$  : Velocidad angular  $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$

$P$  : Potencia [HP]

De acuerdo a las condiciones de mercado podemos seleccionar un motor de 0.5 HP de una marca conocida y accesible para el diseño.

### 3.2.8.4 Selección de bandas y poleas de transmisión

Para el diseño de una maquina tipo pin on disk, la norma ASTM (2000) establece utilizar un rango de velocidad de 60 a 600 rpm. Para este estudio se utiliza la velocidad máxima del motor, siendo este 600 rpm. El motor seleccionado por los diseñadores es de 0.5 HP y con velocidad nominal de 1750 rpm.

Para reducir la velocidad utilizaremos poleas de 2 y 6 pulgadas de diámetro, tanto para el eje del motor como el sistema de transmisión. Esto para alcanzar una relación de transmisión  $i = 3$ .

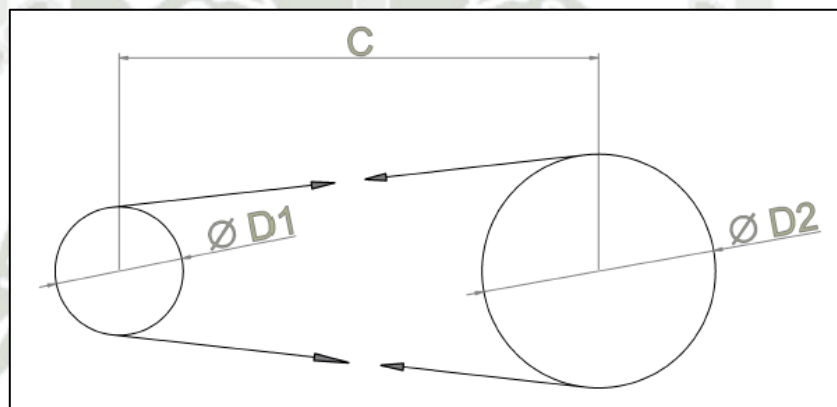


Figura 3.14 Diagrama de poleas

Fuente: Elaboración propia

Nuestro sistema de transmisión se basa en elementos flexibles de potencia como las bandas, este modelo podemos visualizar en la Figura 3.15. Estas bandas se diseñarán para montarse en poleas sin resbalamiento.

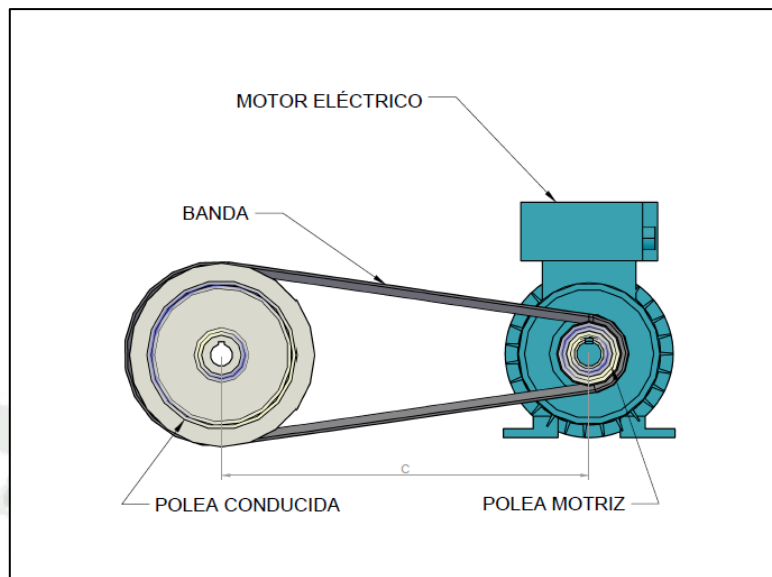


Figura 3.15 Sistema motriz

Fuente: Elaboración propia

Una vez obtenida la potencia específica del motor, procedemos a estimar una sección transversal normalizada para banda por la Society of Automotive Engineers (SAE). La selección óptima para transmisiones industriales como es la máquina pin on disk, será con un accionamiento de bandas en V, ya que esta banda cuenta con la ventaja de acuñarse firmemente en las ranuras de las poleas, lo cual incrementa la fricción y permite la transmisión del par torsional necesario sin que exista deslizamiento.

De la Figura 3.16 consideramos un factor de servicio de acuerdo a las recomendaciones del tipo de la máquina impulsada utilizando las bandas de transmisión y asumiendo un tiempo de trabajo menor a 6 hr/día. De acuerdo a estas consideraciones obtenemos un factor de servicio  $K_s = 1.1$ .

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal <sup>a</sup> Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional <sup>b</sup> Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

<sup>a</sup>Síncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.  
<sup>b</sup>Monofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Figura 3.16 Factor de servicio para bandas en V

Fuente: Extraído de Mott (2006)

Luego de considerar el factor de servicio de la Figura 3.16, calculamos la potencia de diseño como sigue, ecuación ( 3.6).

$$P_d = K_s \times P \quad (3.6)$$

$$P_d = 1.1 \times 0.5 \text{ HP}$$

$$P_d = 0.55 \text{ HP}$$

Donde

$P_d$  : Potencia de diseño [HP]

$K_s$  : Factor de servicio [adimensional]

Para precisar un tipo de banda requerida en V, nos dirigimos a la siguiente Figura 3.17. Interceptamos los siguientes datos  $P_d = 1 \text{ HP}$  y  $N_1 = 1750 \text{ RPM}$  respectivamente tal como se muestra a continuación:

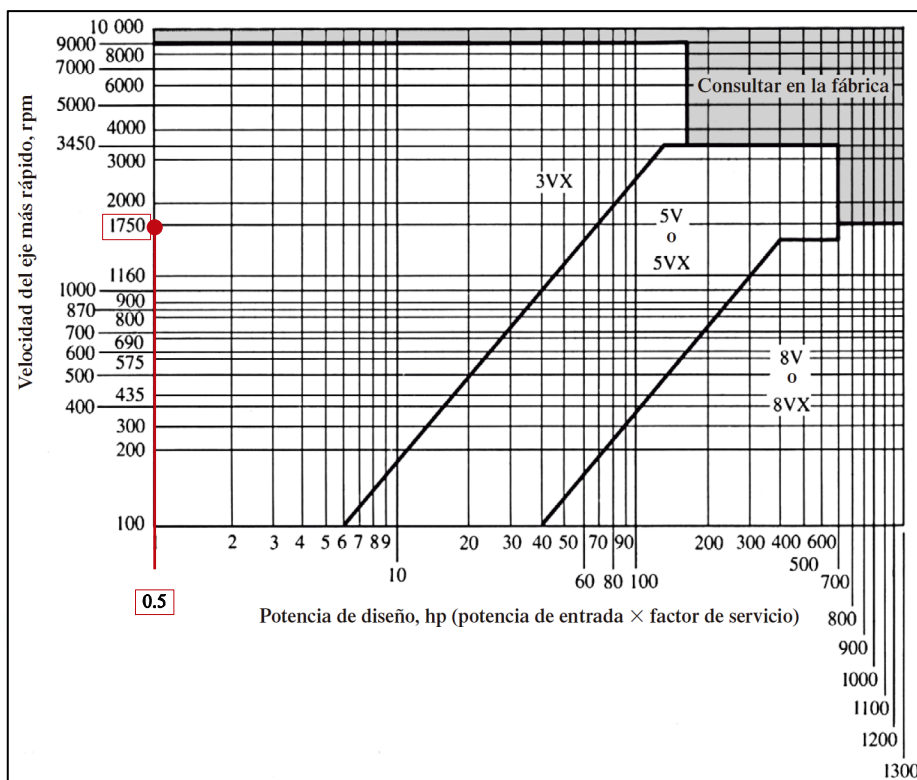


Figura 3.17 Selección de bandas

Fuente: Extraído de Mott (2006)

Como se ve la Figura 3.17, el tipo de banda adecuada de acuerdo a la norma SAE J636 es 3VX. Este tipo de banda se recomienda para maquinas industriales con sección angosta. La sección del tipo de banda comercial se muestra en la Figura 3.18.

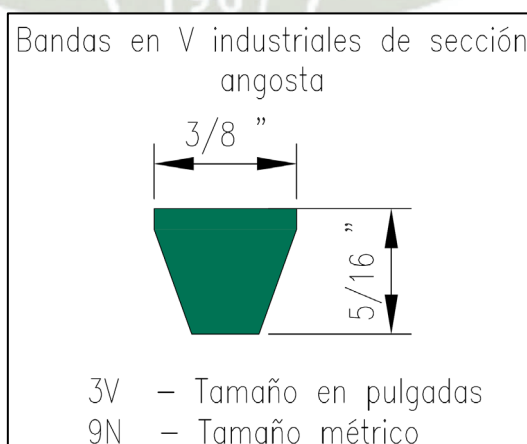


Figura 3.18 Bandas en V

Fuente: Elaboración propia

Antes de calcular el diámetro de la polea motriz, evaluamos la relación de transmisión mediante la ecuación ( 3.7)

$$i = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.7)$$

$$i = \frac{1750 \text{ RPM}}{600 \text{ RPM}}$$

$$i = 2.92$$

Donde

$N_1$  : Velocidad angular de la polea motriz [RPM]

$N_2$  : Velocidad angular de la polea conducida[RPM]

$i$  : Relación de transmisión [adimensional]

Tomando como referencia una velocidad de banda según (Iniesta, 2017)  $V_b = 900 \text{ pie}/\text{min}$ , calculamos el diámetro de la polea motriz.

$$V_b = \frac{\pi D_1 N_1}{12} \quad (3.8)$$

$$D_1 = \frac{12 V_b}{N_1}$$

$$D_1 = \frac{12 \times 900 \frac{\text{pie}}{\text{min}}}{\pi \times 1750 \text{ RPM}}$$

$$D_1 = 1.96 \text{ pulg}$$

Una vez obtenida la relación de transmisión y el diámetro de la polea motriz, podemos calcular el diámetro de la polea conducida utilizando la siguiente ecuación ( 3.9).

$$D_2 = i \times D_1 \quad (3.9)$$

$$D_2 = 2.92 \times 1.96 \text{ pulg}$$

$$D_2 = 5.72 \text{ pulg}$$

Donde

- $V_b$  : Velocidad de la banda  $\left[\frac{\text{pie}}{\text{min}}\right]$
- $D_1$  : Diámetro de la Polea motriz [pulg]
- $D_2$  : Diámetro de la Polea conducida [pulg]
- $N_2$  : Velocidad angular de la polea conducida [RPM]

Para fines comerciales debemos avocarnos a diámetros estandarizados, por lo tanto, los diámetros serán:

$$D_1 = 2 \text{ pulg}$$

$$D_2 = 6 \text{ pulg}$$

La potencia nominal de la banda 3V se obtiene de la siguiente tabla con la velocidad angular  $N_1 = 1750 \text{ RPM}$  y el diámetro de la polea motriz  $D_1 = 2 \text{ pulg}$ . Ver Figura 3.19.

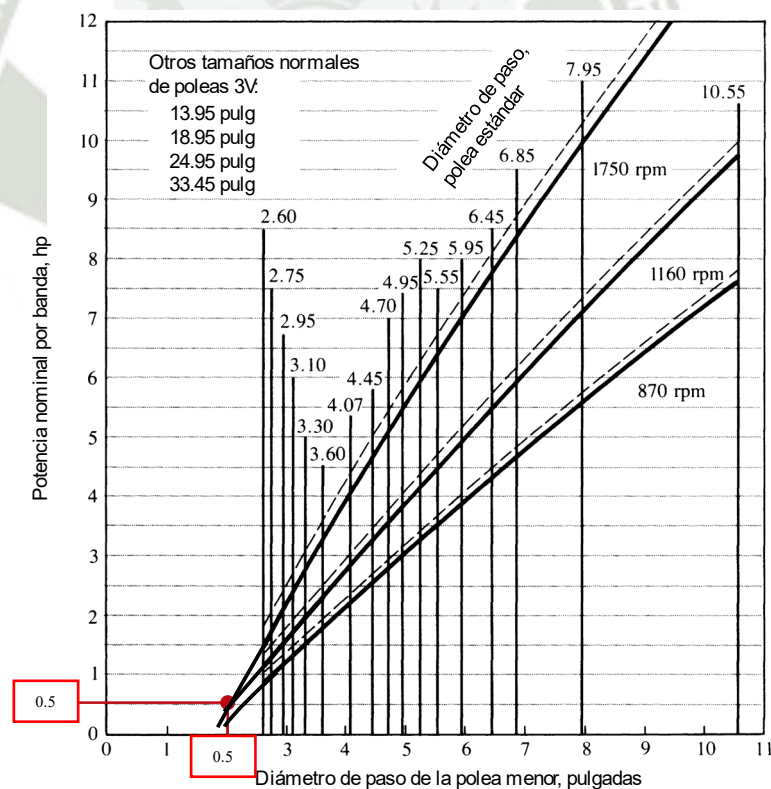


Figura 3.19 Potencia nominal

Fuente: Extraído de Mott (2006)

De acuerdo a la Figura 3.19 la potencia nominal para la banda es:

$$P_n = 0.5 \text{ HP}$$

El intervalo de la distancia entre centros tentativa se recomienda utilizando la siguiente ecuación ( 3.10):

$$D_2 < C < 3 \times (D_2 + D_1) \quad (3.10)$$

Reemplazando en la ecuación ( 3.10):

$$6 \text{ pulg} < C < 3 \times (6 \text{ pulg} + 2 \text{ pulg})$$

$$6 \text{ pulg} < C < 24 \text{ pulg}$$

$$15.2 \text{ cm} < C < 60.9 \text{ cm}$$

Con la intención de conservar espacio, la distancia tentativa entre centro es  $C = 30 \text{ cm}$ . Seguidamente se realiza el cálculo de longitud de la banda, ver ecuación ( 3.11).

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (3.11)$$

$$L = 2(11.81 \text{ pulg}) + 1.57 \times (6 \text{ pulg} + 2 \text{ pulg}) + \frac{(6 \text{ pulg} - 2 \text{ pulg})^2}{4 \times 11.81 \text{ pulg}}$$

$$L = 36.52 \text{ pulg} \approx 92.76 \text{ cm}$$

Según la Figura 3.20, se sugiere una longitud de banda estándar que se pueda adquirir en el mercado y sea acorde a nuestro diseño.

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	

Figura 3.20 Longitud de banda

Fuente: Extraído de Mott (2006)

La longitud requerida es  $L = 35.5$  pulg, esta longitud se encuentra en el rango asumido anteriormente. Además, es una banda comercial fácil de adquirirla en nuestro mercado.

Luego de encontrar la longitud de banda procedemos a recalcular la distancia entre centros con datos reales de diseño utilizando la siguiente ecuación ( 3.12).

$$B = 4L - 6.28(D_2 + D_1) \quad (3.12)$$

$$B = 4 \times (35.5 \text{ pulg}) - 6.28 \times (6 \text{ pulg} + 2 \text{ pulg})$$

$$B = 91.76 \text{ pulg}$$

$$C = B + \frac{\sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (3.13)$$

$$C = 91.76 \text{ pulg} + \frac{\sqrt{(91.76 \text{ pulg})^2 - 32 \times (6 \text{ pulg} - 2 \text{ pulg})^2}}{16}$$

$$C = 11.29 \text{ pulg} \approx 28.68 \text{ cm}$$

Los ángulos de contacto se asumen  $180^\circ$  cuando la relación de transmisión es  $i = 1$ , en nuestro diseño se calculo una relacion  $i = 3$ , por lo tanto, se debe proceder a verificar el ángulo de contacto de la polea más pequeña para establecer factores que nos ayuden a corregir el diseño, ver ecuación ( 3.14).

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \quad (3.14)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}\left(\frac{6 \text{ pulg} - 2 \text{ pulg}}{2 \times 29 \text{ pulg}}\right)$$

$$\theta_1 = 172^\circ$$

Para determinar el factor de corrección por Angulo de contacto y la longitud de la banda, interceptamos el ángulo de contacto con la gráfica predeterminada, ver Figura 3.21.

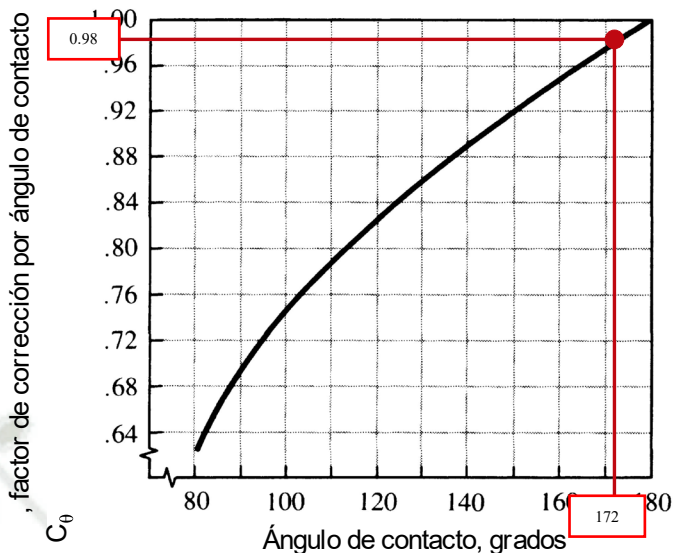


Figura 3.21 Factor de corrección por ángulo

Fuente: Extraído de Mott (2006)

De acuerdo a la tabla se conoce el factor de corrección, siendo este  $C_\theta = 0.98$ . Figura 3.21.

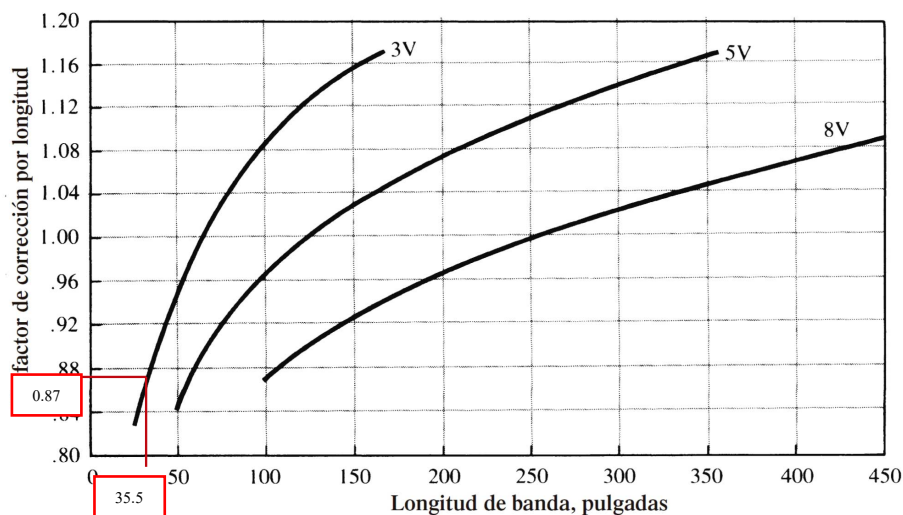


Figura 3.22 Factor de corrección por longitud

Fuente: Extraído de Mott (2006)

La Figura 3.22 nos proporciona un factor de corrección causado por la longitud de banda de  $C_L = 0.87$

Así mismo la potencia corregida por banda lo podemos hallar mediante la siguiente ecuación ( 3.15).

$$P_c = C_\theta C_L P_n \quad (3.15)$$

$$P_c = 0.98 \times 0.87 \times 0.5 \text{ HP}$$

$$P_c = 0.43 \text{ HP}$$

Donde

$C_\theta$  : Factor de corrección por ángulo de contacto [adimensional]

$C_L$  : Factor de corrección por Longitud [adimensional]

$P_c$  : Potencia corregida [HP]

$P_n$  : Potencia nominal [HP]

$C$  : Distancia entre centros [pulg], [cm]

$L$  : Longitud de la banda [pulg], [cm]

$\theta_1$  : Angulo de contacto [°]

Finalmente podemos encontrar el número de bandas requerida para el diseño de la maquina Pin on disk. Ver ecuación ( 3.16).

$$N^\circ \text{ bandas} = \frac{P_d}{P_c} \quad (3.16)$$

$$N^\circ \text{ bandas} = \frac{0.55 \text{ HP}}{0.43 \text{ HP}}$$

$$N^\circ \text{ bandas} = 1.29 \approx 1$$

En la Figura 3.23 se muestra el arreglo de la banda y las poleas que se utilizara luego de concluir con la selección.

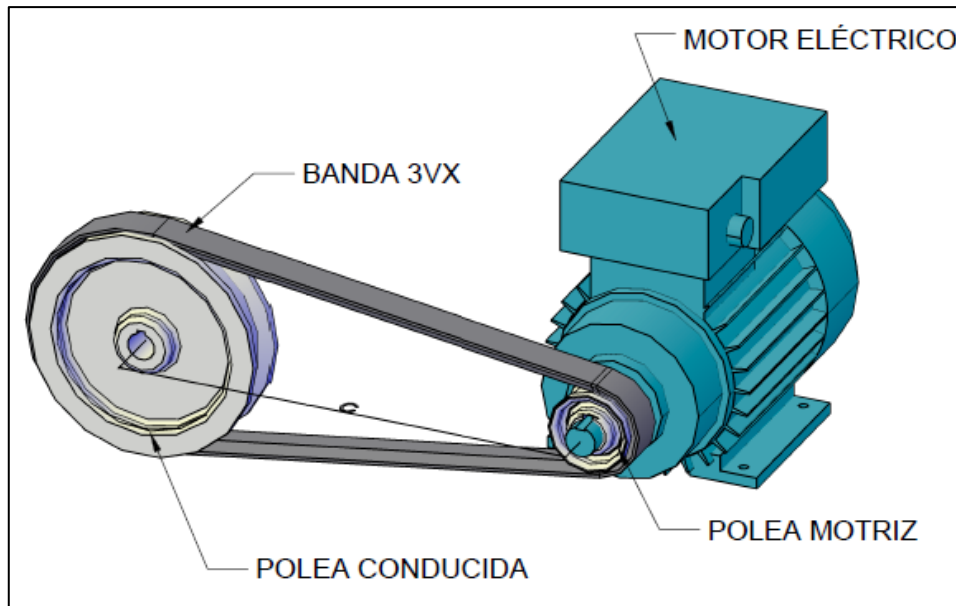


Figura 3.23 Arreglo de bandas

Fuente: Elaboración propia

### 3.2.8.5 Análisis de fuerzas sobre el eje

Para realizar el análisis de la fuerza ejercida de las bandas a través de la polea, se ve que ambos lados se encuentran en tensión como se muestra en la Figura 3.24. La fuerza  $F_1$  en el “lado tenso” es mayor a la fuerza  $F_2$  en el “lado flojo”, y por lo tanto existe una fuerza impulsora neta sobre las poleas. Ver ecuación ( 3.17).

$$F_N = F_1 - F_2 \quad (3.17)$$

Además, la magnitud de la fuerza impulsora neta con el par torsional transmitido se define mediante la ecuación ( 3.18).

$$F_N = \frac{T}{D/2} \quad (3.18)$$

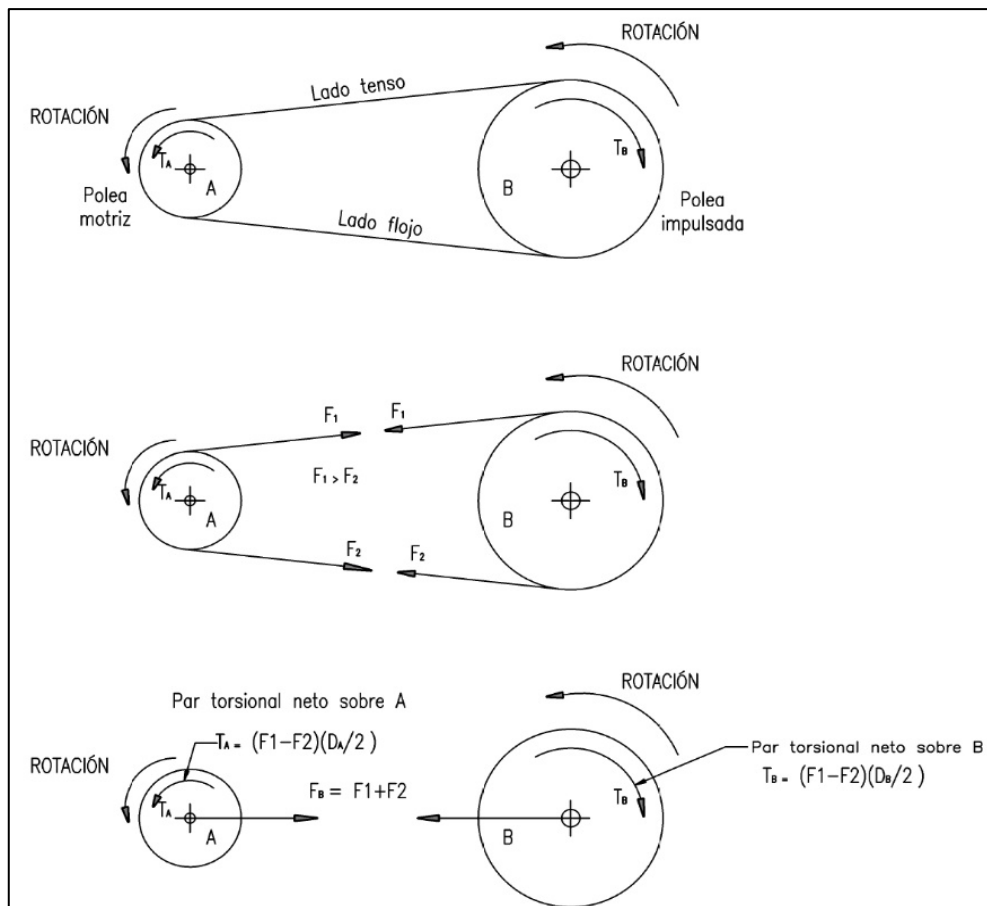


Figura 3.24 Análisis de par de torsión

Fuente: Elaboración propia

Observe que la fuerza de flexión sobre el eje que sostiene la polea depende de  $F_1 + F_2 = F_B$ . Para ser mas precisos, se deben usar las componentes  $F_1$  y  $F_2$  paralelas a la linea entre centros de las dos poleas. Pero a menos que las dos poleas tengan diámetros radicalmente distintos, se causa poco error si se supone que  $F_B = F_1 + F_2$ .

Para calcular la fuerza de flexión  $F_B$ , se necesita una segunda ecuacion donde aparezcan las dos fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ . Esto se obtiene al suponer una relación de la tensión en el lado tenso y la tensión en el lado flojo. Para transmisiones en bandas en V, se supone que la relación es. Ver ecuación ( 3.19).

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \quad (3.19)$$

Conviene establecer una relación entre  $F_N$  y  $F_B$  de la forma:

$$F_B = CF_N$$

Donde  $C =$  constante por determinar

$$C = \frac{F_B}{F_N} = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2}$$

Pero de acuerdo con la ecuación ( 3.19). Entonces

$$C = \frac{F_1 + F_2}{F_1 - F_2} = \frac{5F_1 + F_2}{5F_1 - F_2} = \frac{6F_2}{4F_2} = 1.5$$

Finalmente, la ecuación para transmisiones con bandas, se convierte como se visualiza en la ecuación ( 3.27).

$$F_B = 1.5F_N = 1.5 \times T / (D/2) \quad (3.20)$$

En nuestro caso procedemos a calcular la fuerza resultante que ejerce las bandas sobre la polea como se muestra en la Figura 3.25:

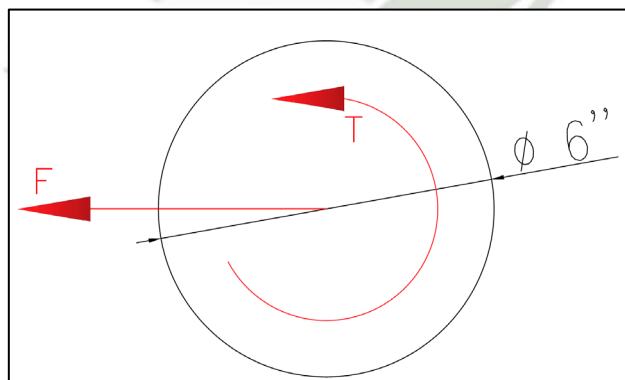


Figura 3.25 Fuerza neta sobre la pulea  
Fuente: Elaboración propia

El torque de la pulea lo calculamos mediante la ecuación ( 3.21).

$$T_{pol} = \frac{P}{N} \quad (3.21)$$

$$T_{pol} = \frac{70 \frac{Nm}{s}}{600 \frac{rev}{min} \times \frac{2\pi rad}{1 rev} \times \frac{1 min}{60 s}}$$

$$T_{pol} = 1.114 \text{ Nm}$$

$$T_{pol} = F_n \times \frac{D}{2}$$

$$F_n = 2 \frac{T}{D}$$

$$F_n = 2 \times \frac{1.11 \text{ Nm}}{6 \text{ pulg} \times \frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}}}$$

$$F_n = 7.31 \text{ N}$$

$$F = 1.5 \times F_n$$

$$F = 1.5 \times 7.31 \text{ N}$$

$$F = 10.97 \text{ N}$$

Donde

$T_{pol}$  : Torque en la polea [Nm]

$P$  : Potencia en el eje [W]

$N$  : Velocidad angular de la polea conducida  $\left[\frac{rad}{s}\right]$

$F_n$  : Fuerza neta [N]

$D$  : Diámetro de la polea conducida [m]

$F$  : Fuerza resultante [N]

Inicialmente el análisis del eje será establecido junto con el disco y porta disco ya que existen fuerzas que actúan sobre él. En la Figura 3.26 se muestra la fuerza normal  $F_n$  que ejerce el Pin sobre el disco y esto genera fuerzas internas sobre el sistema del eje.

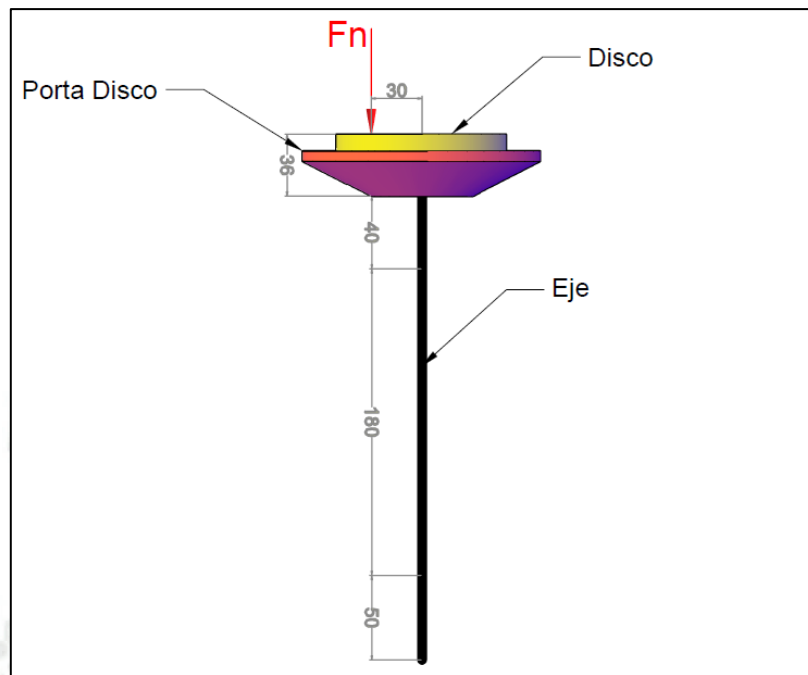


Figura 3.26 Dimensiones del eje

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.27 se muestra el sentido de las fuerzas que se ejercen sobre el eje, asimismo las reacciones que se producen en las chumaceras donde se asienta el eje.

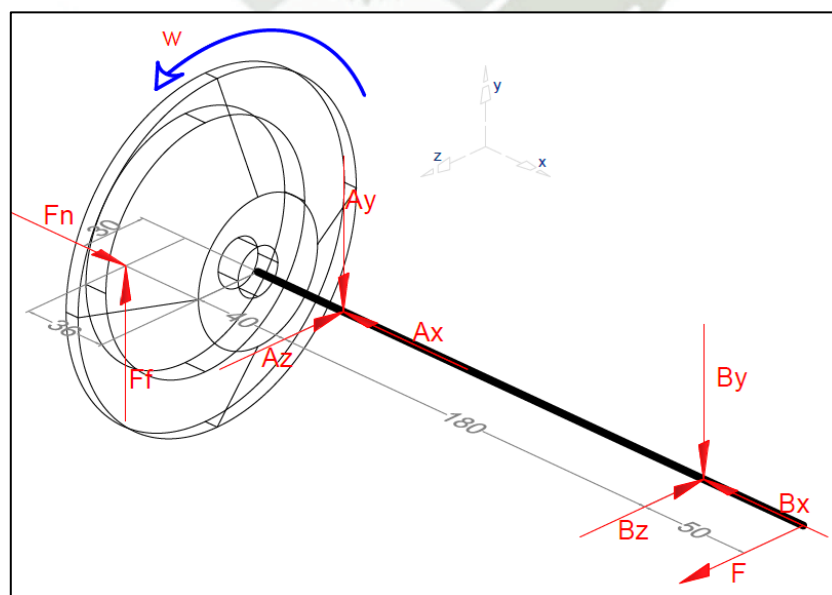


Figura 3.27 Fuerzas en el eje

Fuente: Elaboración propia

Momento generado por  $F_N$ . Ver ecuación ( 3.29)

$$M_N = F_N \times d \quad (3.22)$$

$$M_N = 50 \text{ N} \times 0.03 \text{ m}$$

$$M_N = 1.5 \text{ Nm}$$

Momento generado por  $F_f$ . Ver ecuación ( 3.30)

$$M_f = F_f \times esp \quad (3.23)$$

$$M_f = 37.13 \text{ N} \times 0.036 \text{ m}$$

$$M_f = 1.34 \text{ Nm} \approx 1336.68 \text{ Nmm}$$

Donde

$F_n$  : Fuerza normal [N]

$F_f$  : Fuerza de fricción [N]

$w$  : Velocidad angular del porta disco [N]

$A_x$  : Reacción en A del eje x [N]

$A_y$  : Reacción en A del eje y [N]

$A_z$  : Reacción en A del eje z [N]

$B_x$  : Reacción en B del eje x [N]

$B_y$  : Reacción en B del eje y [N]

$B_z$  : Reacción en B del eje z [N]

$F$  : Fuerza resultante [N]

$M_N$  : Momento generado por la fuerza normal [Nm]

$M_f$  : Fuerza resultante [Nm]

El diagrama de cuerpo libre del sistema de transmisión se ve en la Figura 3.28.

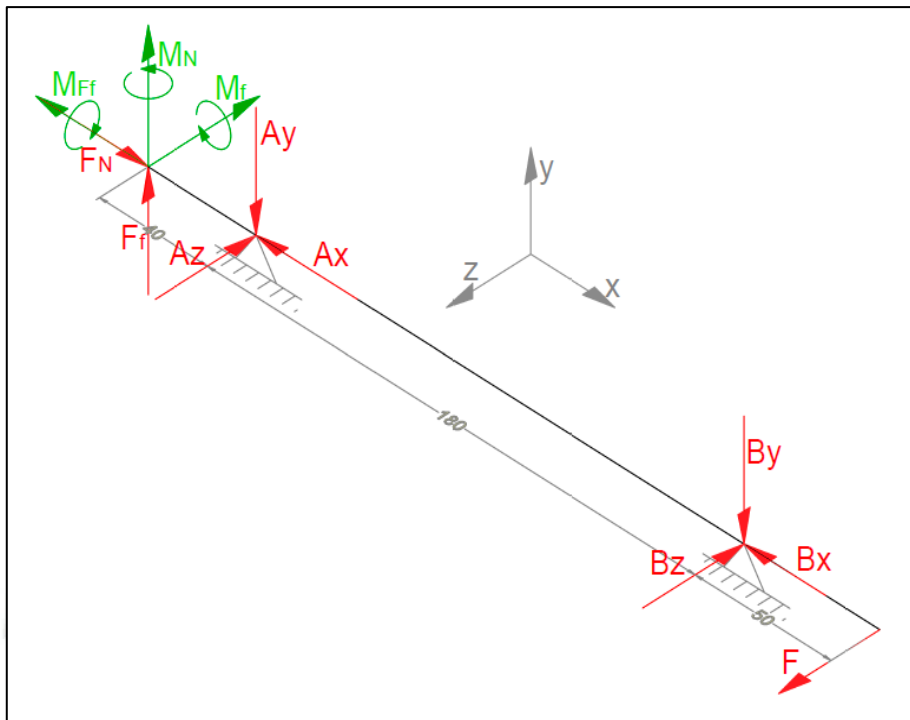


Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre de eje

Fuente: Elaboración propia

Luego de analizar las fuerzas que ejercen en el eje, empezamos con el cálculo de las reacciones en los apoyos y los momentos resultantes.

Aplicamos sumatoria de momentos en el punto A. Ver ecuación ( 3.24).

$$\sum M_A = 0 \quad (3.24)$$

$$-M_f + F_f \times (40 \text{ mm}) + B_y \times (180 \text{ mm}) = 0$$

$$-1336.68 \text{ Nm} + 37.13 \times (40 \text{ mm}) + B_y \times (180 \text{ mm}) = 0$$

$$B_y = 15.68 \text{ N}$$

De la misma manera aplicamos sumatoria de fuerzas en Y. Ver ecuación ( 3.33).

$$\sum F_y = 0 \quad (3.25)$$

$$B_y + F_f - A_y = 0$$

$$15.67 + 37.13 - A_y = 0$$

$$A_y = 52.81 \text{ N}$$

En la Figura 3.29 se muestra el primer diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores críticos que ejercen sobre nuestro eje en el plano X-Y.

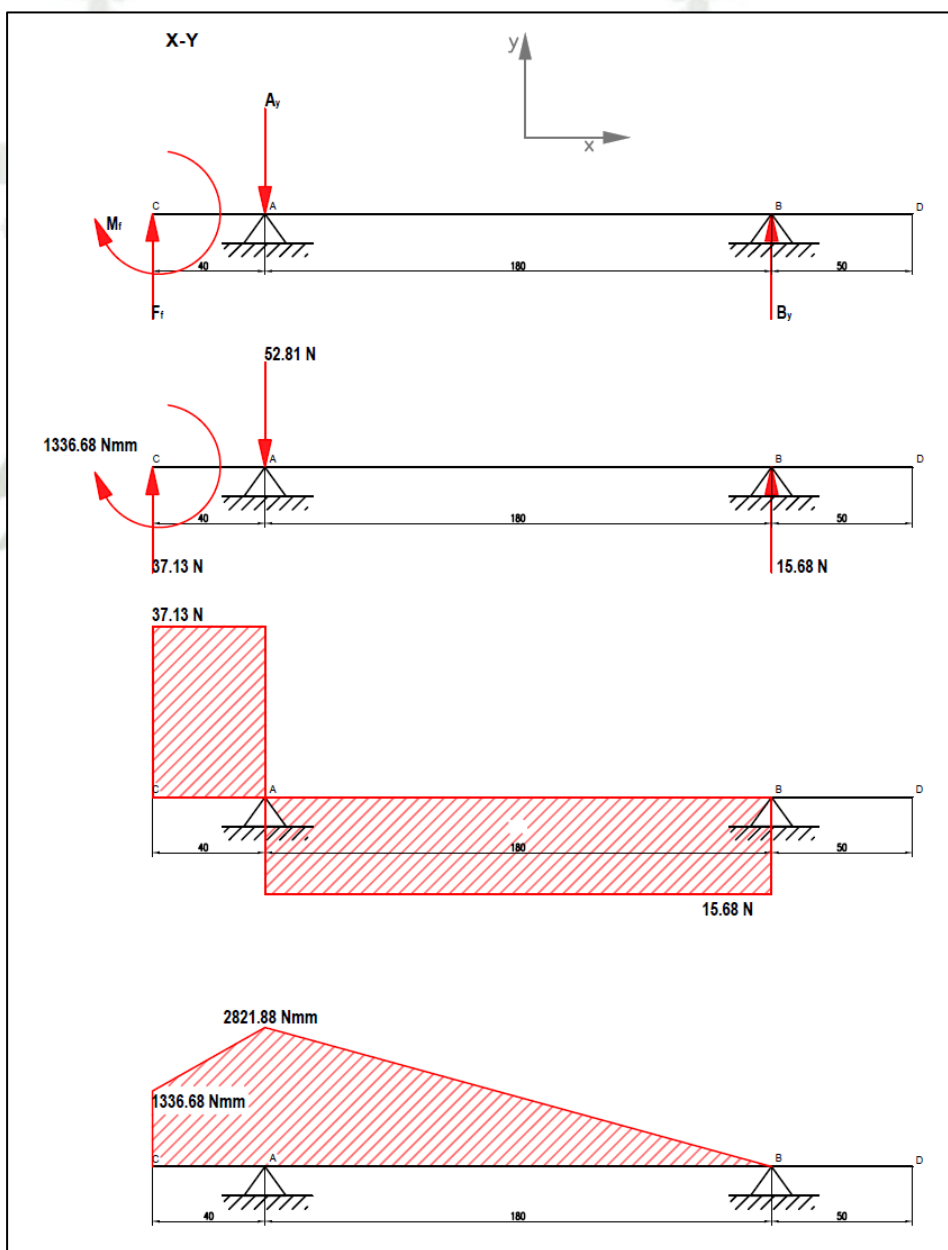


Figura 3.29 Análisis en el plano X-Y

Fuente: Elaboración propia

En el diagrama de cargas simulado del eje, se obtiene el valor del momento máximo en el punto A, siendo este de  $M_{Axy} = 2821.88 \text{ Nmm}$  a una distancia de 40 mm, en cambio, en el punto C el momento es  $M_{Cxy} = 1336.68 \text{ Nmm}$  siendo este menos crítico.

A continuación, se muestra el segundo diagrama de fuerzas y momentos flectores en el plano Z-X. Figura 3.30.

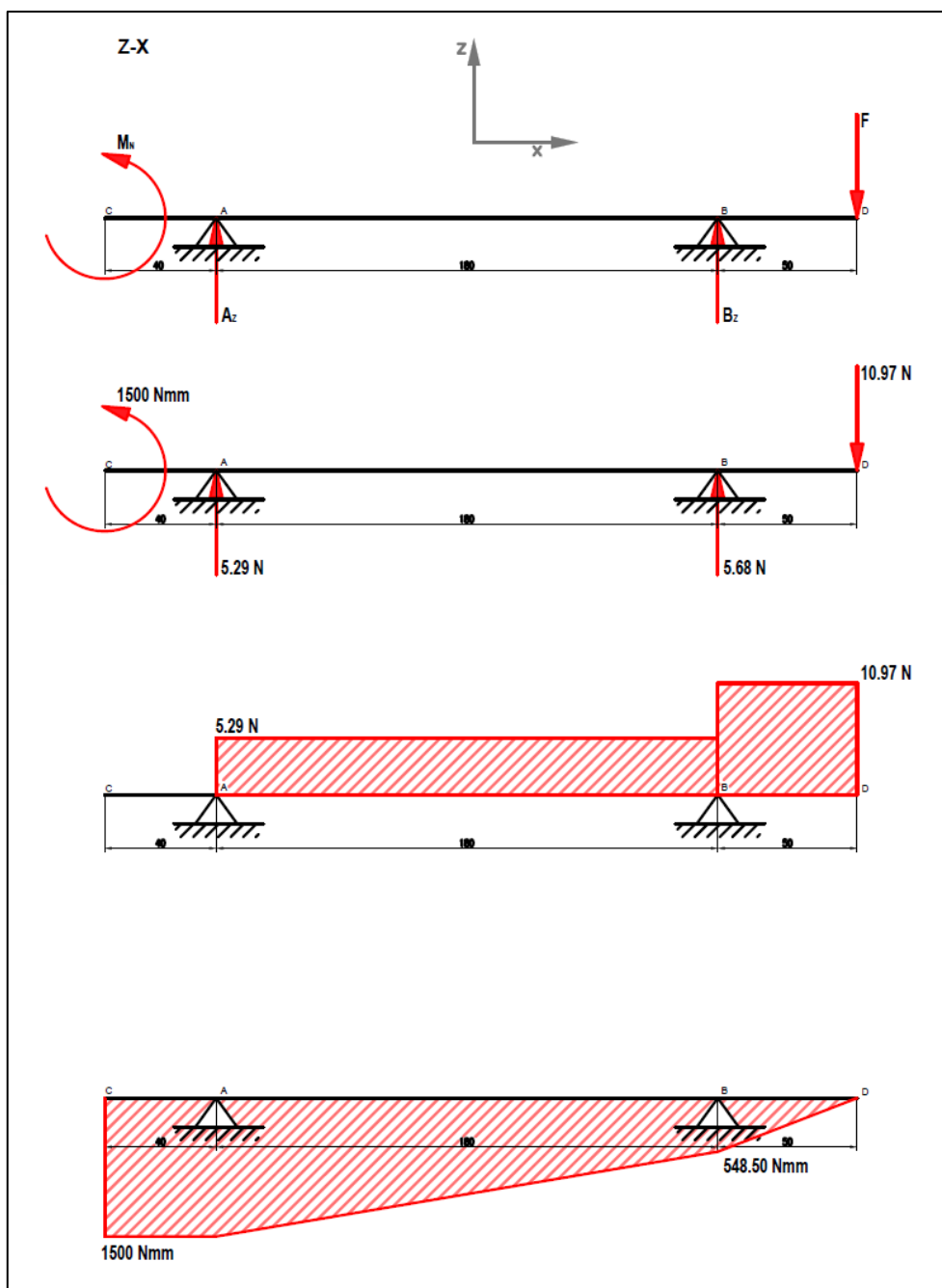


Figura 3.30 Análisis en el plano Z-X

Fuente: Elaboración propia

En el diagrama se observa que los momentos máximos se dan en los puntos C y A de  $M_{Czx} = M_{Azx} = 1500 \text{ Nmm}$  en cambio, en el punto B se muestra con menor criticidad de  $M_{Bzx} = 548.50 \text{ Nmm}$ .

Los momentos resultantes para cada punto se calculan de la siguiente manera. Ver ecuación ( 3.26).

$$M_C = \sqrt{(M_{Cxy})^2 + (M_{Czx})^2} \quad (3.26)$$

$$M_C = \sqrt{(1336.68 \text{ Nmm})^2 + (1500 \text{ Nmm})^2}$$

$$M_C = 2009.16 \text{ Nmm}$$

$$M_A = \sqrt{(M_{Axy})^2 + (M_{Azx})^2}$$

$$M_A = \sqrt{(2821.88 \text{ Nmm})^2 + (1500 \text{ Nmm})^2}$$

$$M_A = 3195.78 \text{ Nmm}$$

$$M_B = \sqrt{0^2 + (548.50 \text{ Nmm})^2}$$

$$M_B = 548.50 \text{ Nmm}$$

$$M_D = 0$$

El momento máximo se da en el punto A, este establece un momento de  $M_{\max} = 3195.78 \text{ Nmm}$  con una aproximación de 3.20 Nm.

Para el cálculo de la resistencia modificada a la fatiga del material en el punto de análisis  $S'_n$  utilizaremos la ecuación ( 3.27).

$$S'_n = S_n \times C_s \times C_r \quad (3.27)$$

Donde

$S'_n$  : Resistencia modificada a la fatiga [N]

- $S_n$  : Resistencia a la fatiga [ksi]
- $C_s$  : Factor por tamaño [adimensional]
- $C_r$  : Factor de confiabilidad [adimensional]

Para estimar la resistencia a la fatiga del material utilizamos el diagrama que se muestra en la Figura 3.31. El tipo de material a utilizar es el acero recomendado para la fabricación de ejes AISI 4340. Al diagrama se ingresa la resistencia a la tensión del material y el proceso por el cual fue realizado, siendo este laminado en caliente.

De la Figura 3.31 podemos recabar la resistencia a la fatiga de  $S_n = 22$  ksi

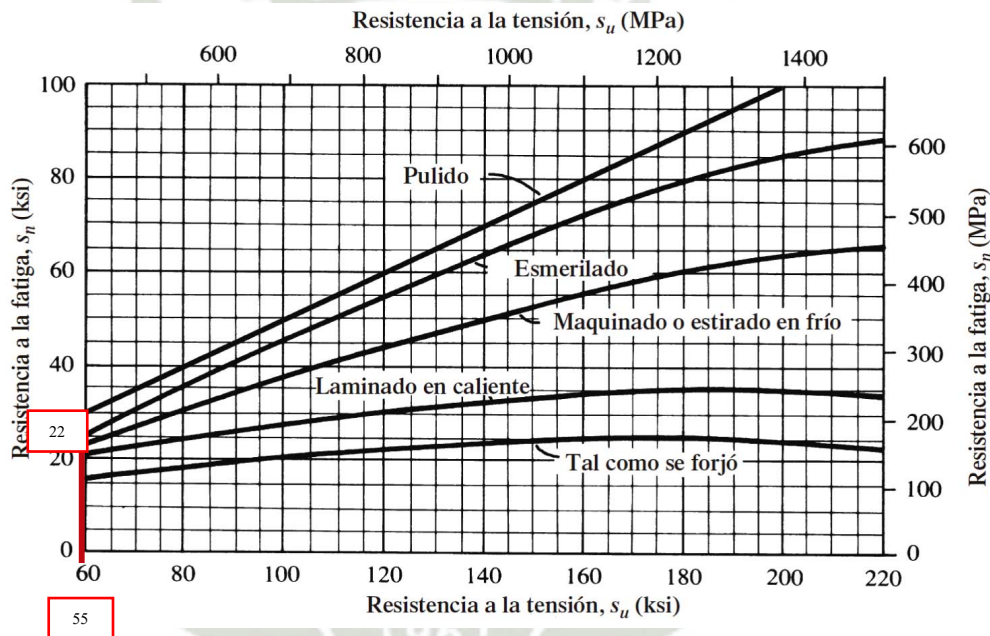


Figura 3.31 Resistencia a la fatiga

Fuente: Extraído de Mott (2006)

De la Figura 3.32 obtendremos un factor de tamaño para nuestro calculo, ingresando con un diámetro tentativo  $D = 1$  pulg y obteniendo asi  $C_s = 0.87$ .

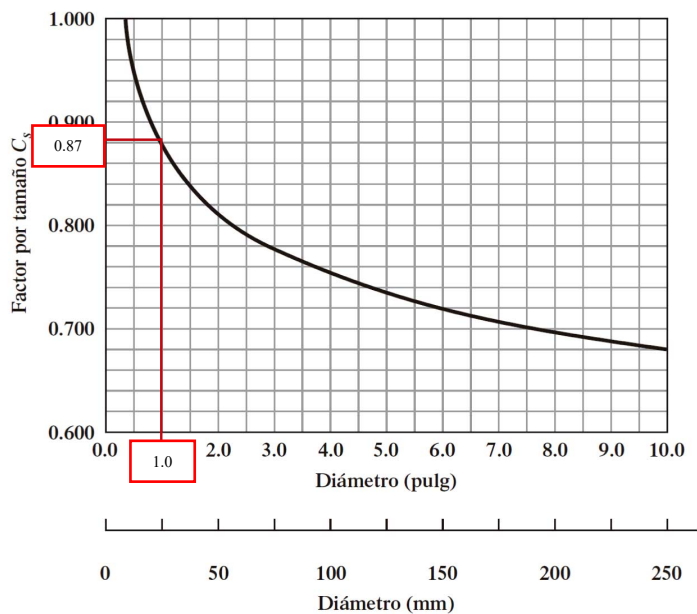


Figura 3.32 Factor por tamaño

Fuente: Extraído de Mott (2006)

Para estimar el factor de confiabilidad del eje, se considera el 0.99 % por motivos de seguridad, es por eso que el valor de confiabilidad es  $C_R = 0.81$  como se muestra en la Figura 3.33.

Approximate reliability factor, $C_R$	
Desired reliability	$C_R$
0.50	1.0
0.90	0.90
<b>0.99</b>	<b>0.81</b>
0.999	0.75

Figura 3.33 Factor  $C_R$

Fuente: Extraído de Mott (2006)

Luego reemplazamos en la ecuación ( 3.27) y obtenemos lo siguiente:

$$S'_n = 22 \text{ ksi} \times 0.87 \times 0.81$$

$$S'_n = 15.50 \text{ ksi}$$

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la maquina en la geometría y condición de uso es  $S'_n = 15.50 \text{ ksi}$ .

Para determinar el diámetro del eje, debemos establecer ciertos parámetros de diseño tales como: considerar chaflan agudo con  $r = 0.36 \text{ mm}$ ,  $d = 18 \text{ mm}$  y  $D = 20 \text{ mm}$ . Para chaflan agudo  $K_t = 2.5$  y momento flexionante según Figura 3.34.

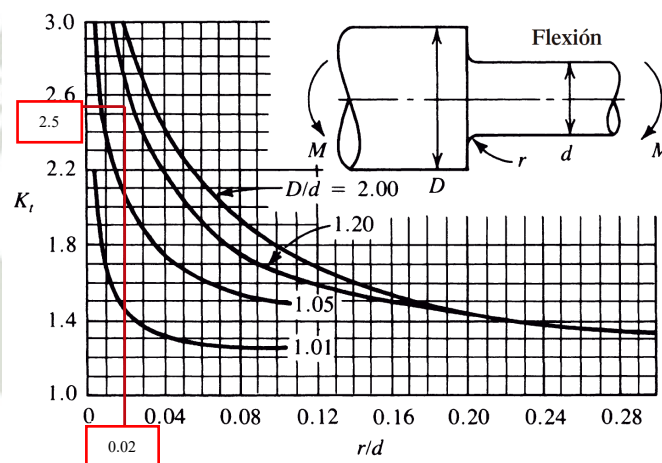


Figura 3.34 Factor de concentración de esfuerzo

Fuente: Extraído de Mott (2006)

Para diseños de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas típicos de ejes en el cual existe una confianza promedio de los datos, se usa un factor de diseño  $N = 2$  tanto para datos de resistencia de materiales y para cargas. Además, se deben manejar valores mayores para cargas de choque e impacto donde existe incertidumbre en los datos.

En el caso de ejes sometidos a flexión y a torsión se aplica la ecuación ( 3.28) para definir el diámetro del eje en la zona crítica.

$$D_{\text{eje}} = \left[ \frac{32N}{\pi} \times \sqrt{\left( \frac{K_t \times M_{\text{max}}}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.28)$$

Donde

D : Diámetro del eje en el punto crítico [pulg]

N : Factor de diseño [adimensional]

$K_t$  : Factor de concentración de esfuerzo [adimensional]

$M_{\text{max}}$  : Momento máximo en el punto crítico [lb – pulg]

$S'_n$  : Resistencia modificada a la fatiga [psi]

T : Torque en el eje [lb – pulg]

$S_y$  : Esfuerzo de fluencia [psi]

$$T = 1.114 \text{ Nm} \times \frac{1 \text{ lb}}{4.4482 \text{ N}} \times \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$T = 9.86 \text{ lb – pulg}$$

$$M_{\text{max}} = 3.20 \text{ Nm} \times \frac{1 \text{ lb}}{4.4482 \text{ N}} \times \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$M_{\text{max}} = 28.32 \text{ lb – pulg}$$

Reemplazando en la ecuación ( 3.28).

$$D_{\text{eje}} = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi} \times \sqrt{\left( \frac{2.5 \times 28.32 \text{ lb – pulg}}{15500 \text{ psi}} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{9.86 \text{ lb – pulg}}{30000 \text{ psi}} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{\text{eje}} = 0.45 \text{ pulg} \approx 1 \text{ pulg}$$

La Figura 3.35 muestra el diseño del eje y la distribución de los componentes.

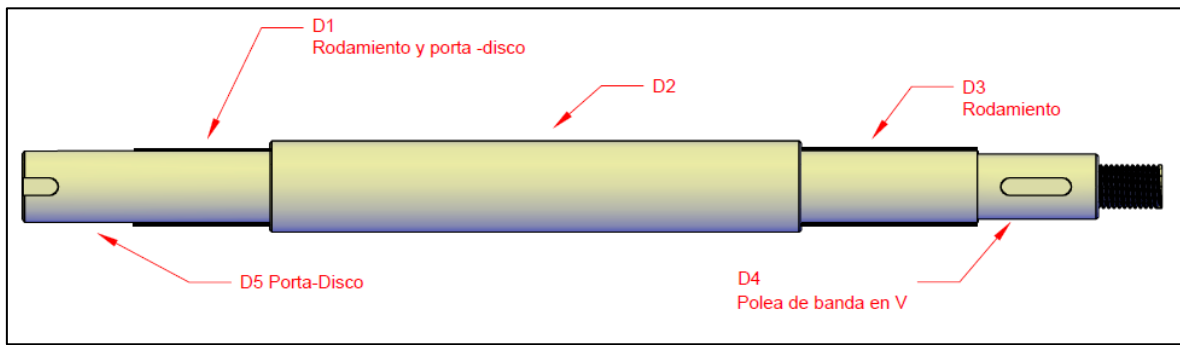


Figura 3.35 Eje

Fuente: Elaboración propia

La siguiente figura muestra los valores específicos de los diámetros para determinados tramos. Ver Figura 3.36.

ESPECIFICACIÓN DE LOS VALORES			
Parte	Diámetro número	Diámetro mínimo	Diámetro Especificado
Polea de banda en V	D4	11.43	18.00
Rodamiento	D3	11.43	20.00
Ninguna	D2	25.40	25.40
Rodamiento	D1	11.43	20.00
Porta - disco	D5	11.43	20.00

Figura 3.36 Especificación de valores

Fuente: Elaboración propia

Para calcular el esfuerzo presente en el eje de transmisión de la maquina tipo pin on disk se hace un análisis con elementos finitos en el programa ANSYS 2020 R2 como se muestra en la Figura 3.37. El material del eje para nuestro diseño es un acero de bajo carbono laminado en caliente AISI 4340. Las especificaciones del material podemos encontrarlo en el **Anexo C**

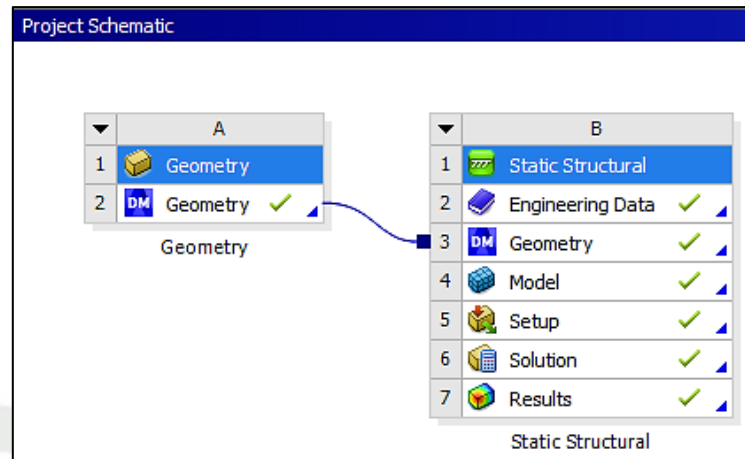


Figura 3.37 Esquema del análisis del eje

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.38 se muestra la generación de malla realizada en el eje de transmisión, el mismo que fue sometido en el software ANSYS. La calidad de malla generada en promedio es de 85% aproximadamente con 704654 número de nodos.

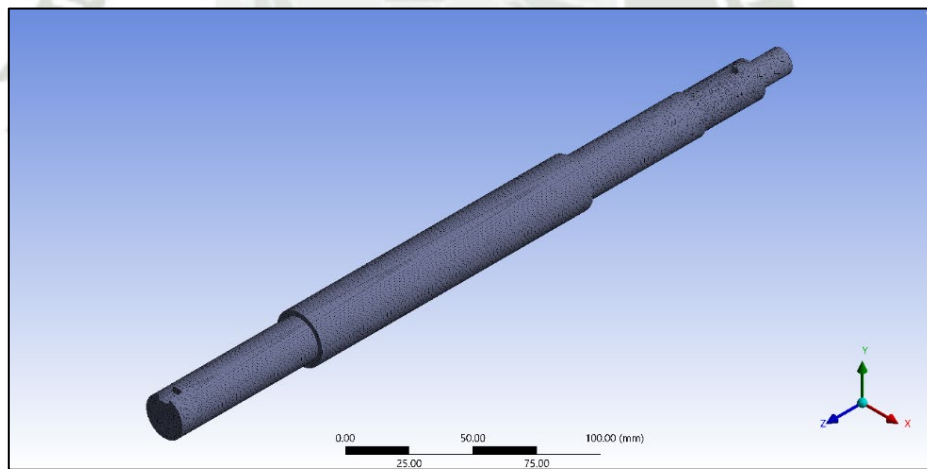


Figura 3.38 Generación de malla del eje

Fuente: Elaboración propia

Se lleva a cabo un análisis de elementos finitos (FEA) para verificar las cargas estáticas que se producen en el eje, la magnitud del esfuerzo equivalente, el factor de seguridad y la deformación total que son influenciados por muchos factores incluido la fuerza del pin sobre el disco. La distribución de las cargas y momentos resultantes se muestra en la Figura 3.39.

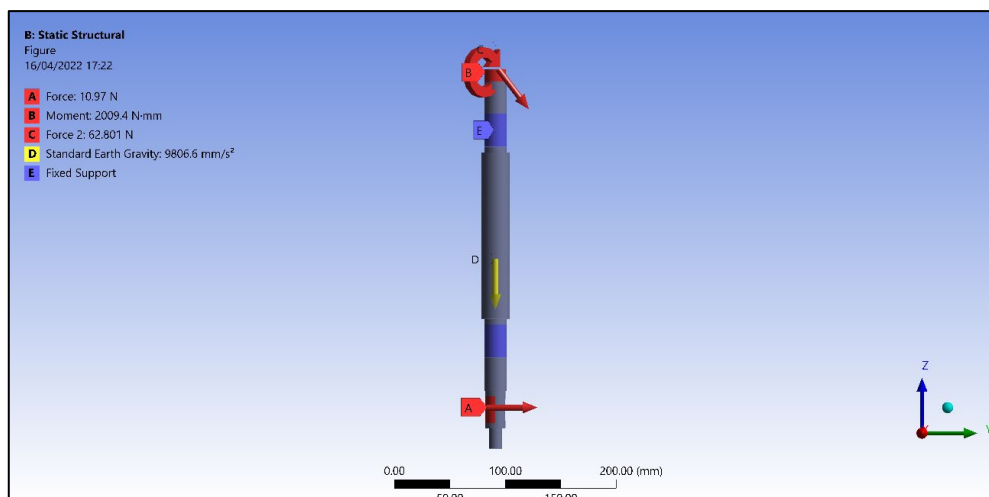


Figura 3.39 Restricciones y asignación de cargas modelo tridimensional

Fuente: Elaboración propia

Como resultado de la aplicación de la carga y restricciones en el análisis, la deformación total es 0.0017 mm como se muestra en la Figura 3.40.

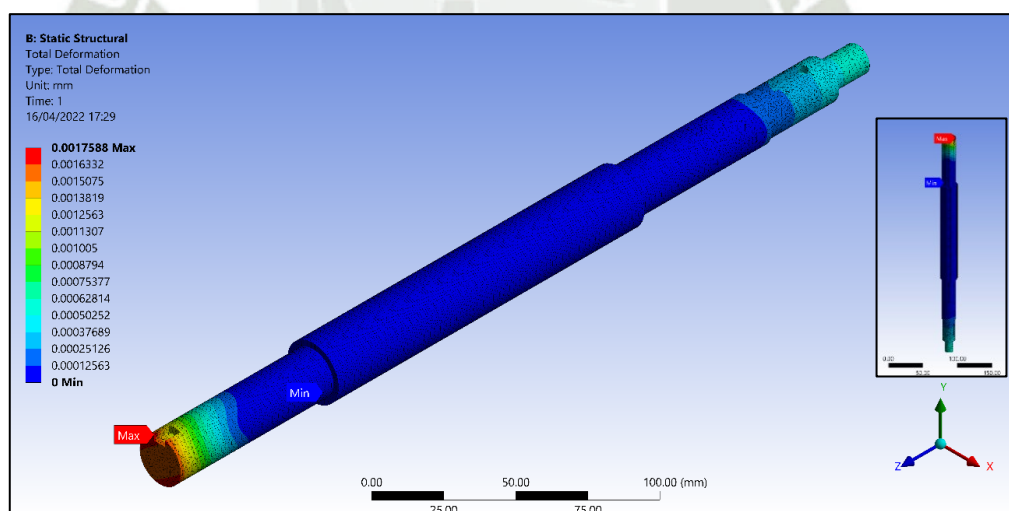


Figura 3.40 Deformación máxima del eje

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, la Figura 3.41 muestra el resultado del máximo esfuerzo de Von Mises de 12.37 MPa. Para un acero SAE 1020 este esfuerzo es suficientemente pequeño con un factor de seguridad de 15.

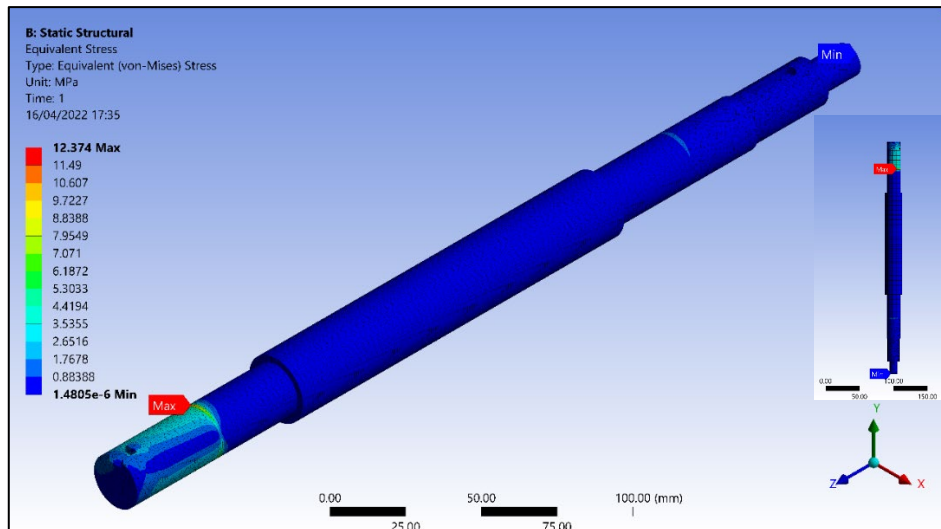


Figura 3.41 Esfuerzo máximo del eje

Fuente: Elaboración propia

De los resultados obtenidos del análisis estructural del eje, podemos determinar que el diámetro propuesto del eje cumple con las exigencias de las cargas aplicadas, siendo estas muy conservadoras para el diseño del eje de transmisión.

Asimismo, se realiza el análisis del ensamble del eje y sus componentes mediante elementos finitos. La Figura 3.42 muestra las restricciones y cargas aplicadas al ensamble.

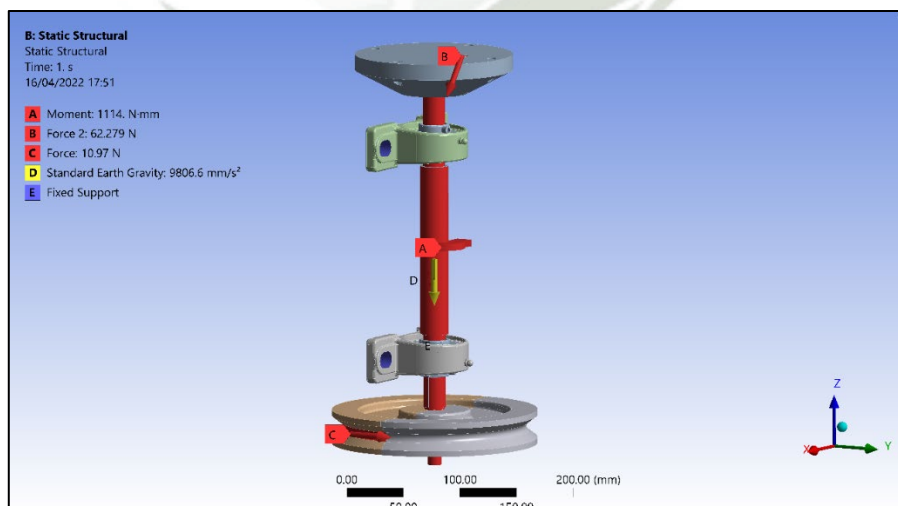


Figura 3.42 Asignación de restricciones y cargas en el ensamble del sistema de transmisión

Fuente: Elaboración propia

Se aplica la siguiente técnica de análisis modal en Ansys 2020 R2 para estimar las diferentes frecuencias naturales del ensamble y mostrar las deformaciones en cada modo de vibración.

En la siguiente Figura 3.43 se visualiza tres tipos de frecuencias naturales ideales en donde el sistema podría entrar en resonancia las cuales son 189.98 Hz, 207.31 Hz y 234.91 Hz respectivamente. En definitiva, el ensamble analizado se aleja del modo de vibración más cercana a la que nuestra maquina ejecuta los trabajos de prueba de materiales.

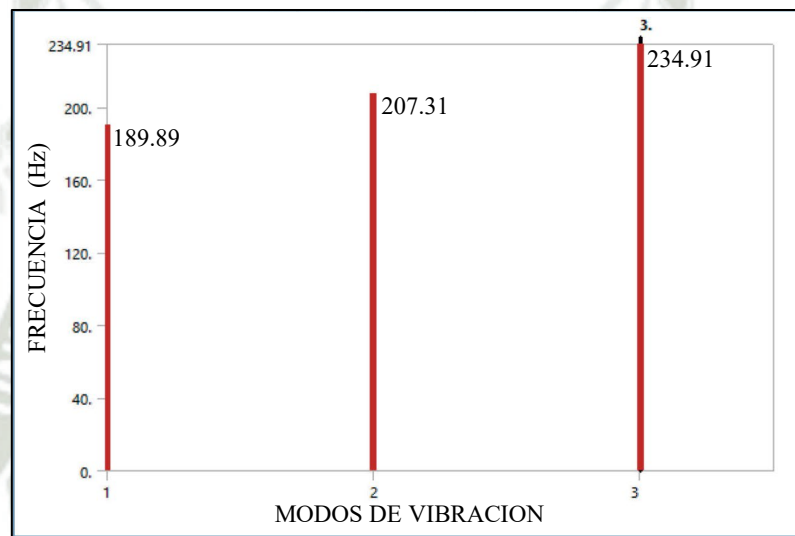


Figura 3.43 Diagrama de frecuencias naturales  
Fuente: Elaboración propia

A continuación, se muestra las deformaciones máximas que podrían someterse en caso el sistema entre en resonancia, no obstante, para nuestro diseño se considera trabajar con una frecuencia menor a las frecuencias naturales y evitar la resonancia del ensamble. En las Figura 3.44, a Figura 3.46 podemos visualizar las deformaciones 28.77mm, 29.82mm y 25.54mm respectivamente.

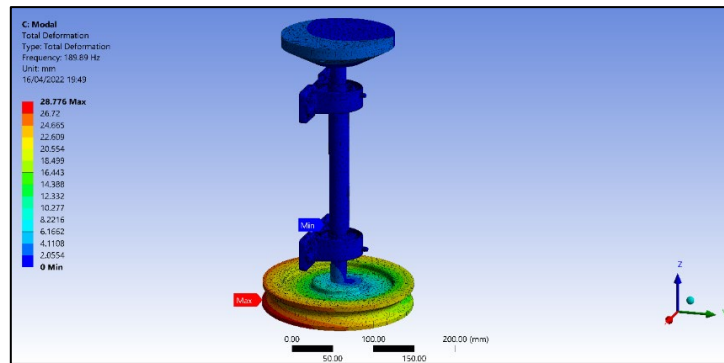


Figura 3.44 Análisis modal 01

Fuente: Elaboración propia

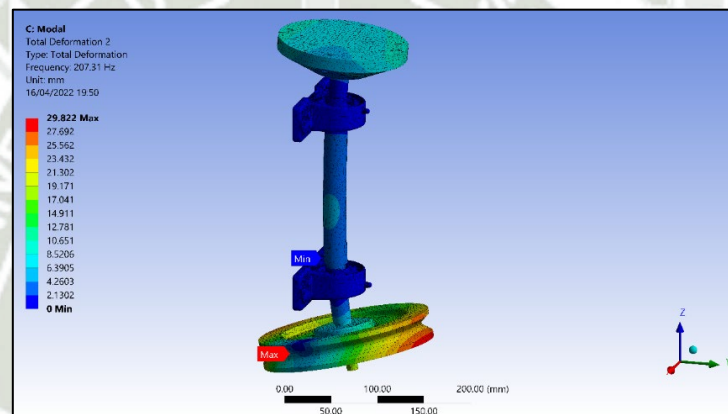


Figura 3.45 Análisis modal 02

Fuente: Elaboración propia

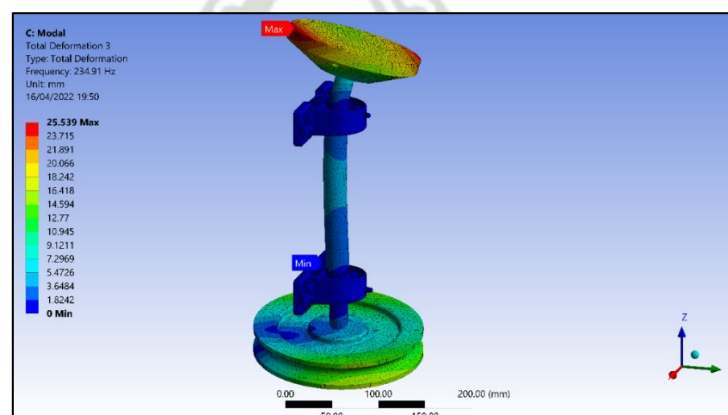


Figura 3.46 Análisis modal 03

Fuente: Elaboración propia

Al aplicar fuerzas y restricciones en el sistema de ensamble, y posterior a ello sometemos a un análisis de respuesta armónica en un rango de frecuencia entre 0 a 60Hz podremos asegurar que nuestro sistema se aleja de la resonancia. Esto se visualiza en la Figura 3.47.

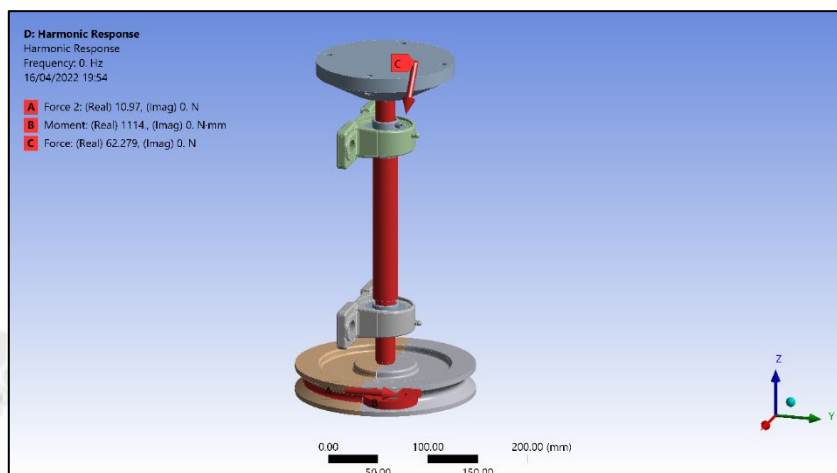


Figura 3.47 Asignación de cargas en respuesta armónica

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.48 se puede ver el diagrama de intervalos de vibración a la que nuestro sistema es analizado.

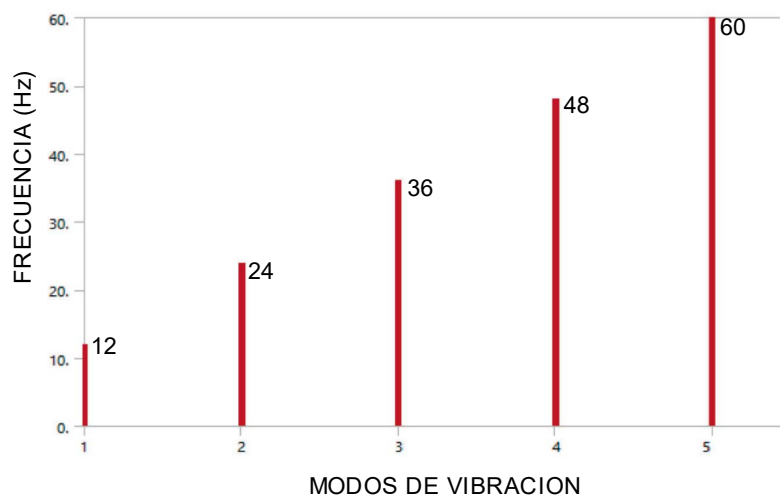


Figura 3.48 Diagrama de modos de vibración del sistema de transmisión

Fuente: Elaboración propia

La siguiente Figura 3.49 muestra la deformación máxima del sistema de ensamble analizada a 60Hz, esta deformación es aceptable para nuestro diseño.

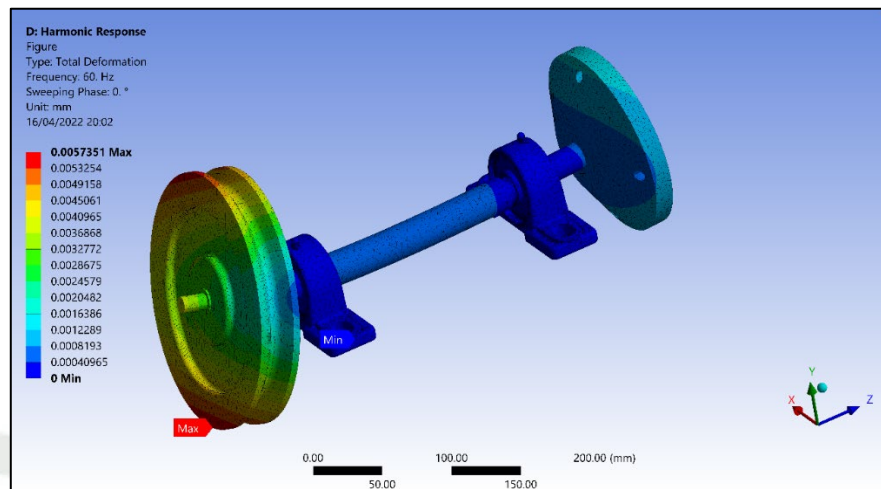


Figura 3.49 Máxima deformación

Fuente: Elaboración propia

Al verificar el esfuerzo máximo que puede sufrir nuestro sistema luego de realizar el análisis, podemos apreciar en la Figura 3.50 que 5.55MPa es pequeño a comparación del esfuerzo máximo permisible que puede soportar el material como es el acero AISI 4340. Este esfuerzo se da precisamente entre la chumacera y la polea conducida del ensamble.

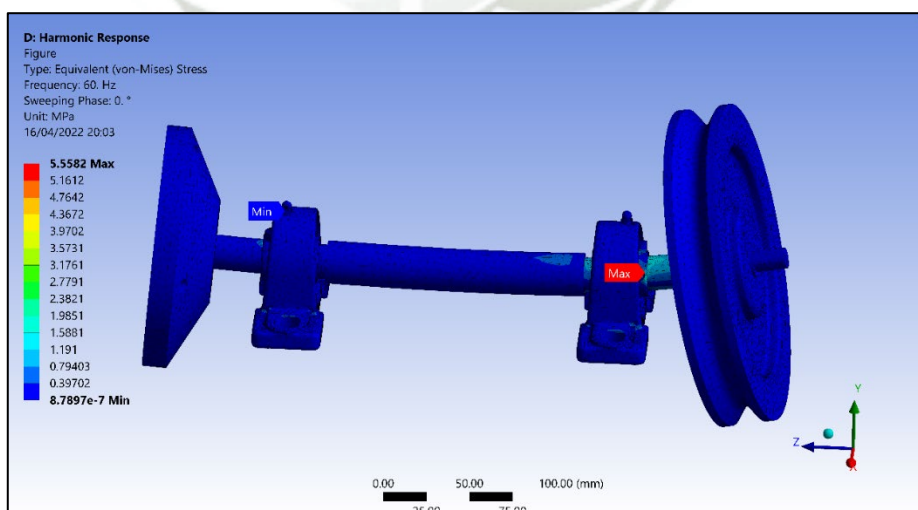


Figura 3.50 Máximo esfuerzo equivalente

Fuente: Elaboración propia

### 3.2.8.6 Cálculo de chaveta.

Definimos el diámetro del eje donde se ubicará nuestra chaveta. Para el diseño de la cuña requerida nos centraremos en la norma ANSI B17.11-1967

La Figura 3.51 muestra el diámetro del eje donde se instalará la polea conducida, siendo esta de 18 mm  $\approx 11/16$  pulg y proceder a definir nuestro material para la Cuña.

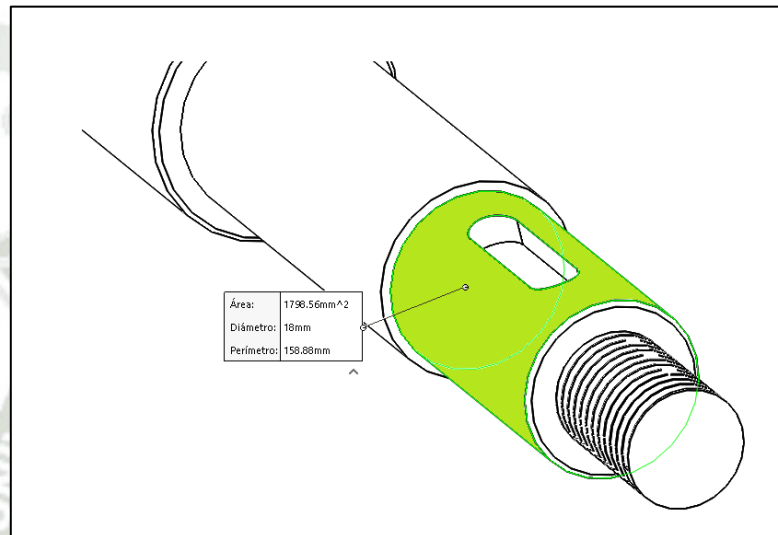


Figura 3.51 Cuñero  
Fuente: Elaboración propia

- Material de la cuña AISI 1020 CD  
 $S_y = 51000$  psi
- Material del eje acero AISI 1020 CD  
 $S_y = 30000$  psi
- Material del cubo Aluminio  
 $S_y = 4000$  psi

El factor de seguridad para la fabricación de chavetas es  $N = 3$  según Mott (2006).

Para determinar el tamaño de nuestra cuña en función del diámetro del eje, nos acogeremos a la tabla que indica la norma ANSI B17.11-1967 Figura 3.52. Seleccionaremos una cuña cuadrada dado que nuestro diámetro del eje donde se instalará la cuña es menor a 6.5 pulg.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1/4	1/4	3/16
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	5/16	5/16	1/4
1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3/8	3/8	1/4
1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1/2	1/2	3/8
2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	5/8	5/8	7/16
2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3/4	3/4	1/2
3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	7/8	7/8	5/8
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1	1	3/4
4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	7/8
5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1

Figura 3.52 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Fuente: Extraído de Mott (2006)

Se analizará de acuerdo a los modos de falla potenciales de las cuñas:

- a) Corte a través de la interfase eje/cubo
- b) Falla por compresión, debido a la acción del empuje entre los lados de la cuña y las caras del cuñero del eje o cubo.

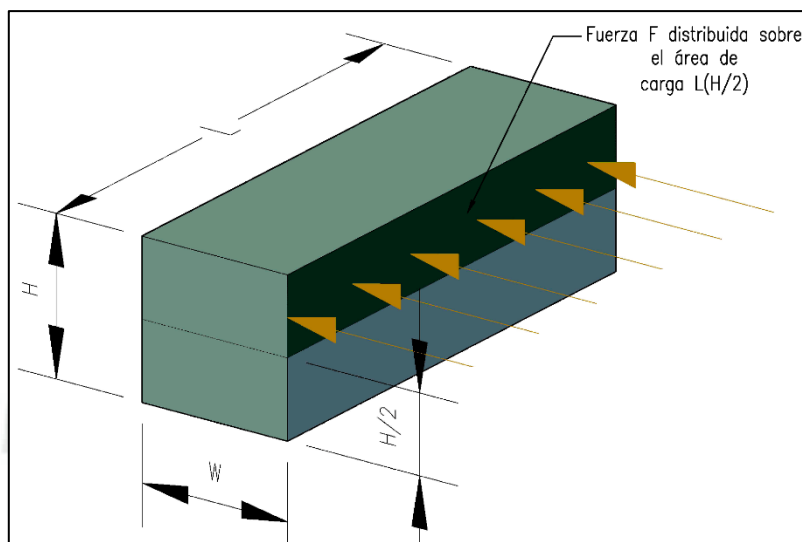


Figura 3.53 Chaveta

Fuente: Elaboración propia

Se muestra el plano de corte directo que existe en la cuña a consecuencia de las fuerzas de reacción del cubo y la fuerza del eje sobre la cuña.

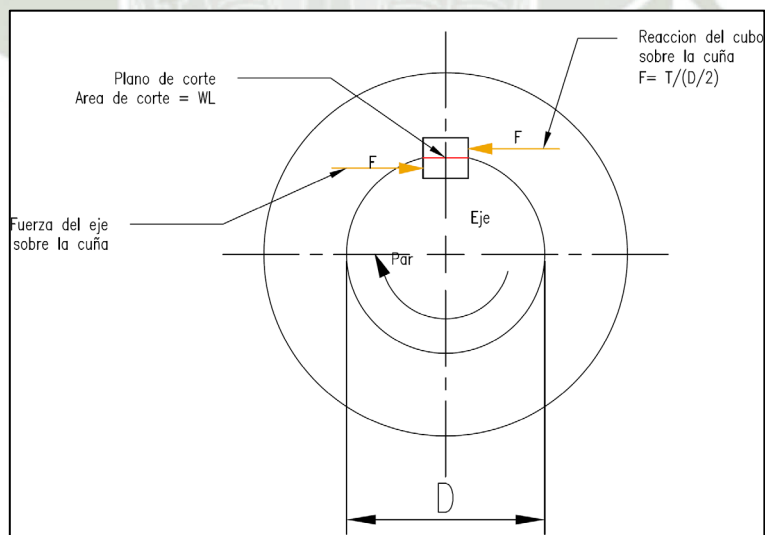


Figura 3.54 Análisis de cuña

Fuente: Elaboración propia

Según la norma, se recomienda que las dimensiones apropiadas para ejes con diámetros mayores a 9/16 pulg y menores a 7/8 pulg sea como se muestra en la Figura 3.55:

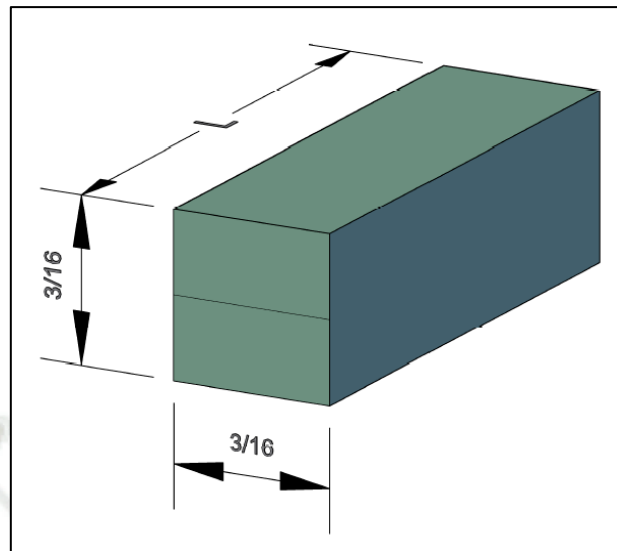


Figura 3.55 Dimensión de Cuña

Fuente: Elaboración propia

Este tipo de cuña paralela es común para los ejes, además el ancho es nominalmente la cuarta parte del diámetro del eje.

Para analizar cada uno de estos modos de falla es necesario comprender las fuerzas que actúan sobre la cuña, para nuestro diseño la fuerza cortante se calcula mediante la ecuación ( 3.29).

$$F = \frac{T}{(D/2)} \quad (3.29)$$

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)(WL)} = \frac{2T}{DWL}$$

También podemos igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño. Ver ecuación ( 3.30).

$$\tau_d = 0.5 S_y / N \quad (3.30)$$

$$\tau_d = 0.5 \times 51000 / 3$$

$$\tau_d = 0.5 \times 51000 \text{ psi} / 3$$

$$\tau_d = 8500 \text{ psi}$$

Por lo tanto, la longitud necesaria para la cuña se determina mediante la ecuación ( 3.31).

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} \quad (3.31)$$

$$L = \frac{2 \times 9.86 \text{ lb} - \text{pulg}}{8500 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \times \frac{11}{16} \text{ pulg} \times \frac{3}{16} \text{ pulg}}$$

$$L = 0.018 \text{ pulg}$$

La fuerza de empuje se relaciona con el esfuerzo de compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero en el eje o el lado del cuñero en el cubo. Por lo tanto, el área de compresión para cualquiera de las zonas es  $L \times H/2$ . En consecuencia, la falla sucederá en la superficie que tenga menor resistencia a la fluencia por compresión.

El esfuerzo de diseño será analizado en el aluminio ya que es un material con menor límite de fluencia en el lado del cubo  $S_y = 4000 \text{ psi}$ . Ver ecuación ( 3.32).

$$\sigma_d = S_y/N \quad (3.32)$$

$$\sigma_d = 4000 \text{ psi}/3$$

$$\sigma_d = 1333.33 \text{ psi}$$

Por lo tanto, el esfuerzo a compresión es:

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{961 T}{\left(\frac{D}{2}\right) L(H/2)} = \frac{4T}{DLH}$$

Al igualar este esfuerzo con el esfuerzo de diseño podemos calcular la longitud necesaria de la cuña utilizando la ecuación ( 3.33).

$$L = \frac{4T}{\sigma_d DH} \quad (3.33)$$

$$L = \frac{4 \times 9.86 \text{ lb} - \text{pulg}}{1333.33 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \times \frac{11}{16} \text{ pulg} \times \left(\frac{3}{16} \text{ pulg}\right)}$$

$$L = 0.23 \text{ pulg} \approx 5.83 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la longitud mínima que evita que falle por compresión es 5.83 mm. Para que nuestro diseño sea más conservador, nuestra cuña tendrá una longitud de 15 mm

A continuación, se define las dimensiones que tendrá la cuña, ver Figura 3.56. Las dimensiones sugeridas se obtendrán por medio de las ecuaciones ( 3.34) a ( 3.36) mostradas a continuación:

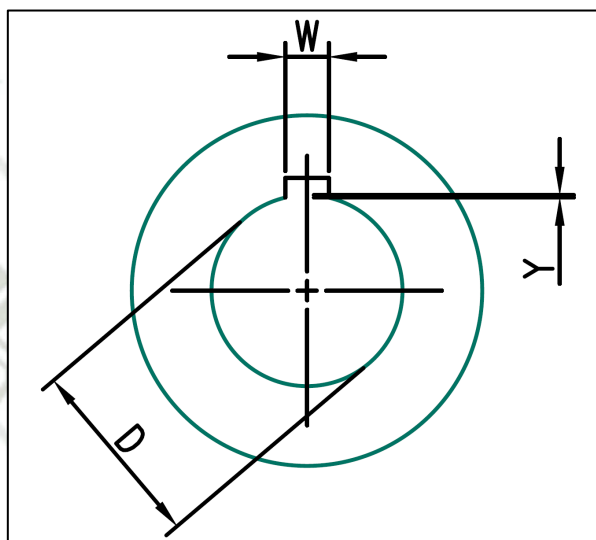


Figura 3.56 Altura de cuerda

Fuente: Elaboración propia

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad (3.34)$$

$$Y = \frac{20\text{mm} - \sqrt{(20\text{mm})^2 - \left(\frac{3}{16} \text{ pulg} \times \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}}\right)^2}}{2}$$

$$Y = 0.288 \text{ mm}$$

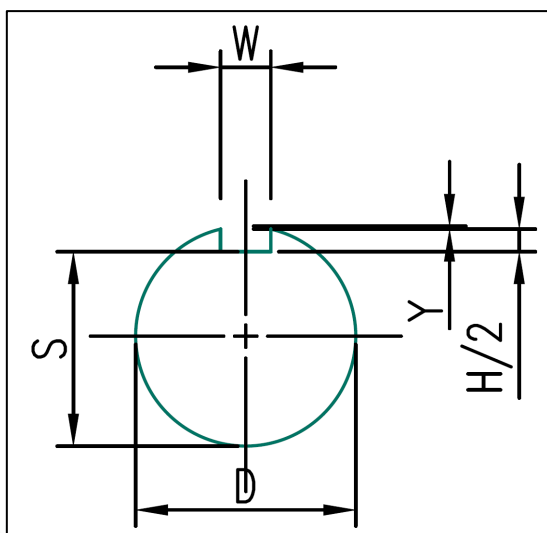


Figura 3.57 Profundidad del cuñero en el eje

Fuente: Elaboración propia

$$S = D - Y - \frac{H}{2} = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad (3.35)$$

$$S = 20\text{mm} - 0.288\text{mm} - \frac{\frac{3}{16}\text{ pulg} \times \frac{25.4\text{ mm}}{1\text{ pulg}}}{2}$$

$$S = 17.33\text{ mm}$$

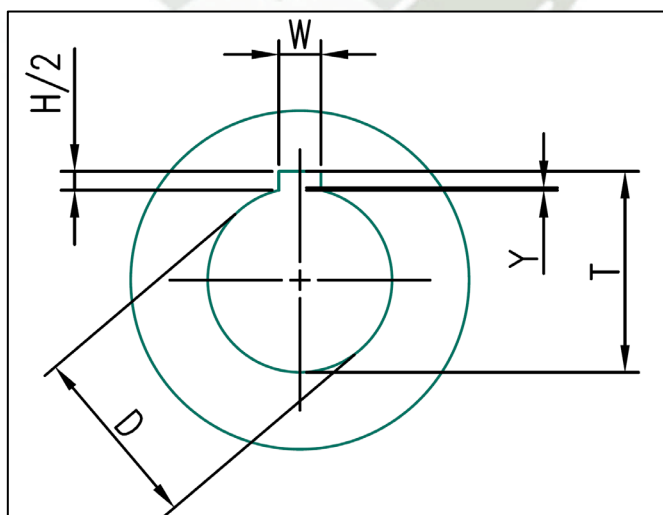


Figura 3.58 Profundidad del cuñero en el cubo

Fuente: Elaboración propia

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C \quad (3.36)$$

$$T = 20\text{mm} - 0.288\text{m} + \frac{\frac{3}{16}\text{ pulg} \times \frac{25.4\text{ mm}}{1\text{ pulg}}}{2} + 0.005\text{pulg} \times \frac{25.4\text{ mm}}{1\text{ pulg}}$$

$$T = 22.22\text{ mm}$$

Donde

- C : Margen  
+ holgura de 0.005 pulgadas para cuñas paralelas  
- interferencia de 0.020 pulgadas para cuñas inclinadas
- D : Diámetro del eje [pulg]
- H : Altura nominal de la cuña [pulg]
- W : Ancho nominal de la cuña [pulg]
- Y : Altura de la cuerda [pulg]

La Figura 3.59 muestra el dimensionamiento de la cuña con el eje.

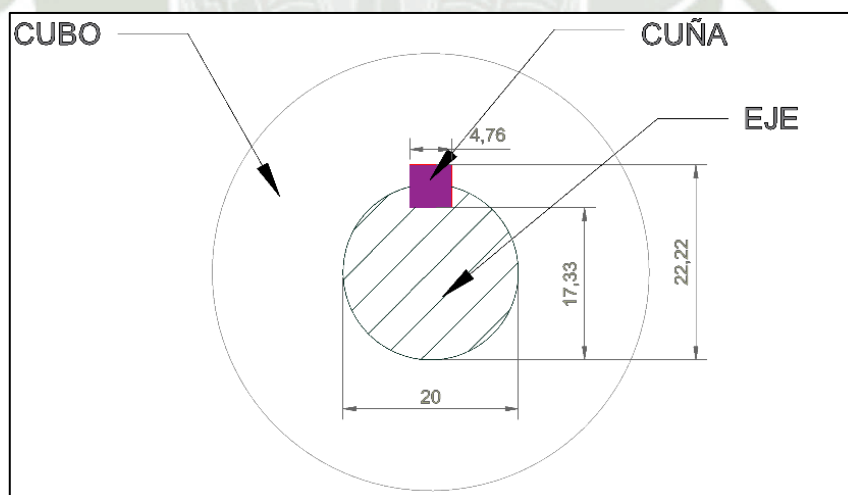


Figura 3.59 Diseño real de la cuña

Fuente: Elaboración propia

### 3.2.8.7 Selección de rodamiento

Debido a diferentes fuerzas que ejercen sobre el punto A tanto las cargas axiales como radiales, se procede a optar un tipo de rodamiento Cónico. La conicidad de este tipo de rodamiento causa una trayectoria distinta a los rodamientos comunes de bolas ya que este sostiene una combinación de cargas.

Evaluamos las cargas radiales en el punto A y B mediante las ecuaciones ( 3.37) y ( 3.42).

$$F_{rA} = \sqrt{A_Y^2 + A_Z^2} \quad (3.37)$$

$$F_{rA} = \sqrt{(52.81 \text{ N})^2 + (5.29 \text{ N})^2}$$

$$F_{rA} = 53.07 \text{ N}$$

Donde

$F_{rA}$  : Carga radial del rodamiento en el punto A [lb]

$A_Y$  : Reacción en el eje Y [N]

$A_Z$  : Reacción en el eje Z [N]

$$F_{rB} = \sqrt{B_Y^2 + B_Z^2} \quad (3.38)$$

$$F_{rB} = \sqrt{(15.68 \text{ N})^2 + (5.68 \text{ N})^2}$$

$$F_{rB} = 16.68 \text{ N}$$

Donde

$F_{rB}$  = Carga radial del rodamiento en el punto B [lb]

$B_Y$  = Reacción en el eje Y [N]

$B_Z$  = Reacción en el eje Z [N]

Las fuerzas axiales para el punto A y B lo determinamos mediante las ecuaciones ( 3.39) y ( 3.42).

$$F_{AA} = F_n + W_{\text{porta disco}} \quad (3.39)$$

$$F_{AA} = 50 \text{ N} + 24.3 \text{ N}$$

$$F_{AA} = 74.3 \text{ N}$$

Donde

$F_{AA}$  : Fuerza axial resultante en el punto A [lb]

$F_n$  : Fuerza normal [N]

$W_{\text{porta disco}}$ : Peso de porta disco [N]

$$F_{BB} = W_{\text{eje}} + W_{\text{polea}} \quad (3.40)$$

$$F_{BB} = 9.50 \text{ N} + 19.56 \text{ N}$$

$$F_{BB} = 29.06 \text{ N}$$

Donde

$F_{BB}$  : Fuerza axial resultante en el punto B [lb]

$W_{\text{eje}}$  : Peso del Eje [N]

$W_{\text{polea}}$  : Peso de la polea [N]

Debido a que las mayores fuerzas, tanto axiales como radiales, se encuentran en el punto A, procederemos con el cálculo de este rodamiento cónico.

La American Bearings Manufacturers' Association (ABMA) recomienda el método siguiente para calcular las cargas equivalentes sobre un rodamiento Cónico. Ver ecuación ( 3.41) y ( 3.42).

$$P_a = 0.4F_{rA} + 0.5 \frac{Y_A}{Y_B} F_{rB} + Y_A T_A \quad (3.41)$$

$$P_b = F_{rB} \quad (3.42)$$

$$F_{rA} = 53.07 \text{ N} \approx 11.93 \text{ lb}$$

$$F_{rB} = 16.68 \text{ N} \approx 3.75 \text{ lb}$$

$$T_A = 74.3 \text{ N} \approx 16.7 \text{ lb}$$

$$Y_A = 1.75$$

$$Y_B = 1.75$$

Reemplazando en la ecuación( 3.41) y ( 3.42).

$$P_a = 0.4 \times 11.93 \text{ lb} + 0.5 \frac{1.75}{1.75} \times 3.75 \text{ lb} + 1.75 \times 16.7 \text{ lb}$$

$$P_a = 35.87 \text{ lb}$$

$$P_b = 3.75 \text{ lb}$$

Donde

$P_a$  : Carga radial equivalente sobre el rodamiento A [pulg]

$Y_A$  : Factor de empuje para el rodamiento A

$Y_B$  : factor de empuje para el rodamiento B

$T_A$  : Carga de empuje [lb]

$P_b$  : Carga radial equivalente sobre el rodamiento B [pulg]

La duración recomendada para rodamientos de este tipo de máquinas se procede a estimar en la siguiente Figura 3.60.

Aplicación	Duración de diseño $L_{10}$ , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
<b>Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general</b>	<b>20 000-30 000</b>
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores, *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986.

Figura 3.60 Duración recomendada para el rodamiento

Fuente: Extraído de (Mott, 2006)

Para motores eléctrico y maquinas industriales estimaremos una duración de diseño de los rodamientos los siguientes valores:

$$L = 25000 \text{ hrs}$$

$$L_d = L \times w$$

Donde

L : Duración de diseño [hr]

$L_d$  : Duración de diseño expresado en [rev]

w : Velocidad angular [rpm]

$$L_d = 25000 \text{ hr} \times \frac{600 \text{ rev}}{\text{min}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}}$$

$$L_d = 9 \times 10^8 \text{ rev}$$

La Capacidad de carga dinámica se calcula mediante la siguiente ecuación ( 3.43):

$$C_A = P_A \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.43)$$

Donde

$C_A$  : Capacidad de carga en el rodamiento A [lb]

k : Factor para rodamientos cónicos [adimensional]

$C_B$  : Capacidad de carga en el rodamiento B [lb]

Por ser un rodamiento cónico según Mott (2006) se establece  $k = 3.33$

$$C_A = 35.87 \text{ lb} \times \left( \frac{9 \times 10^8 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3.33}}$$

$$C_A = 276.62 \text{ lb}$$

De igual modo:

$$C_B = 3.75 \text{ lb} \times \left( \frac{9 \times 10^8 \text{ rev}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3.33}}$$

$$C_B = 28.92 \text{ lb}$$

Barreno	Díámetro 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.

Figura 3.61 Selección de carga de rodamiento

Fuente: Extraído de Mott (2006)

Debido a que la carga encontrada es mucho menor que la de los rodamientos que se especifican en dicha tabla, se procede con base al diámetro del eje. Figura 3.62.

DIMENSIONES PRINCIPALES			CAPACIDAD DE CARGA BÁSICA		CARGA LÍMITE DE FATIGA	VELOCIDADES NOMINALES		MASA	DESIGNACIÓN	SERIES DE DIMENSIONES PARA LA NORMATIVA (ABMA)
d	D	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad Límite			
mm	mm	mm	kN	kN	kN	r.p.m.	r.p.m.	kg	-	-
15	42	14.25	22.4	20	2.08	13000	18000	0.094	30302 J2	2FB
17	40	13.25	19	18.6	1.83	13000	18000	0.079	30203 J2	2DB
	47	15.25	28.1	25	2.7	12000	16000	0.13	30303 J2	2FB
	47	20.25	34.7	33.5	3.65	11000	16000	0.17	32303 J2/Q	2FD
20	42	15	24.2	27	2.65	12000	16000	0.098	32004 X/Q	3CC
	47	15.25	27.5	28	3	11000	15000	0.12	30204 J2/Q	2DB
	52	16.25	34.1	32.5	3.55	11000	14000	0.17	30304 J2/Q	2FB

Figura 3.62 Selección de rodamiento por medio del diámetro del eje

Fuente: Extraído de Mott (2006)

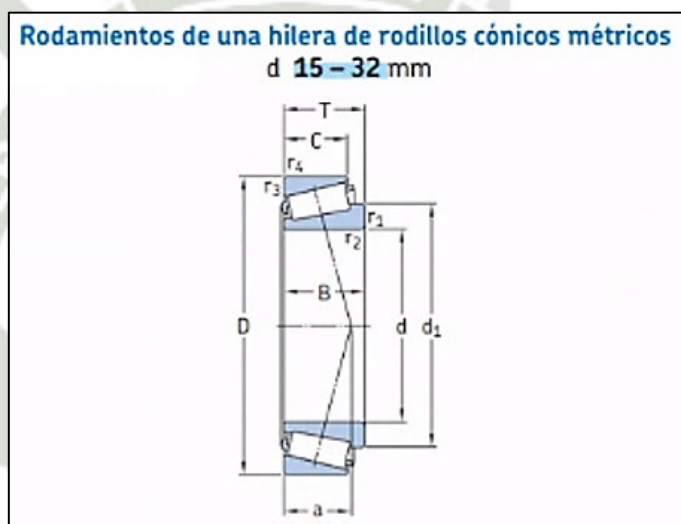


Figura 3.63 Dimensionamiento de rodamiento

Fuente: Extraído de Mott (2006)

El tipo de rodamiento requerido para nuestro diseño es 32004 X/Q, este tipo es de la marca SKF. siendo este un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos métricos.

### 3.2.8.7 Cálculo de contrapesos

Para realizar la prueba de desgaste en la máquina, se debe considerar un peso muerto en la palanca y pivote, es por eso que el diseño debe contener un contrapeso que se asemeje al peso de la palanca para que pueda equilibrarse y así la espiga o pin pueda soportar la carga

normal, por lo tanto, se procede a calcular las dimensiones del contrapeso utilizando las ecuaciones ( 3.44) a ( 3.46).

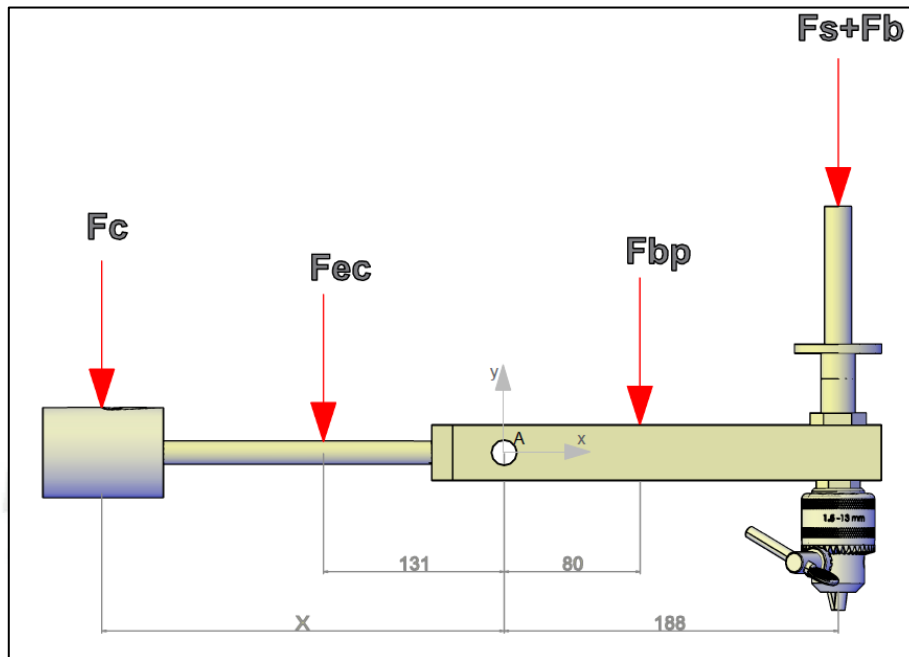


Figura 3.64 Análisis de brazo y porta pin

Fuente: Elaboración propia

$$\sum M_A = 0 \quad (3.44)$$

$$F_{ec} \times 131 + W_x - F_{bp} \times 80 - (F_s + F_b) \times 188 = 0$$

$$2.039 \times 131 + W_x - 7.41 \times 80 - 6.83 \times 188 = 0$$

$$W_x = 1609 \text{ Nmm}$$

Si al contrapeso lo instalamos cuando  $x = 150 \text{ mm}$  , entonces tendremos un peso de:

$$W = 10.73 \text{ N}$$

Conociendo la densidad del material, podemos encontrar el volumen:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.45)$$

$$V = \frac{m}{\rho}$$

$$V = \frac{1093 \text{ kg}}{7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V = 1.39 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Este es el volumen que debe poseer la contrapesa, y como tendrá una dimensión cilíndrica con una altura de  $h = 70 \text{ mm}$ , encontramos un diámetro exterior de:

$$V = \frac{\pi(D^2 - d^2)h}{4} \quad (3.46)$$

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi h} + d^2}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(1.39 \times 10^{-4} \text{ m}^3)}{\pi 0.07} + 0.013^2}$$

$$D = 5.20 \times 10^{-2} \text{ m} \approx 52 \text{ mm}$$

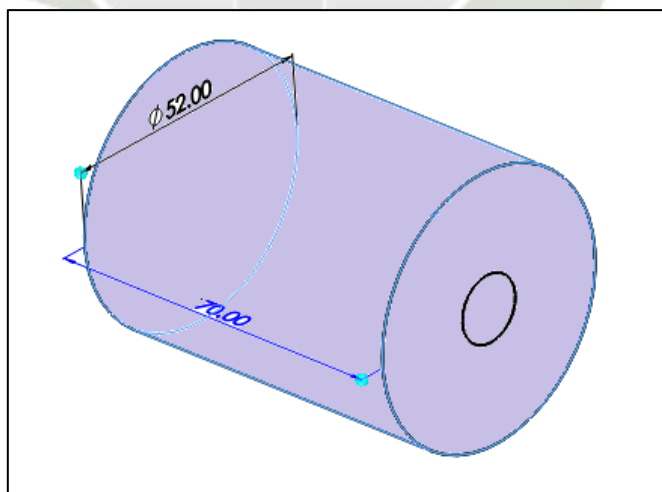


Figura 3.65 Diseño de contrapeso

Fuente: Elaboración propia

### 3.2.8.8 Análisis estático y vibracional de la estructura

Utilizando la herramienta computacional ANSYS 2020 R2 se realiza una configuración CAD la simulación de la estructura de la máquina de desgaste tipo pin on disk y el análisis vibracional como se muestra en la Figura 3.66.



Figura 3.66 Diseño tridimensional de estructura

Fuente: Elaboración propia

El análisis de la estructura se realiza utilizando acero estructural A-36 con una resistencia a la fluencia de 250MPa. El esquema del análisis se muestra en la Figura 3.67.

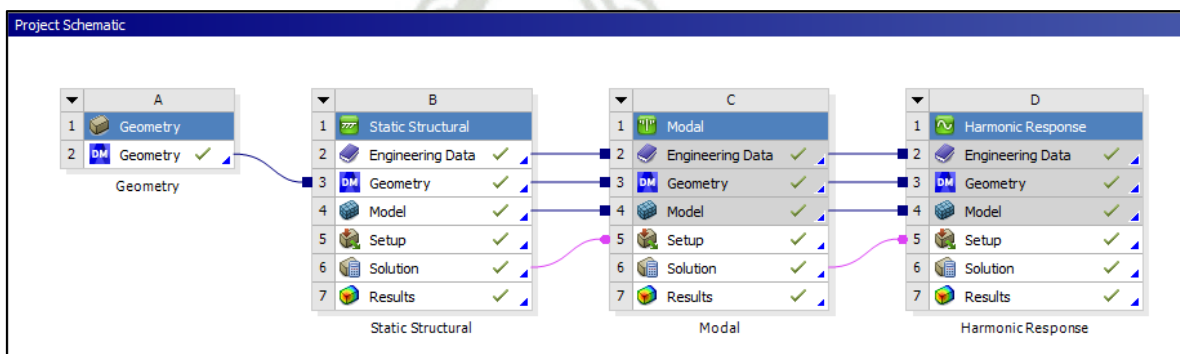


Figura 3.67 Esquema para análisis de estructura

Fuente: Elaboración propia

Las fuerzas y momentos aplicados sobre la estructura se muestran en la Figura 3.68. Estas fuerzas son causadas por el peso propio de la estructura, peso del motor, el peso del mecanismo sobre la mesa, el peso de las pesas que aplican durante la prueba y la fuerza que ejerce el peso del sistema de transmisión de la máquina.

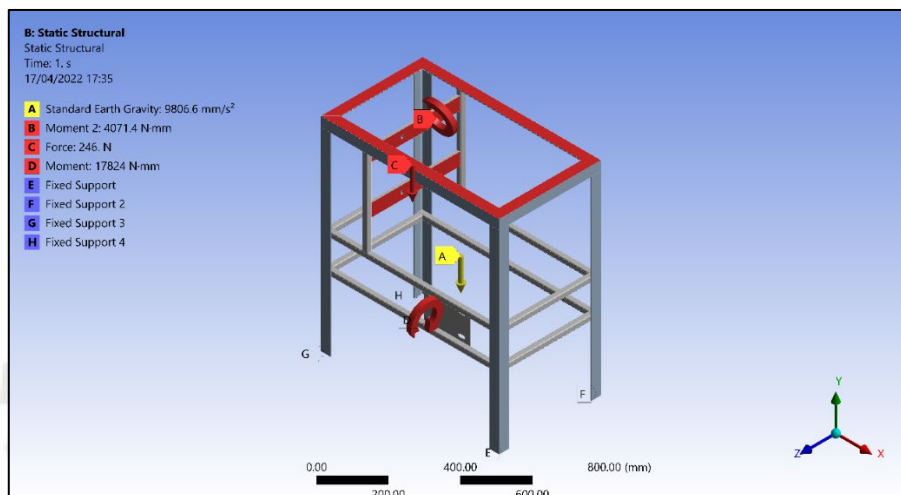


Figura 3.68 Asignación de cargas y restricciones de la estructura

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.69 se muestra la máxima deformación estática a causa de las fuerzas aplicadas. La máxima deformación es 0.083mm. En definitiva, esta deformación máxima obtenida es conservadora para nuestro tipo de maquina pin on disk.

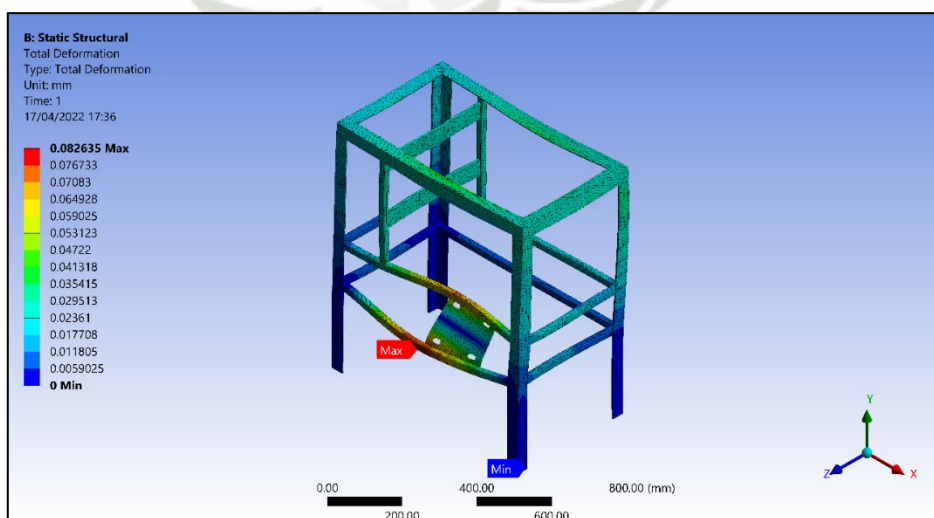


Figura 3.69 Deformación máxima de estructura

Fuente: Elaboración propia

El esfuerzo máximo que sufre la estructura se da precisamente en los tubos de la base del motor eléctrico siendo este de 18.23 MPa < 250MPa, este valor es menor al esfuerzo de fluencia del material Acero A-36, como se muestra en la Figura 3.70

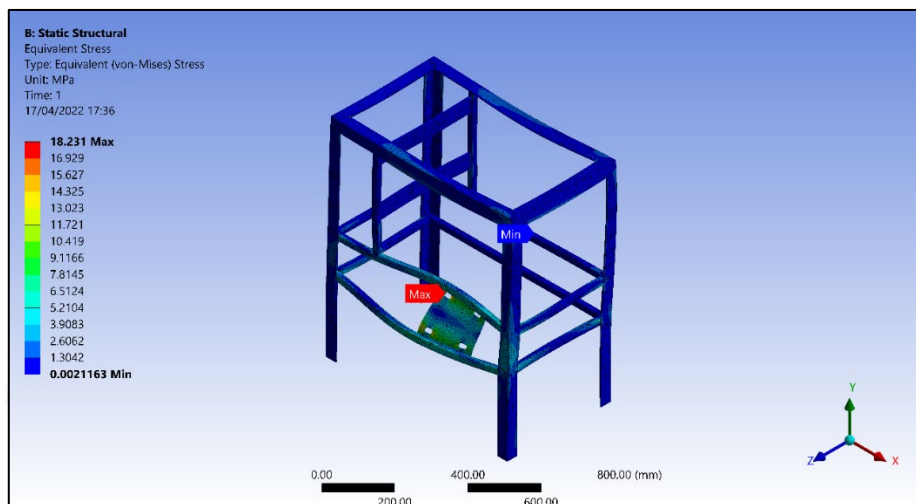


Figura 3.70 Esfuerzo equivalente Von Mises  
Fuente: Elaboración propia

Además, podemos verificar el factor de seguridad mínimo luego de realizar el análisis de la estructura, siendo este valor de 13.71 como se muestra en la Figura 3.71.

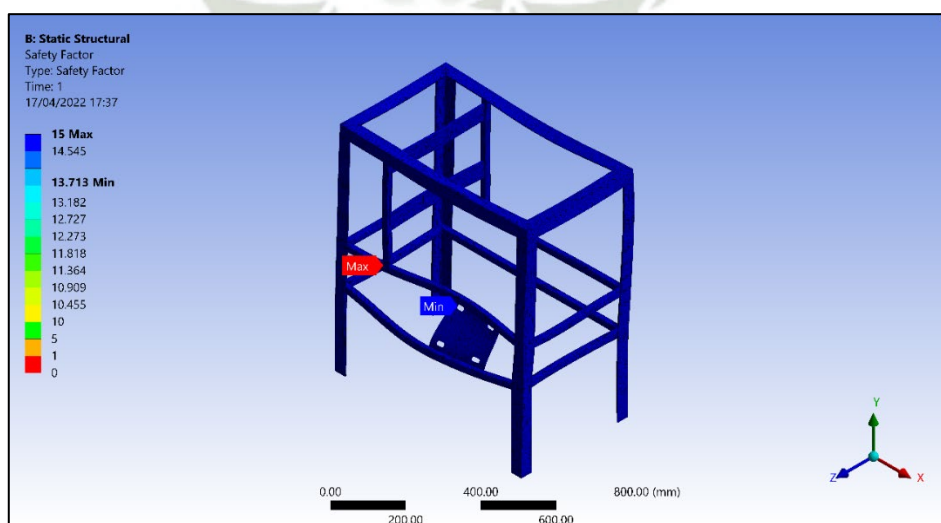


Figura 3.71 Factor de seguridad de la estructura  
Fuente: Elaboración propia

Realizado el análisis estático de la estructura se procede a estimar las frecuencias naturales de la estructura a través del análisis modal. Los modos de vibración lo podemos visualizar en la Figura 3.72. Se puede observar 3 modos de vibración en las cuales podría entrar en resonancia durante el funcionamiento de nuestra maquina pin on disk.

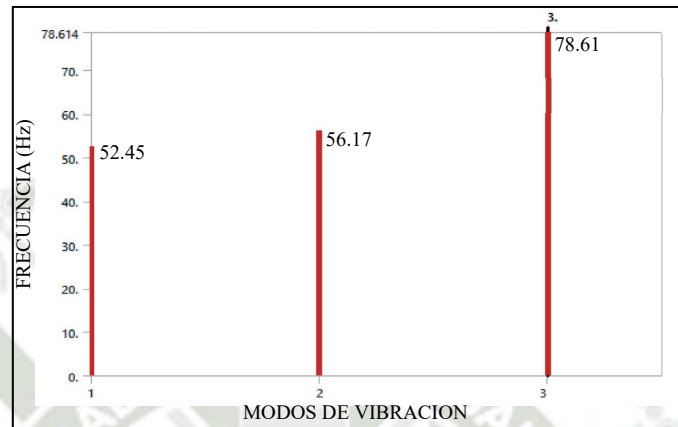


Figura 3.72 Diagrama de frecuencias naturales de la estructura  
Fuente: Elaboración propia

En la siguiente figura se propone un enfoque de diagnóstico vibracional de un análisis modal. El primer modo de vibración analizado se da a una frecuencia de excitación de 54.45 Hz, esto equivale a 3147 rpm. Como se puede observar en la Figura 3.73, la deformación máxima que sufriría la maquina seria de 10.15 mm. Dado que la máquina de ensayo tipo Pin on disk funciona a 1750 rpm, podemos determinar que la frecuencia de excitación de la estructura con el sistema se mantienen alejados de la resonancia.

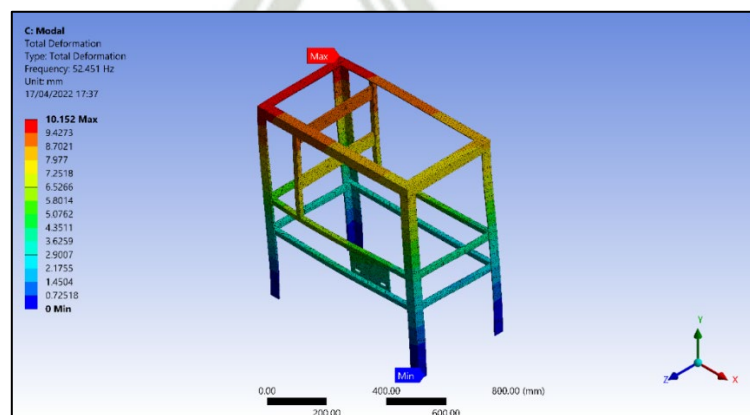


Figura 3.73 Deformación máxima 01  
Fuente: Elaboración propia

## Capítulo 4

### DISEÑO DE DETALLE

#### 4.1 Generalidades

La fabricación y montaje de la máquina para ensayos tipo Pin on disk se ejecuta en la empresa Metal mecánica amigo Miguel, para esta actividad se debe considerar el proceso y secuencia de fabricación y montaje establecido mediante flujogramas, programa de planificación, diseño y sistemas de verificación. Este proceso se lleva a cabo en conjunto con el Supervisor del proyecto y el personal técnico especialista de manera que se optimice el proceso de fabricación, ensamble y evitar cualquier tipo de incidentes en el lugar de trabajo.

Ya que las piezas a fabricar son precisas y de tamaño aceptable que permiten la manipulación del operador, se toma en cuenta la preparación previa del material como el diseño estructural de la maquina en el taller. Para la elaboración de una pieza se deben tomar en cuenta varias de las cataduras fundamentales de la fabricación por arranque de viruta, y

el presente trabajo muestra no solo los procesos utilizados sino también la fabricación y montaje de las piezas de acuerdo al diseño establecido.

#### **4.2 Criterios de diseño, fabricación y montaje**

El diseño de detalle tiene como enfoque principal la ingeniería concurrente orientado en la fabricación y montaje de la máquina tipo Pin on disk. La revisión de los documentos de fabricación, son claves para la realización de la fabricación, esto sirve para consolidar la adecuación de los acabados y tolerancias admisibles de cada pieza que se desea, no es admisible la simplificación de piezas para la construcción de la máquina.

El montaje es de carácter integrador de elementos por excelencia, en la cual se puede descubrir o detectar de manera inmediata los defectos de una pieza. Con esto podremos construir y gestionar conjuntos complejos de piezas de forma jerárquica.

La manipulación y composición de las piezas o componentes será cuidadosa, dado que, algunas de ellas tienen acabado superficial que pudieran dañar la lectura y/o toma de medidas. La unión entre las piezas, el ajuste, la puesta a punto, la unión entre las piezas y finalmente la verificación del montaje será analizada cuidadosamente para no alejarse del diseño propuesto.

#### **4.3 Fabricación de la máquina tipo PIN ON DISK**

Durante la fabricación se debe asegurar los elementos o piezas y plantear alternativas de solución para las dificultades que se presenten de manera segura, óptima y eficiente. A continuación, mencionamos algunas recomendaciones que se debe tomar en cuenta durante el proceso de fabricación:

- a) Garantizar que las piezas sean fabricables.
- b) Evitar operaciones incompatibles. (DFMA, 2015).
- c) Incluir elementos de referenciación.
- d) Evitar formas complicadas e incompatibles.
- e) Prever herramientas adecuadas durante el montaje.
- f) Incorporar chaflanes para la inserción de piezas.

- g) Examinar y mejorar la secuencia de montaje.
- h) Prever puntos de sujeción y traslado de la máquina.

Según Bernaldes (2015), la fabricación de las piezas mecánicas de toda la maquina tipo Pin on disk y demás componentes, se obtiene de la siguiente manera:

- 1) Fabricación de la pieza en la propia empresa.
  - Know-how en componentes estratégicos.
  - Utilización y amortización de instalaciones existentes.
  - Capacidad de innovación.
  - Permite diferenciación.
  - Flexibilidad productiva.
- 2) Adaptación de un componente de mercado.
  - Disponibilidad inmediata.
  - Componentes probados.
  - Bajo costo.
  - Disponibilidad y libertad de recambios sin producción.

#### 4.4 Normas empleadas para la fabricación y montaje de la maquina tipo PIN ON DISK

Como normas internacionales utilizadas para el diseño y fabricación de la maquina tipo Pin on disk tenemos:

- 1) Norma ASTM (2000) Standard Test Method for Wear Testing with a Pin on Disk Apparatus. (Método de prueba estándar para pruebas de desgaste con un aparato Pin on disk), esta norma describe el procedimiento para determinar el desgaste de los materiales en el proceso de deslizamiento utilizando un aparato Pin on disk.
- 2) AWS D1.1 American Welding Society (Sociedad Americana de Soldadura), esta norma contiene requisitos para fabricar y armar elementos estructurales de acero,

además, cubre los requerimientos de cualquier tipo de estructura soldada con acero al carbono y de baja aleación para el proceso constructivo. Así mismo puede ser utilizado conjuntamente con diferentes especificación o códigos que complementen al diseño y construcción estructural de acero. (AWS, 2016)

- 3) Ensayos de duración de herramientas de torno de corte único UNE 16148-1985, ISO 3685-1993, dichas normas normalizan los ensayos de vida útil de las herramientas de corte especificando condiciones que influyen durante la operación del mecanizado. Además, nos ayuda a seleccionar el tipo de herramienta de corte que requerimos para el proceso de manufactura de diferentes piezas para la máquina pin on disk.
- 4) Normas generales para las herramientas de corte:
  - Herramientas de Cilindros (ISO 1, 2 y 6).
  - Herramienta acodada a la derecha (ISO 3).
  - Herramienta acodada a la izquierda (ISO 3).
  - Herramienta de Corte Frontal (ISO 5).
  - Herramienta para Interiores (ISO 9 y 8).
  - Herramienta para Ranurar (ISO 4 y 7).

#### **4.5 Proceso de fabricación de componentes y partes de maquina tipo PIN ON DISK**

##### **4.5.1 Fabricación del sistema de transmisión**

###### **4.5.1.1 Fabricación del eje de transmisión**

Para la fabricación de la pieza (eje de transmisión) se adquiere el material en bruto con una longitud y diámetro aproximado de 35cm x 1pulg respectivamente. Las operaciones que se realizan para la preparación de la pieza en bruto son las siguientes:

- a) Refrentado: se realiza el desprendimiento de viruta hasta conseguir una longitud de 342mm y lograr que quede 90° respecto al eje de simetría. Para esta operación se considera utilizando una herramienta (plaquita) de Refrentado según la Norma ISO 3. El material a utilizar para efectuar este proceso es HSS (High Speed Steel) Acero rápido.

- b) Punteado: esta operación se realiza para mejorar la estabilidad de la pieza durante la ejecución de los procesos de mecanizado. Esto se consigue punteando ambos extremos y utilizando el punto y contrapunto para sujetar dicha pieza.
- c) Cilindrado: con este proceso se pudo mecanizar el diámetro exterior de la pieza 25mm. Para esta operación se considera utilizar una herramienta (plaquita) de cilindrado según la Norma ISO 3.
- d) Refrentado: este proceso se realiza para desbastar los extremos de la pieza tal como se ve en la Figura 4.1. Se ubica la herramienta de corte de tal manera que se encuentre enfrentada a la cara que se va mecanizar y de esta forma poder mecanizarla con el filo de corte y la punta.
- e) Cilindrado: dado que nuestra pieza tiene diferentes diámetros tales como 20mm, 25mm, 18mm y 12mm, se considera fabricar la pieza en el orden descendiente, es decir, de mayor a menor, por un extremo de la pieza y luego por el otro. Es decir que primero se cilindra los diámetros 25mm y 20mm, luego se da vuelta a la pieza para continuar con los diámetros de 20mm, 18mm y 12mm.



Figura 4.1 Proceso de fabricación del eje de transmisión

Fuente: Elaboración propia

- f) Desbaste: este desbaste se realiza para reducir los diferentes diámetros requeridos de acuerdo a los planos y obtener diámetros menores a los iniciales como son 20mm, 18mm y 12mm.

- g) Acabado: se realiza el acabado para dar una pasada final y reducir las irregularidades que posee la superficie del eje de transmisión. Además, se realiza el acabado superficial para las superficies donde irán asentados los rodamientos.
- h) Mecanizado de la rosca exterior: se utiliza una rosca métrica M12 x 1.25 (es decir un diámetro exterior igual a 12mm con un paso de 1.25mm). la longitud de la rosca es de 18mm para el ingreso de la polea conducida la cual tiene una tolerancia suficiente para su ajuste y torqueo de tuerca.
- i) Mecanizado del Chavetero: el chavetero se mecaniza empleando la fresadora, el diámetro de la fresa empleada para mecanizar el chavetero para nuestro caso será igual al ancho del chavetero (5mm). La profundidad del chavetero (3mm) se mecaniza en tres pasadas de 1.5mm, 1.0mm y el acabado de 0.5mm.
- j) Agujero: el proceso del agujereado será para asegurar el porta disco mediante un perno M10. Primero se posiciona la broca de tal manera que se encuentre centrado y frente al extremo superficial, luego se desprende el material lentamente mediante una broca menor a 10mm de diámetro, se debe tener en cuenta el diámetro final de la rosca. Una vez perforado se procede con el desbaste utilizando una herramienta para interiores de acuerdo a la norma ISO 8 y 9.
- k) Roscado interior: se posiciona la herramienta de roscado perpendicularmente a la superficie a mecanizar. La herramienta para interiores debe contemplar la norma ISO 8 y 9 y tiene las dimensiones diámetro 10mm con un paso de 1.25mm.



Figura 4.2 Roscado interior del eje

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.3 Eje de transmisión

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.1.2 Fabricación de la polea motriz

Para realizar el proceso de fabricación de la polea motriz como se muestra en la Figura 4.4, se adquirió el material en bruto de diámetro 2pulg y una longitud de 50 mm para poder ser mecanizado de acuerdo a los planos. El tipo de material adquirido es acero SAE 1020. Cabe mencionar que se consideró este tipo de material ya que el diámetro del eje del motor es aproximadamente 1pulg.

Para la fabricación de la polea motriz como se muestra en la Figura 4.4, primero la pieza en bruto es sujeta con un plato de mordazas de universales para proceder con los procesos mencionados líneas abajo.

- a) Refrentado: Este proceso se realiza para desbastar los extremos de la pieza. Se ubica la herramienta de corte de tal manera que se encuentre enfrentada a la cara que se va mecanizar y de esta forma poder mecanizarla con el filo de corte y la punta.
- b) Cilindrado: para este proceso se utilizó una plaquita de material HSS, esta herramienta de punta dio la forma de la correa 3VX. Cabe mencionar que para mejorar el acabado de la polea motriz se utilizó refrigerante el cual redujo la temperatura de la pieza como de la herramienta utilizada.
- c) Desbaste: Este desbaste se realiza para reducir los diferentes diámetros requeridos de acuerdo a la banda de transmisión 3VX

- d) Tallado: La máquina de talladora se utilizó para hacer el canal chavetero de la polea motriz, este canal tiene una profundidad de 3mm y un ancho de 5mm.



Figura 4.4 Polea motriz

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.1.3 Fabricación de la polea conducida

Para la fabricación de este componente se adquirió el material con un diámetro de 6 pulgadas, y según los planos se fabricó el agujero interior de las poleas conducidas, para ello se realizó el proceso de mandrinado de la siguiente manera:

- a) Mandrinado: Esta operación de mecanizado se realizó para ampliar los agujeros existentes y mejorar la calidad de acabado superficial.
- b) Tallado: La máquina de talladora se utilizó para hacer el canal chavetero de la polea motriz, este canal tiene una profundidad de 3mm y un ancho de 5mm.



Figura 4.5 Fabricación de la polea conducida

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.1.4 Base porta disco

La base porta disco es de material Acero AISI 1020 ideal para la fabricación de la maquina Pin on disk. Como se aprecia en las Figura 4.6 y Figura 4.7, se realizó los procesos de manufactura, la fabricación de cuatro agujeros pasantes con rosca interior, la guía y asiento de nuestra probeta (disco), además del canal chavetero para transmitir la potencia de nuestro eje al porta disco.



Figura 4.6 Fabricación de porta disco inferior

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.1.5 Tapa de porta disco

Se adquirió el material en bruto con un diámetro de 5 1/2 pulgadas y con una longitud de 3/4 pulgadas. El material es Acero AISI 1020. Como se muestra en la Figura 4.7, el proceso se realizó utilizando una herramienta de corte HSS para mejorar el acabado superficial de la misma. Se fabricó cuatro agujeros para instalar los pernos y asegurar el disco.

Las operaciones que se realiza para el proceso de manufactura son Refrentado, Cilindro, achaflanado, taladrado y roscado.



Figura 4.7 Fabricación de porta disco superior

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2 Sistema porta muestras y brazo de palanca

A continuación se detalla el proceso de fabricación del sistema porta muestras y brazo de palanca:

##### 4.5.2.1 Soporte de pesas

Como se ve en la Figura 4.8 y Figura 4.9 esta pieza fue fabricada utilizando los procesos de manufactura en el torno de tal modo que la guía del eje central pueda contener las pesas necesarias que se usara durante las pruebas. Esta pieza puede soportar pesas de hasta 5kg, y gracias a la guía existente podrá mantener estable en una sola posición las pesas al momento de realizar las pruebas.



Figura 4.8 Soporte de pesas

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.9 Soporte de pesas reverso

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.2 Porta Broquero Superior

La pieza fabricada mediante procesos de manufactura en el torno mostrada en la Figura 4.10, une el soporte de pesas con el porta broquero inferior, dado que esta pieza contiene hilos internos M10 como externos M12 podrá mantenerse rígidamente estable el sistema Porta Muestras.



Figura 4.10 Porta broquero superior

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.3 Fabricación de Brazo

Como se muestra en la Figura 4.11, se obtuvo un perfil estructural de  $1\frac{1}{2}$ " x  $1\frac{1}{2}$ " x  $\frac{3}{16}$ " y 27cm de longitud. Se fabrica unas tapas de acero A36 con espesor de  $\frac{3}{16}$ " para cubrir ambos extremos del Brazo, estas tapas serán unidas por medio de soldadura. Además, se realiza la perforación de dos agujeros en un extremo de 19mm y 13mm respectivamente y la fabricación de hilos M10 para el ingreso de la guía del contrapeso tal como se muestra en la Figura 4.11.



Figura 4.11 Fabricación de brazo

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.4 Fabricación del Pin del Brazo

Para la fabricación del PIN se adquirió el material en bruto con una longitud de 70mm y 16 de diámetro. Como se puede ver en la figura.4.12 el Pin tiene una guía para insertar un seguro Seeger para evitar que el Pin se deslice fuera de su posición.



Figura 4.12 Fabricación del pin del brazo

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.5 Fabricación del eje de contrapeso y contrapeso

Estos elementos como se puede ver en la Figura 4.13 y Figura 4.14, son fabricados del tipo de material Acero SAE 1020 de acuerdo a los planos emitidos por el diseñador. Este elemento consta de las siguientes dimensiones; el eje contrapeso tiene una longitud de 205 mm, y en un extremo se fabricó hilos M12 para que se pueda unir al brazo.

En la Figura 4.14 se muestra el contrapeso fabricado, se utilizó como material Acero SAE 1020. El diámetro exterior e interior de 52mm y 13mm respectivamente, además, a la mitad del cilindro se realiza una perforación para fabricar hilos M12 para el ingreso de mariposa de sujeción como se muestra en la Figura 4.15. en dicha figura se muestra la mariposa de sujeción, esta pieza ayuda a sujetar y mantener en una posición requerida para que el brazo quede contrapesado y poder realizar las pruebas de desgaste.



Figura 4.13 Fabricación del eje de contrapeso

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.14 Fabricación del contrapeso

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.15 Contrapeso y perno mariposa

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.6 Fabricación de la Base fija

La Figura 4.16 muestra la fabricación de la base fija. Durante el proceso se realizó seis agujeros chinos de radio 6mm y con una separación de 5mm. Para las paredes laterales se fabricó tres agujeros, dos agujeros de 10 mm para las guías y un agujero de 19mm para el rodamiento.

Las uniones del ensamble del conjunto Base-fija se utilizó electrodos 6011 y se realizó la soldadura en ángulo como se muestra en la Figura 4.16 . La soldadura en ángulo se realiza a lo largo de toda la longitud en ambas paredes tal como se muestra a continuación:



Figura 4.16 Fabricación de base fija

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.17 Fabricación de base de rodamientos

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.7 Fabricación del Soporte Móvil

La Figura 4.18 muestra el elemento fabricado. Para la fabricación de esta pieza se utilizó Acero SAE 1020. Las piezas tienen un espesor de  $\frac{1}{2}$  pulgada tanto para el soporte móvil y las orejas.

Durante la fabricación del soporte móvil, se hizo dos agujeros para las guías de 10 mm de diámetro y en la parte central de cada plancha lateral del soporte móvil se fabricó un agujero con rosca interior M10. Para el proceso de ensamble, se unió los elementos (planchas) utilizando soldadura 6011 como pase raíz y 7018 como acabado y presentación.



Figura 4.18 Fabricación de base móvil

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.8 Fabricación de Guías

Como se muestra en la Figura 4.19, las guías fueron diseñadas para que el soporte móvil pueda deslizarse sobre ella. Se fabricaron dos guías de Acero AISI 1020. Se adquirió varillas de 20 mm de longitud y  $\frac{1}{2}$  pulgada de diámetro.

En un extremo de la varilla se realizó el roscado utilizando herramienta de corte HSS, la rosca es M10 x 1.25. En el extremo opuesto se diseñó una forma semi-elíptica para el ajuste de dichos elementos utilizando llaves mixtas. Se aplicó la clase de rugosidad N7 en la superficie de cada guía.

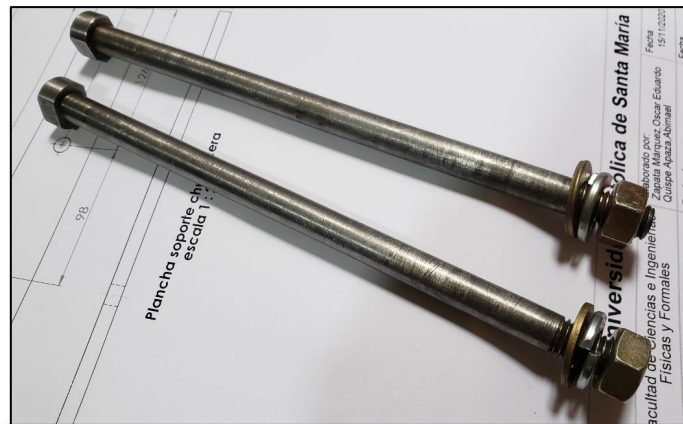


Figura 4.19 Fabricación de guías

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.9 Fabricación del tornillo de Regulación

En la Figura 4.20 muestra el tornillo regulador fabricado. Para la fabricación de este tornillo se adquirió una varilla de 21 cm de longitud y 15mm de diámetro. El material es Acero SAE 1020 la cual es ideal para la fabricación del tornillo regulador del soporte móvil.

El proceso de roscado tiene un hilo M10 x 1.25 y se realiza en una distancia de 150 mm a lo largo de la varilla. En los extremos se realizó el proceso de ranurado para insertar el Seguro Seeger. Para regular el tornillo se inserta una volante en el extremo izquierdo, de tal modo que el usuario para graduar manualmente el radio de la huella antes de realizar las pruebas de materiales.



Figura 4.20 Fabricación de tornillo de regulación

Fuente: Elaboración propia

#### 4.5.2.10 Fabricación del sistema de carga

Como se muestra en la Figura 4.21, las pesas fueron fabricadas mediante procesos de manufactura realizadas en el Torno. Se fabricaron tres pesas, dos de 2kg y uno de 1kg. Estas piezas son del tipo de material Acero SAE 1020.



Figura 4.21 Fabricación de pesas

Fuente: Elaboración propia

#### 4.6 Ensamble Final

Para realizar el ensamble final de todo el sistema porta muestras y brazo de palanca, primero se ensambló los rodamientos de modo que estos se fijen en los asientos de las paredes en la base fija. El rodamiento ingresa mediante ajuste, para ello se utilizó un martillo de goma y un pin de acero para poder posicionar el rodaje y este no sufra ninguna deformación que pudiera dañar los componentes.

Este proceso se realizó para los dos rodamientos SKF, estos tienen un diámetro interior de 10 mm. Cabe mencionar que durante el posicionado de rodamientos no se utilizó ningún fluido ya que se requiere que el elemento ingrese hermético.



Figura 4.22 Ensamble de rodamientos y base fija

Fuente: Elaboración propia

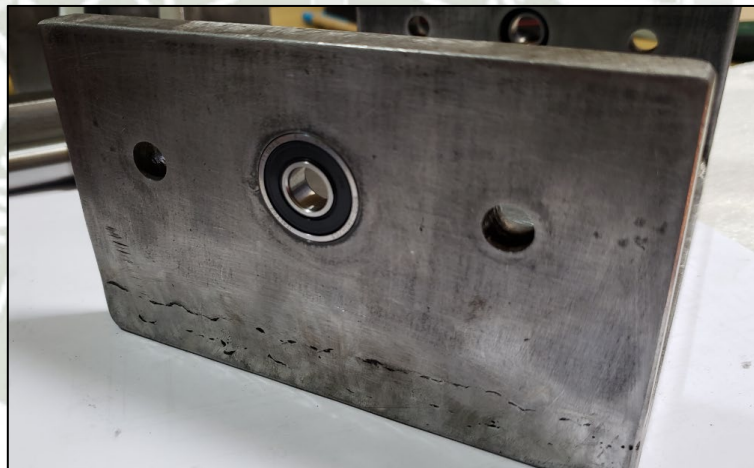


Figura 4.23 Ensamble de base fija y rodamientos

Fuente: Elaboración propia

Luego se posiciona la base móvil para que las guías fijas puedan ingresar y sostener el peso de la base móvil. Estas guías fueron insertadas utilizando grasa líquida en spray HH2000, esta grasa es resistente a altas presiones ideal para el mecanismo a intervenir. Una vez insertada las guías se procede con el ajuste mediante tuercas M12, volandas y arandelas de presión para asegurar este componente.

Se instala el tornillo regulador manualmente y girando suavemente en sentido horario atravesando la base fija y móvil hasta llegar al tope establecido como se ve en la Figura 4.23. Una vez ingrese totalmente, se instala los seguros SEEGER, estos seguros tienen un diámetro interior de 8mm, para asegurar el elemento a la hora de regular el radio de muestreo que se

genera durante la prueba en el disco. Cabe señalar que se coloca 02 seguros SEEGER, uno en cada extremo de manera que no exista un juego exagerado a la hora de regular el sistema como se expone en las Figura 4.24. y Figura 4.25.

A un extremo del tornillo regulador se instala una manija o volante para la regulación manual, este elemento ingresa a presión utilizando un martillo de goma. Para asegurarlo se procede a colocar un prisionero M10 x 1.25”.



Figura 4.24 Ensamble de manija, tornillo regulador y base fija  
Fuente: Elaboración propia



Figura 4.25 Ensamble de base fija y base móvil  
Fuente: Elaboración propia

Seguidamente se posiciona el Brazo y se inserta el Pin como muestra la Figura 4.26, añadiendo grasa líquida en la superficie del mismo. Una vez insertado el Pin se coloca la arandela y el seguro SEEGER utilizando un alicate extractor de seguros.



Figura 4.26 Lubricación del Pin

Fuente: Elaboración propia

Una vez montado el Brazo se inserta el conjunto Guía-contrapeso como se ve en la Figura 4.27. Esta guía tiene una rosca exterior la cual ingresa por el extremo del brazo, dicha guía tiene en el extremo una forma achinada donde puede ingresar una llave mixta de 1/2” para ajustar todo el conjunto.

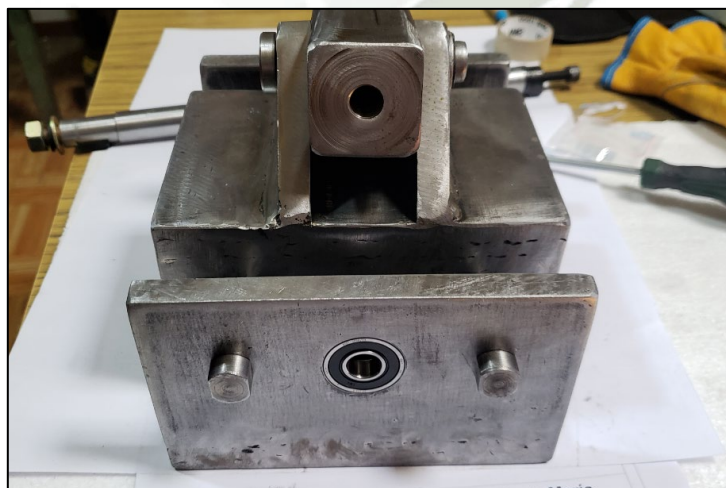


Figura 4.27 Montaje de brazo y base móvil

Fuente: Elaboración propia

Para mantener la posición del contrapeso en la guía, se fabricó un perno mariposa, el cual puede ser asegurado manualmente por el personal que ejecute la prueba, tal como se expone en la Figura 4.28.

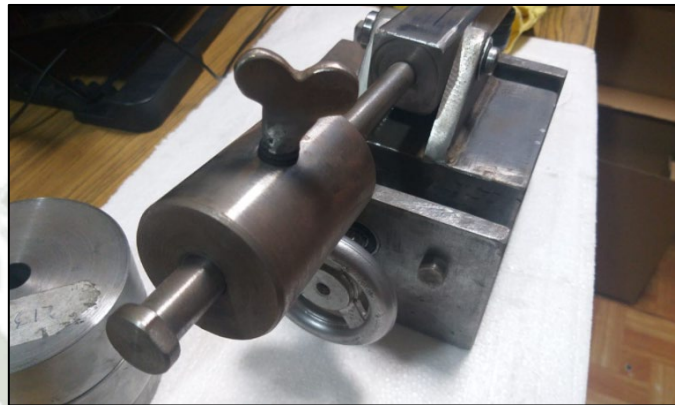


Figura 4.28 Montaje de contrapeso y mariposa

Fuente: Elaboración propia

En el otro extremo del Brazo instalado se coloca el Broquero de  $\frac{1}{2}$  pulgada - 20UNF y se ajusta con el Porta broquero inferior, como se aprecia en la Figura 4.29. El Porta broquero inferior tiene la forma hexagonal para facilitar el ajuste de los elementos ensamblados. En la parte superior del porta broquero se instala el Porta Broquero-Superior y se ajusta al Brazo de la misma manera que el anterior utilizando herramientas manuales.



Figura 4.29 Ensamble de broquero

Fuente: Elaboración propia

Sobre el Porta-Broquero superior se instala el soporte de pesas el cual contiene rosca interior de manera que pueda ser ajustado manualmente. Finalmente, todo el sistema mostrado en la Figura 4.30, es ensamblado en la estructura de acuerdo a los planos de montaje.



Figura 4.30 Ensamble final de mecanismo  
Fuente: Elaboración propia

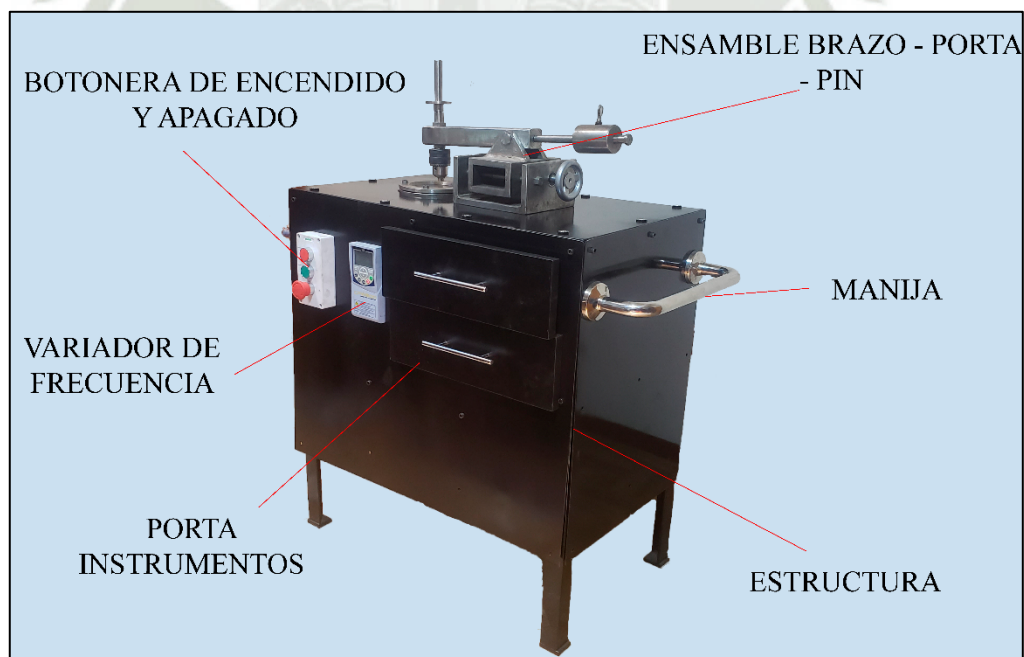


Figura 4.31 Ensamble final de la maquina  
Fuente: Elaboración propia



Figura 4.32 Ensamble final mecanismo superior  
Fuente: Elaboración propia

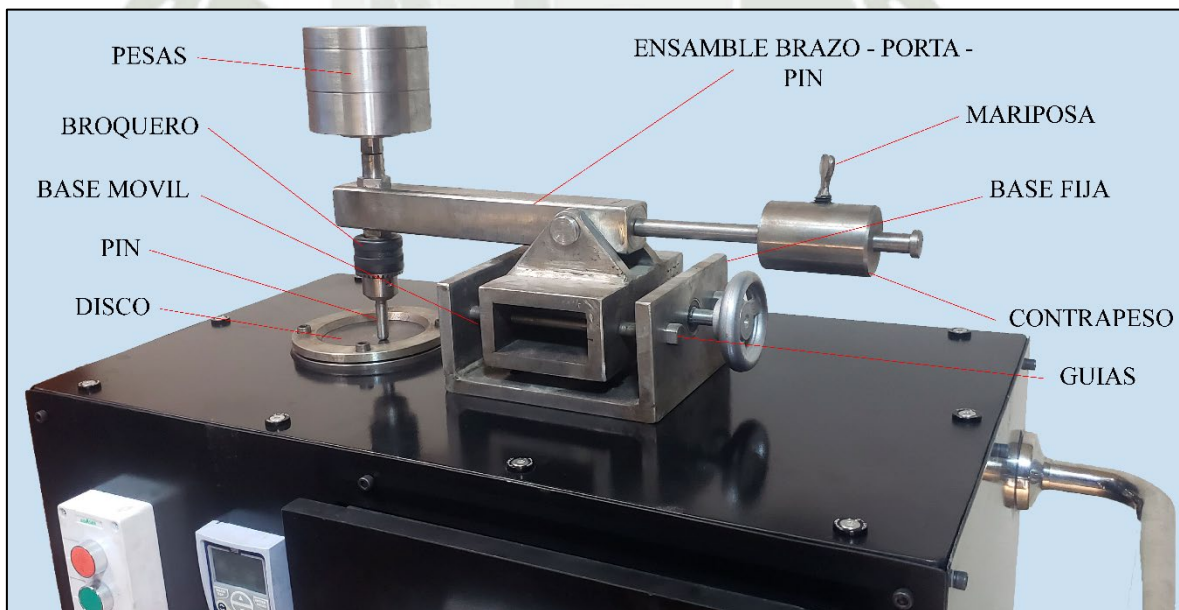


Figura 4.33 Partes y ensamble final  
Fuente: Elaboración propia

## Capítulo 5

# COSTOS DE DISEÑO Y FABRICACIÓN

### 5.1 CÁLCULO DE COSTOS Y PRESUPUESTOS

El presente capítulo tiene por finalidad mostrar el costo total del diseño de la máquina para ensayos de fricción tipo “pin on disk”. Para calcular el costo del proyecto, se debe calcular los costos directos y costos indirectos, los cuales se categorizan de la siguiente manera:

- 1) Costos directos:
  - Costos de materiales.
  - Costos de elementos estructurales y planchas metálicas.
  - Costo de fabricación y maquinados.
  
- 2) Costos indirectos
  - Diseño e Ingeniería.

- Gastos administrativos.
- Costo de montaje.

### 5.1.1 Costos Directos

#### 5.1.1.1 Costos de materiales

En este ITEM serán considerados los componentes que son de fácil adquisición en el mercado, aquellos que no necesitan de ningún maquinado previo para ser ensamblados a la máquina.



Tabla 5.1 Costos directos – Materiales

ITEM	ELEMENTO	UND	CANTIDAD	P.U.	TOTAL
1	Motor monofásico 0.5 HP, Dereck	und	1.00	280.00	280.00
2	Faja 3VX, Optibelt	und	1.00	40.00	40.00
3	Rodamiento 32004, SKF	und	2.00	30.00	60.00
4	Variador de frecuencia, CF-500	und	1.00	450.00	450.00
5	Rodamiento 6200, SKF	und	2.00	15.00	30.00
6	Botonera, Ticino	und	1.00	80.00	80.00
7	Broquero 1.5-13 mm, Truper	und	1.00	25.00	25.00
8	Polea 2", Aluminio	und	1.00	25.00	25.00
9	Polea 6", Aluminio	und	1.00	60.00	60.00
10	Perno hexagonal ½" x 2 ½"	und	8.00	2.00	16.00
11	Perno hexagonal 7/16" x 1 ½"	und	4.00	1.50	6.00
12	Perno hexagonal ¼" x ½"	und	46.00	1.00	46.00
13	Perno mariposa ¾" x 3/8"	und	1.00	5.00	5.00
14	Tuerca hexagonal ½"	und	8.00	0.50	4.00
15	Tuerca hexagonal 7/16"	und	4.00	0.40	1.60
16	Arandela de bloqueo ¼"	und	46.00	0.30	13.80
17	Arandela Plana ½"	und	16.00	0.50	8.00
18	Arandela Plana 7/16"	und	8.00	0.40	3.20
19	Seguro Seeger	und	2.00	1.50	4.00
20	Perno prisioneros M10 x 1.25	und	4.00	2.00	8.00
21	Soldadura 6011	kg	1.00	18.00	18.00
22	Soldadura 7018	kg	1.00	22.00	22.00
23	Disco de corte 4 ½"	und	4.00	4.00	16.00
24	Disco de desbaste 4 ½"	und	3.00	8.00	24.00
25	Polifan 4 ½"	und	2.00	10.00	20.00
26	Escobilla Metálica	und	1.00	8.00	8.00
27	Guantes de badana	Par	2.00	9.00	18.00
28	Pintura base	gal	3.00	80.00	240.00
29	Solvente	gal	2.00	8.00	16.00
30	Enchufe con adaptador	und	1.00	12.00	12.00
31	Grasa líquida	und	1.00	40.00	40.00
32	Imprevistos – gastos varios	und	-	-	100.00
<b>COSTO DE MATERIALES (S./)</b>					<b>1699.60</b>

Fuente: Elaboración propia

### 5.1.1.2 Costo de estructura metálica y planchas

En el siguiente apartado se considerarán los materiales que no necesitan un maquinado complejo, donde para obtener los componentes finales se usan procesos básicos como corte con disco, con plasma y taladrado.

Tabla 5.2 Costos directos – Estructura y planchas

ITEM	ELEMENTO	UND	CANTIDAD	P.U.	TOTAL
1	Estructura Metálica Soporte de la máquina, ASTM A36	kg	25.00	20.00	500.00
2	Plancha – Tapa superior, ASTM A36	kg	10.00	20.00	200.00
3	Plancha – Tapas laterales y posterior, ASTM A36	kg	15.00	20.00	300.00
4	Plancha – Tapa delantera, ASTM A36	kg	4.00	20.00	80.00
5	Cajones, Melamina	und	2.00	100.00	200.00
<b>COSTO DE ESTRUCTURA METALICA Y PLANCHAS (S/.)</b>					<b>1280.00</b>

Fuente: Elaboración propia

### 5.1.1.3 Costo de fabricación

En este apartado se tomarán en cuenta los costos producidos por el maquinado de las distintas piezas que componen la máquina, tanto en torno como en fresa, estarán incluidos mano de obra del operador más el material.

Tabla 5.3 Costos directos – Fabricación

ITEM	ELEMENTO	UND	CANTIDAD	P.U.	TOTAL
1	Base porta disco, SAE 1020	kg	1.00	250.00	250.00
2	Tapa porta disco, SAE 1020	kg	1.00	250.00	250.00
3	Eje sistema motriz, AISI 4340 H	kg	1.00	200.00	200.00
4	Plancha soporte de motor, ASTM A36	kg	1.00	100.00	100.00
5	Plancha soporte chumaceras, ASTM A36	kg	2.00	50.00	100.00
6	Brazo porta pin, SAE 1020	kg	1.00	100.00	100.00
7	Porta Broquero superior, SAE 1020	kg	1.00	80.00	80.00
8	Porta Broquero inferior, SAE 1020	kg	1.00	80.00	80.00
9	Eje del contrapeso, SAE 1020	kg	1.00	120.00	120.00
10	Contrapeso, SAE 1020	kg	1.00	100.00	100.00
11	Soporte de pesas, SAE 1020	kg	1.00	150.00	150.00
12	Base Fija, SAE 1020	kg	1.00	300.00	300.00
13	Base móvil, SAE 1020	kg	1.00	500.00	500.00
14	Pin del brazo, SAE 1020	kg	1.00	80.00	80.00
15	Guías, SAE 1020	kg	2.00	70.00	140.00
16	Tornillo de avance, SAE 1020	kg	1.00	120.00	120.00
<b>COSTO DE FABRICACION (S/.)</b>					<b>2670.00</b>

Fuente: Elaboración propia

### 5.1.2 Costos Indirectos

#### 5.1.2.1 Diseño e Ingeniería

Se tomará del 20% - 30% del total de los costos anteriores, con lo que el costo por diseño es de S/. 1700.00

#### 5.1.2.2 Gastos Administrativos

Para gasto administrativos, se consideran movilidad, combustible y transporte, con lo que el costo es de S/. 300.00

### 5.1.2.3 Costos de Montaje

Se considerará la mano de obra del soldador y el costo por ensamble de los componentes, con lo que el costo es de S/. **500.00**

### 5.1.3 Costo total de la máquina

Tabla 5.4 Costos Totales

ITEM	DESCRIPCIÓN	TOTAL
<b>01</b>	<b>Costos directos</b>	<b>5649.60</b>
01.01	Costo de materiales	1699.60
01.02	Costo de estructura metálica y planchas	1280.00
01.03	Costo de fabricación	2670.00
<b>02</b>	<b>Costos indirectos</b>	<b>2500.00</b>
02.01	Costos de diseño e ingeniería	1700.00
02.02	Gastos administrativos	300.00
02.03	Costos de montaje	500.00
<b>COSTO TOTAL DE LA MAQUINA PIN ON DISK (S/.)</b>		<b>8149.60</b>

Fuente: Elaboración propia

## CONCLUSIONES

Se logró comprender la importancia de la tribología haciendo hincapié en el desgaste, el cual como vimos en capítulos anteriores nos indica la pérdida de masa y volumen de cuerpos sólidos que interactúan entre sí, ayudándonos a poder estimar en base a ensayos la vida útil de nuestros materiales.

Se realizó la presentación de las alternativas de diferentes máquinas tipo pin on disk, y se seleccionó la alternativa óptima de acuerdo a los factores relevantes mencionados en el capítulo 3.

Se realizó el diseño de todos los componentes mecánicos de la máquina de ensayo de fricción de tipo pin on disk basados en normas técnicas nacionales e internacionales como son ASTM G-99 respetando los parámetros establecidos en lista de deseo y exigencias para que la máquina pueda operar de manera correcta.

Se elaboraron los planos de ensamble y detalle para la fabricación y montaje de la máquina, para la elaboración de estos se respetó la norma ASME Y 14.5-2009.

Se realizó la fabricación y selección de componentes de la máquina tipo pin on disk de acuerdo a los parámetros de operación, teniendo como componente principal el sistema de transmisión el cual cuenta con un motor AC de 0.5 HP con una velocidad nominal de 1750 RPM.

De acuerdo a la metodología del diseño, selección, construcción y operación del presente proyecto, el costo total de la máquina pin on disk asciende a S/ 8149.60.

## RECOMENDACIONES

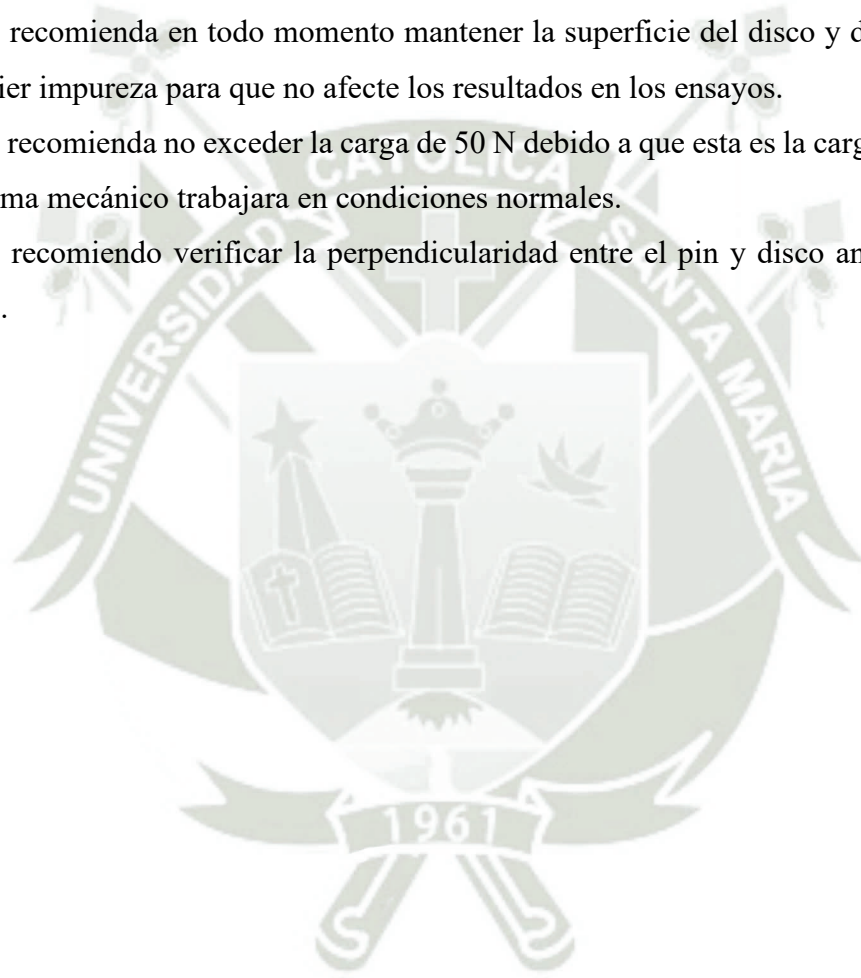
Se recomienda para la puesta en operación de la máquina que el personal se encuentre capacitado en su funcionamiento, para así realizar el ensayo de manera óptima y no incurrir en errores.

Antes de ejecutar la puesta en marcha del equipo se debe realizar a cabo las pruebas de verificación necesarias.

Se recomienda en todo momento mantener la superficie del disco y del pin limpios de cualquier impureza para que no afecte los resultados en los ensayos.

Se recomienda no exceder la carga de 50 N debido a que esta es la carga máxima en que el sistema mecánico trabajara en condiciones normales.

Se recomiendo verificar la perpendicularidad entre el pin y disco antes de realizar el ensayo.



## Referencia

- ASTM. (01 de 01 de 2000). G 99-95a Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus. United States: United States.
- Bernales, H. P. (2015). METODOLOGÍA DFMA DE REDISEÑO DEL CONJUNTO ESTRUCTURAL ELECTROSOLDADO DE UNA MÁQUINA.
- Budynas, &. N. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shiley*. Madrid: Mc Graw Hill.
- Cajahuishca, R. C. (08 de 2015). "Estudio de los parametros de un Sistema Mecanico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99 y su influencia en el desgaste adhesivo del teflon sobre el acero AISI 304". "*Estudio de los parametros de un Sistema Mecanico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99 y su influencia en el desgaste adhesivo del teflon sobre el acero AISI 304*", 280. Ambato, Ecuador.
- Callister, W. (2009). *Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales*. Mexico: Limusa.
- Castillo, W., & Toapanta, O. (12 de 2019). *Principio de tribología aplicados en la ingeniería mecánica [versión PDF]*. Área de Innovación y Desarrollo,S.L. doi:<http://doi.org/10.17993/IngyTec.2019.57>
- Espinoza, G. (08 de 2019). *Intelecto Universal*. Obtenido de Intelecto Universal: <https://intelectouniversal.com/electricidad/partes-de-un-motor-de-combustion-interna/>
- Francisco, D. R. (2010). *Diseño y Construcción de un Tribometro Pin Disco [Tesis de grado, Universidad Veracruzana]*. Repositorio Institucional, Mexico.
- Garcia, C. (11 de julio de 2016). *ingenieriamecanicacol*. Obtenido de *ingenieriamecanicacol*: <https://ingenieriamecanicacol.blogspot.com/2016/07/corrosion-por-desgaste>
- Gomez, H. P. (1993). *Lubricantes y lubricacion en Ingenieria [Tesis de grado, Universidad Politecnica de Mexico]*. Repositorio Institucional.

- Handbook, A. (1992). *Friction, Lubrication, and Wear Technology, glossary of term* (Vol. 18). New York.
- Iniesta, O. (2017). *Diseño y construcción de un tribómetro coaxial [Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México]*. Repositorio Institucional. Obtenido de <https://repositorio.unam.mx>
- José Garcia, E. G. (2013). *Diseño y construcción de una maquina para ensayos de desgaste tipo Espiga sobre disco [Tesis de grado, Universidad del Salvador]*. Repositorio Institucional, El Salvador.
- Lampman, S. (1997). *Friction and wear testing Source Book of selected references from ASTM standards and ASM International*. California.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Vol. 4ta edición). Pearson.
- O., O. L. (01 de 01 de 2021). *widman.biz*. Obtenido de [widman.biz](https://www.widman.biz):  
<https://www.widman.biz/boletines>
- Omar Eder Iniesta Garcia, R. M. (2017). *Diseño y Construcción de un tribómetro coaxial [Tesis de grado, Universidad Veracruzana]*. repositorio Institucional, Mexico D.F.
- Perez, F. (2006). *Ciencia y técnica para el mantenimiento [version PDF]*. Limusa.  
Obtenido de <https://books.google.co.cr/books>
- Perez, L. (10 de 2018). *Pinterest*. Obtenido de <https://www.pinterest.com/pin/622481979726965542/>
- Romeva, C. R. (2012). *Diseño concurrente*. Catalunya: Ediciones UPC.
- Seguí, B. (04 de 02 de 2021). *lubri-press*. Obtenido de [lubri-press](https://lubri-press.com/lubricantes-para-motores-diesel-pesados-con-biodiesel-y-gas-natural): <https://lubri-press.com/lubricantes-para-motores-diesel-pesados-con-biodiesel-y-gas-natural>
- Soutullo, R. G. (2016). *Ingeniero Marino*. Obtenido de Ingeniero Marino:  
<https://ingenieromarino.com/lubricantes-tribologia>
- Trujano, A. (2011). *Coefficientes tribologicos para el acero al carbon AISI 1045 y acero aleado AISI 4140 [Tesis de Grado, Escuela superior de Ingenieria Mecánica y Eléctrica]*. Repositorio Institucional.

Verónica, V. O. (Agosto de 2011). Diseño, construcción y operación de un tribómetro Multiespecimen - Tesis. *Diseño, construcción y operación de un tribómetro Multiespecimen*. Veracruz, Mexico.



Anexo A:

Propiedades del acero al carbono

APPENDIX 3 DESIGN PROPERTIES OF CARBON AND ALLOY STEELS

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Hot-rolled	55	379	30	207	25	111
1020	Cold-drawn	61	420	51	352	15	122
1020	Annealed	60	414	43	296	38	121
1040	Hot-rolled	72	496	42	290	18	144
1040	Cold-drawn	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Hot-rolled	90	620	49	338	15	180
1050	Cold-drawn	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Hot-rolled	62	427	34	234	33	124
1117	Cold-drawn	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Hot-rolled	88	607	48	331	15	176
1137	Cold-drawn	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Hot-rolled	94	648	51	352	15	188
1144	Cold-drawn	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Hot-rolled	55	379	33	228	25	110
1213	Cold-drawn	75	517	58	340	10	150
12L13	Hot-rolled	57	393	34	234	22	114
12L13	Cold-drawn	70	483	60	414	10	140
1340	Annealed	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Annealed	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Annealed	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Annealed	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

Figura A.1 Propiedades de Aceros al carbono

Fuente: (Mott, 2006)

Anexo B:  
Propiedades del acero AISI 4340 M

VCN



AISI : ~ 4340 H  
DIN : 34 Cr Ni Mo 6  
WNº: 1.6582

Tipo de aleación promedio : C 0,34 Cr 1,5 Ni 1,5 Mo 0,2 Si 0,30 Mn 0,50%  
Color de identificación : Verde  
Estado de suministro : Bonificado 240-380 HB Típico. Ver tabla inf.  
Largo estándar : 3,5 - 6 metros.

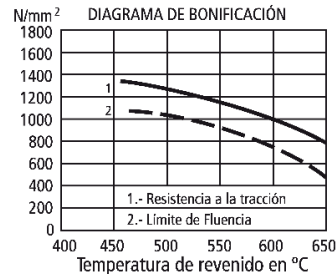
**Acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno, altamente resistente a la tracción, a la torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación, sin necesidad de tratamiento térmico adicional.**

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de mayores dimensiones, sometidas a muy altos esfuerzos dinámicos y otras altas exigencias mecánicas. Cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes para bombas, ejes para hélice de aviones, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos de transportadora, vástagos y pines, muñones; brazos de dirección, ciertos engranajes, discos de embrague, etc.

26

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

**Forjado:** 1050 - 850 °C  
**Recocido:** 650 - 700 °C  
Enfriamiento lento en el horno  
**Temple:** al aceite 830 - 860 °C  
**Dureza obtenible:** 52 - 56 HRC  
**Revenid :** 540 - 680 °C  
**Normalizado:** 850 - 880 °C  
**Nitrurar:** 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Limite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41
		40	40	885	1080 - 1280	10	45	48
		100	100	785	980 - 1180	11	50	48
		160	160	685	880 - 1080	12	55	48
		160	250	590	780 - 930	13	55	48

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

20


[www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru](http://www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru)  
[www.bohlerperu.com](http://www.bohlerperu.com)

voestalpine  
ONE STEP AHEAD.

Figura B.1 Propiedades de Acero AISI 4340 H

Fuente: BÖHLER

## Anexo C: Norma G 99 – 95a

 Designation: G 99 – 95a (Reapproved 2000)<sup>ε1</sup>

### Método de prueba estándar para pruebas de desgaste con un aparato Pin-on Disk\*

Esta norma se emite con la designación fija G 99; el número inmediatamente posterior a la designación indica el año de la adopción original o, en el caso de la revisión, el año de la última revisión. Un número entre paréntesis indica el año de la última reaprobación. Un epsilon (ε) superíndice indica un cambio editorial desde la última revisión o reaprobación.

NOTA: las correcciones editoriales se realizaron durante todo el mes de mayo de 2000.

#### 1 Alcance

- 1.1 Este método de prueba describe un procedimiento de laboratorio para determinar el desgaste de los materiales durante el deslizamiento usando un aparato pin-on-disk. Los materiales se prueban en pares en condiciones nominalmente no abrasivas. Se describen las principales áreas de atención experimental en el uso de este tipo de aparatos para medir el desgaste. El coeficiente de fricción también puede determinarse.
- 1.2 Los valores indicados en unidades SI deben considerarse estándar.
- 1.3 Esta norma no pretende abordar todos los problemas de seguridad, si los hay, asociados con su uso. Es responsabilidad del usuario de esta norma establecer prácticas de seguridad y salud apropiadas y determinar la aplicabilidad de las limitaciones reglamentarias antes de su uso.

#### 2. Documentos de referencia

##### 2.1 ASTM Standards:

- E 122 Practice for Choice of Sample Size to Estimate a Measure of Quality for a Lot or Process<sup>2</sup>
- E 177 Practice for Use of the Terms Precision and Bias in ASTM Test Methods<sup>2</sup>
- E 178 Practice for Dealing with Outlying Observations<sup>2</sup>
- G 40 Terminology Relating to Wear and Erosion<sup>3</sup>

##### 2.2 Other Standard: 4

- DIN-50324 Testing of Friction and Wear

#### 3. Resumen del método de prueba

3.1 Para la prueba de desgaste pin-on-disk, se requieren dos muestras. Uno, un pasador con una punta redondeada, se coloca perpendicular al otro, generalmente un disco circular plano. Una bola, rígidamente sostenida, se usa a menudo como la muestra del pasador. La máquina de prueba hace que la muestra del disco o la muestra del pin gire alrededor del centro del disco. En cualquier caso, la ruta deslizante es un círculo en la superficie del disco. El plano del disco puede orientarse horizontal o verticalmente.

NOTA 1: los resultados de desgaste pueden diferir según las diferentes orientaciones.

3.1.1 La muestra del pin se presiona contra el disco a una carga especificada generalmente por medio de un brazo o palanca y pesos adjuntos. Se han usado otros métodos de carga, como hidráulica o neumática.

NOTA 2: los resultados de desgaste pueden diferir según los diferentes métodos de carga.

3.2 Los resultados de desgaste se informan como pérdida de volumen en milímetros cúbicos para el pin y el disco por separado. Cuando se prueban dos materiales diferentes, se recomienda que cada material se pruebe tanto en la posición del pin como en la del disco.

3.3 La cantidad de desgaste se determina midiendo las dimensiones lineales apropiadas de ambas muestras antes y después de la prueba, o pesando ambas muestras antes y después de la prueba. Si se usan medidas de desgaste lineales, el cambio de longitud o cambio de forma del pasador y la profundidad o el cambio de forma de la pista de desgaste del disco (en milímetros) se determinan mediante cualquier técnica metrológica adecuada, como la medición electrónica de distancia o el perfil del lápiz. Las medidas lineales de desgaste se convierten en volumen de desgaste (en milímetros cúbicos) mediante el uso de relaciones geométricas apropiadas. Las medidas de desgaste

lineal se usan con frecuencia en la práctica, ya que la pérdida de masa suele ser demasiado pequeña para medir con precisión. Si se mide la pérdida de masa, el valor de pérdida de masa se convierte en pérdida de volumen (en milímetros cúbicos) utilizando un valor apropiado para la densidad de la muestra.

3.4 Los resultados de desgaste usualmente se obtienen realizando una prueba para una distancia de deslizamiento seleccionada y para los valores seleccionados de carga y velocidad. Un conjunto de condiciones de prueba que se utilizó en una serie de mediciones interlaboratorio se proporciona en la Tabla 1 y la Tabla 2 como una guía. Se pueden seleccionar otras condiciones de prueba dependiendo del propósito de la prueba.

3.5 Los resultados de desgaste pueden, en algunos casos, ser informados como gráficos del volumen de desgaste frente a la distancia de deslizamiento utilizando diferentes muestras para diferentes distancias. Dichos gráficos pueden mostrar relaciones no lineales entre el volumen de desgaste y la distancia sobre ciertas porciones de la distancia de deslizamiento total, y las relaciones lineales sobre otras partes. Las causas de tales relaciones diferentes incluyen procesos iniciales de "asentamiento", transiciones entre regiones de diferentes mecanismos de desgaste dominantes, etc. La extensión de dichos periodos no lineales depende de los detalles del sistema de prueba, los materiales y las condiciones de prueba.

3.6 No se recomienda utilizar datos de profundidad de desgaste continuos obtenidos de los sensores de posición debido a los efectos complicados de los residuos de desgaste y las películas de transferencia presentes en el espacio de contacto, y las interferencias de la expansión o contracción térmica.

TABLA 1 Características de las muestras de prueba de desgaste interlaboratorio.  
NOTA 1-Consulte la Nota 4 en 10.4 para obtener información.

	Composition (weight%)	Microstructure	Hardness (HV 10)	Roughness <sup>A</sup>	
				$R_a$ (mean) (μm)	$R_z$ (mean) (μm)
Steel ball (100 Cr6) (AISI 52 100) <sup>B</sup> Diameter 10 mm	1.35 to 1.65 Cr ← 0.95 to 1.10 C 0.15 to 0.35 Si 0.25 to 0.45 Mn	martensitic with minor carbides and austenite	838 ± 21	0.100	0.010
Steel disc (100 Cr6) (AISI 52 100) <sup>C</sup> Diameter 40 mm	← <0.030 P ← <0.030 S	martensitic with minor carbides and austenite	852 ± 14	0.952	0.113
Alumina ball, diameter = 10 mm <sup>D</sup>	← 95 % Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> (with addi- tives of TiO <sub>2</sub>	equi-granular alpha alumina with very minor secondary phases	1610 ± 101 (HV 0.2)	1.369	0.123
Alumina disc, diameter = 40.6 mm <sup>D</sup>	← MgO and ZnO)		1599 ± 144 (HV 0.2)	0.968	0.041

A Medido por perfilometría. Rz es la rugosidad máxima de pico a valle. Ra es la rugosidad media aritmética.

B Bolas de bolas estándar (SKF).

C Espaciadores estándar para cojinetes de empuje (INA).

D Fabricado por Compagnie Industrielle des Ceramiques Electroniques, Francia.

TABLA 2 Resultados de las pruebas interlaboratorio

NOTA 1- Ver la Nota 4 en 10.4.

NOTA 2: los números entre paréntesis hacen referencia a todos los datos recibidos en las pruebas. De acuerdo con la Práctica E 178, los valores de datos atípicos se identificaron en algunos casos y se descartaron, lo que resultó en números sin paréntesis. Las diferencias se ven pequeñas.

NOTA 3: los valores precedidos por 6 son una desviación estándar.

NOTA 4: entre once y veinte laboratorios proporcionaron estos datos.

NOTA 5-Las cantidades calculadas (por ejemplo, volumen de desgaste) se dan solo como valores medios.

NOTA 6: se encontró que los valores etiquetados "NM" eran más pequeños que los reproducibles

Results (ball) (disk)	Specimen Pairs			
	Steel-steel	Alumina-steel	Steel-alumina	Alumina-alumina
Ball wear scar diameter (mm)	2.11 ± 0.27 (2.11 ± 0.27)	NM	2.08 ± 0.35 (2.03 ± 0.41)	0.3 ± 0.06 (0.3 ± 0.06)
Ball wear volume (10 <sup>-3</sup> mm <sup>3</sup> )	198 (198)	...	186 (169)	0.08 (0.08)
Number of values	102 (102)	...	60 (64)	56 (59)
Disk wear scar width (mm)	NM	0.64 ± 0.12 (0.64 ± 0.12)	NM	NM
Disk wear volume (10 <sup>-3</sup> mm <sup>3</sup> )	...	480 (480)	...	...
Number of values	...	80 (80)	...	...
Friction coefficient	0.60 ± 0.11	0.76 ± 0.14	0.60 ± 0.12	0.41 ± 0.08
Number of values	109	75	64	76

A Condiciones de prueba: F= 10 N; v= 0,1 ms<sup>-1</sup>, T= 23 ° C; rango de humedad relativa de 12 a 78%; aire de laboratorio; distancia de deslizamiento 1000 m; pista de desgaste (nominal) diámetro=32 mm; materiales: acero= AISI 52 100; y alúmina= a-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

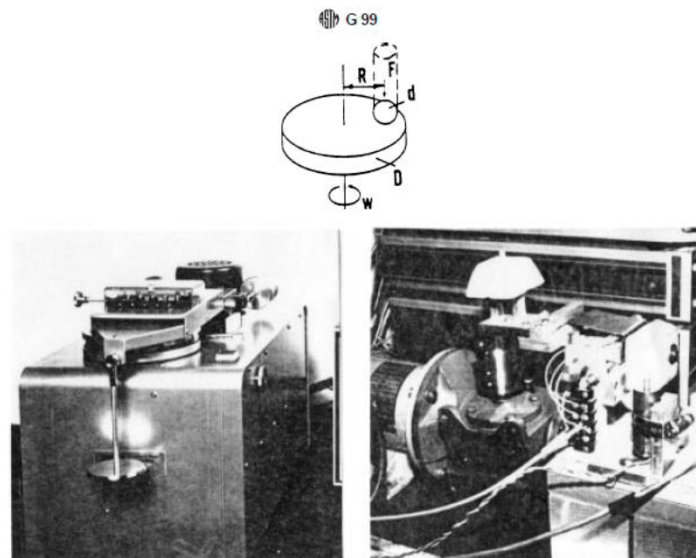
#### 4. Significado y uso

4.1 La cantidad de desgaste en cualquier sistema dependerá, en general, de la cantidad de factores del sistema, como la carga aplicada, las características de la máquina, la velocidad de deslizamiento, la distancia de deslizamiento, el entorno y las propiedades del material. El valor de cualquier método de prueba de desgaste reside en predecir la clasificación relativa de las combinaciones de materiales. Como el método de prueba pin-on-disk no intenta duplicar todas las condiciones que se pueden experimentar en el servicio (por ejemplo, lubricación, carga, presión, geometría de contacto, eliminación de restos de desgaste y presencia de ambiente corrosivo), existe no hay garantía de que la prueba prediga la tasa de desgaste de un material dado en condiciones diferentes a las de la prueba.

#### 5. Aparato

5.1 Descripción general-Fig. La figura 1 muestra un dibujo esquemático de un sistema típico de prueba de desgaste pin-on-disk, y fotografías de dos aparatos diseñados de forma diferente. Un tipo de sistema típico consiste en un husillo accionado y un portabrocas para sostener el disco giratorio, un dispositivo de brazo de palanca para sujetar el pasador y los accesorios para permitir que la muestra del pasador sea forzada contra la muestra del disco giratorio con una carga controlada. Otro tipo de sistema carga un pin giratorio sobre el centro del disco contra un disco estacionario.

En cualquier caso, la pista de desgaste en el disco es un círculo, que implica múltiples pases de desgaste en la misma pista. El sistema puede tener un sistema de medición de la fuerza de fricción, por ejemplo, una celda de carga, que permite determinar el coeficiente de fricción.



*NOTA 1- $F$  es la fuerza normal en el pasador,  $d$  es el pin o diámetro de la bola,  $D$  es el diámetro del disco,  $R$  es el radio de la pista de desgaste, y  $w$  es la velocidad de rotación del disco.*

**FIG. 1** (a) Esquema del sistema de prueba de desgaste pin-on-disk. (b) Fotografías de dos diseños diferentes.

5.2 Propulsión del motor: se requiere un motor de velocidad accesible, capaz de mantener una velocidad constante (61% de la velocidad nominal del motor a plena carga) bajo carga. El motor debe montarse de tal manera que su vibración no afecte la prueba. Las velocidades de rotación están típicamente en el rango de 0.3 a 3 rad / s (60 a 600 r / min).

5.3 Contarrevoluciones: la máquina debe estar equipada con un contador de revoluciones o su equivalente que registre el número de revoluciones del disco, y preferiblemente tenga la capacidad de apagar la máquina después de un número de revoluciones preseleccionado.

5.4 Porta muestras y brazo de palanca: en un sistema típico, el soporte de muestras estacionario está unido a un brazo de palanca que tiene un pivote. La adición de pesos, como una opción de carga, produce una fuerza de prueba proporcional a la masa de los pesos aplicados. Idealmente, el pivote del brazo debe ubicarse en el plano del contacto de desgaste para evitar fuerzas de carga extrañas debido a la fricción de deslizamiento. El sujetador de pasador y el brazo deben ser de construcción sustancial para reducir el movimiento vibratorio durante la prueba.

5.5 Sistemas de medición del desgaste: los instrumentos para obtener medidas de desgaste lineales deben tener una sensibilidad de 2,5  $\mu\text{m}$  o mejor. Cualquier balanza utilizada para medir la pérdida de masa de la muestra de ensayo debe tener una sensibilidad de 0,1 mg o mejor; en situaciones de poco desgaste, puede ser necesaria una mayor sensibilidad.

## 6. Pruebe las muestras y la preparación de la muestra

6.1 Materiales: este método de prueba se puede aplicar a una variedad de materiales. El único requisito es que las muestras que tengan las dimensiones especificadas puedan prepararse y que soportarán las tensiones impuestas durante la prueba sin fallas ni flexiones excesivas. Los materiales que se prueban se describirán por dimensiones, acabado superficial, tipo de material, forma, composición, microestructura, tratamientos de procesamiento y dureza de indentación (si corresponde).

6.2 Muestras de prueba: la muestra de clavija típica es de forma cilíndrica o esférica. Los diámetros típicos de las probetas cilíndricas o esféricas varían de 2 a 10 mm. Los diámetros típicos de las muestras de disco oscilan entre 30 y 100 mm y tienen un grosor en el rango de 2 a 10 mm. Las dimensiones de las muestras utilizadas en una prueba interlaboratorio con sistemas pin-on-disk se muestran en la Tabla 1.

6.3 Acabado superficial: generalmente se recomienda una rugosidad de la superficie del suelo de  $0,8 \mu\text{m}$  ( $32 \mu\text{in}$ ) de promedio aritmético o menos.

NOTA 3: las superficies rugosas dificultan la medición de la cicatriz por desgaste.

6.3.1 Se debe tener cuidado en la preparación de la superficie para evitar el daño subsuperficial que altera el material de manera significativa. La preparación especial de la superficie puede ser apropiada para algunos programas de prueba. Indique el tipo de preparación de superficie y superficie en el informe.

## 7. Parámetros de prueba

7.1 Valores de carga de la fuerza en Newton en el contacto de desgaste.

7.2 Velocidad: la velocidad de deslizamiento relativa entre las superficies de contacto en metros por segundo.

7.3 Distancia: la distancia de deslizamiento acumulada en metros.

7.4 Temperatura: la temperatura de una o ambas muestras en lugares cercanos al contacto de uso.

7.5 Atmósfera: la atmósfera (aire de laboratorio, humedad relativa, argón, lubricante, etc.) que rodea el contacto de desgaste.

## 8. Procedimiento

8.1 Inmediatamente antes de la prueba, y antes de medir o pesar, limpie y seque las muestras. Tenga cuidado de eliminar toda la suciedad y materia extraña de las muestras. Use agentes de limpieza y solventes no clorados, que no formen una película. Materiales secos con granos abiertos para eliminar todos los rastros de los fluidos de limpieza que puedan quedar atrapados en el material. Las muestras de acero (ferromagnéticas) con magnetismo residual deben desmagnetizarse. Informe los métodos utilizados para la limpieza.

8.2 Mida las dimensiones apropiadas de la muestra al  $2,5 \mu\text{m}$  más cercano o pese las muestras al  $0,0001 \text{ g}$  más cercano.

8.3 Inserte el disco de forma segura en el dispositivo de sujeción de forma que el disco quede fijo perpendicular ( $61^\circ$ ) al eje de la resolución.

8.4 Inserte la muestra de aguja de forma segura en su soporte y, si es necesario, ajústela de modo que la muestra esté perpendicular ( $61^\circ$ ) a la superficie del disco cuando esté en contacto, para mantener las condiciones de contacto necesarias.

8.5 Agregue la masa adecuada a la palanca o palanca del sistema para desarrollar la fuerza seleccionada presionando el pin contra el disco.

8.6 Arranque el motor y ajuste la velocidad al valor deseado mientras mantiene el espécimen pin fuera de contacto con el disco. Detener el motor.

8.7 Configure el contador de revoluciones (o equivalente) al número deseado de revoluciones.

8.8 Comience la prueba con las muestras en contacto bajo carga. La prueba se detiene cuando se alcanza el número deseado de revoluciones. Las pruebas no deben interrumpirse o reiniciarse.

8.9 Retire las muestras y limpie cualquier residuo de desgaste suelto. Tenga en cuenta la existencia de características en o cerca de la cicatriz de desgaste como: protuberancias, metal desplazado, decoloración, microfisuras o manchas.

8.10 Vuelva a medir las dimensiones de la muestra al valor más cercano a 2,5 µm o vuelva a pesar las muestras con una precisión de 0.0001 g, según corresponda.

8.11 Repita la prueba con muestras adicionales para obtener datos suficientes para obtener resultados estadísticamente significativos.

### 9. Cálculo e Informes

9.1 Las mediciones de desgaste deben informarse como la pérdida de volumen en milímetros cúbicos para el pasador y el disco, por separado.

9.1.1 Use las siguientes ecuaciones para calcular las pérdidas de volumen cuando el pasador tiene inicialmente una forma de extremo esférico de radio R y el disco es inicialmente plano, bajo las condiciones que solo uno de los dos miembros usa significativamente:

volumen perdido del pasador (extremo esférico) (en mm<sup>3</sup>)

$$= \frac{\pi (\text{wear scar diameter, mm})^4}{64 (\text{sphere radius, mm})}$$

asumiendo que no hay desgaste significativo del disco. Esta es una relación geométrica aproximada que es correcta al 1% para (desgaste del diámetro de la cicatriz / radio de la esfera) <0.3, y es correcta al 5% para (desgaste del diámetro de la cicatriz / radio de la esfera) <0.7. La ecuación exacta se da en el Apéndice X1.

pérdida de volumen del disco (en mm<sup>3</sup>)

$$= \frac{\pi (\text{wear track radius, mm})(\text{track width, mm})^3}{6 (\text{sphere radius, mm})}$$

suponiendo que no hay desgaste significativo de pasador. Esta es una relación geométrica aproximada que es correcta al 1% para (ancho de pista de desgaste / radio de esfera) <0.3, y es correcta al 5% para (ancho de pista de desgaste / radio de esfera) <0.8. La ecuación exacta se da en el Apéndice X1.

9.1.2 El cálculo de los volúmenes de desgaste para formas de clavijas de otras geometrías usa las relaciones geométricas apropiadas, reconociendo que se pueden requerir suposiciones con respecto al desgaste de cada miembro para justificar la geometría final asumida.

9.1.3 Las mediciones de cicatrices de desgaste deben realizarse al menos en dos ubicaciones representativas en las superficies de los pasadores y las superficies del disco, y se promedian los resultados finales.

9.1.4 En situaciones donde tanto el pasador como el disco se desgastan significativamente, será necesario medir el perfil de la profundidad de desgaste en ambos miembros. Un método adecuado utiliza perfiles de aguja. El perfilado es el único enfoque para determinar la forma final exacta de las superficies de desgaste y de ese modo calcular el volumen de material perdido debido al desgaste. En el caso de desgaste del disco, el perfil de desgaste promedio puede integrarse para obtener el área de la sección transversal de la pista y multiplicarse por la longitud promedio de la pista para obtener el volumen de desgaste del disco. En el caso del desgaste del pasador, el perfil de la cicatriz de desgaste se puede medir en dos direcciones ortogonales, los resultados del perfil promediados y se usan en una figura de revolución calculada para el volumen de desgaste del pasador.

9.1.5 Si bien los resultados de pérdida de masa pueden utilizarse internamente en los laboratorios para comparar materiales de densidades equivalentes, este método de prueba informa desgaste como pérdida de volumen para que no haya confusión causada por variaciones en la densidad. Tenga cuidado de utilizar e informar el mejor valor de densidad disponible para los materiales probados al calcular la pérdida de volumen a partir de la pérdida de masa medida.

9.1.6 Use la siguiente ecuación para la conversión de pérdida de masa a pérdida de volumen.

$$\text{volume loss, mm}^3 = \frac{\text{mass loss, g}}{\text{density, g/cm}^3} \times 1000.$$

9.2 Si los materiales que se están probando exhiben una transferencia considerable entre las muestras sin pérdida del sistema, la pérdida de volumen puede no reflejar adecuadamente la cantidad real o la gravedad del desgaste. En estos casos, este método de prueba para reportar el desgaste no debe ser utilizado.

9.3 El coeficiente de fricción (definido en la Terminología G 40) debe informarse cuando esté disponible. Describa las condiciones asociadas con las mediciones de fricción, por ejemplo, estado inicial, estado estacionario, etc.

9.4 La especificación adecuada de los materiales probados es importante. Como mínimo, el informe debe especificar el tipo de material, la forma, los tratamientos de procesamiento, el acabado de la superficie y los procedimientos de preparación de las muestras. Si corresponde, se debe informar la dureza de la indentación.

## 10. Precisión y parcialidad

10.1 La precisión y la parcialidad de las mediciones obtenidas con este método de prueba dependerán de los parámetros de prueba elegidos.

10.2 La reproducibilidad de las pruebas repetidas en el mismo material dependerá de la homogeneidad del material, la interacción de la máquina y el material y el cumplimiento cuidadoso del procedimiento especificado por parte del operador de la máquina.

10.3 Las variaciones normales en el procedimiento tenderán a reducir la precisión del método de prueba en comparación con la precisión de tales pruebas de propiedad del material como la dureza, la densidad o la tasa de expansión térmica. Las pruebas realizadas adecuadamente deben, sin embargo, mantener un coeficiente de variación dentro del laboratorio de 20% o menos para los valores de pérdida de desgaste. La Tabla 2 contiene datos de desgaste obtenidos de pruebas de interlaboratorio (ver Nota 4). Los valores de desviación estándar se dan para las cantidades medidas. Se pueden obtener límites de 95% de repetibilidad multiplicando esos valores de desviación estándar por el factor 2.83. Los límites de reproducibilidad (entre laboratorios) no están disponibles, pero se estima que son el doble de los límites de repetibilidad.

10.4 No se puede asignar ningún sesgo a estos resultados ya que no hay valores absolutos aceptados para el desgaste.

*NOTA 4-Los datos entre laboratorios dados en la Tabla 1 y Tabla 2 resultaron de la cooperación de treinta y una instituciones en siete países con la ayuda de representantes nacionales dentro del grupo de trabajo de Versailles Materiales y Estándares Avanzados (VAMAS) sobre métodos de prueba de desgaste.*

10.5 En cualquier serie de prueba, todos los datos deben considerarse en el cálculo, incluidos los valores atípicos (datos que exceden el rango obvio); son tratados de acuerdo con la práctica E 178.

10.6 Mientras dos o más laboratorios pueden desarrollar datos de prueba que están dentro del coeficiente de variación aceptable para su propio aparato de prueba individual, los datos reales de cada laboratorio pueden estar relativamente separados. La selección del tamaño de muestra y el método de prueba para establecer la importancia de la diferencia en promedios se acordarán entre laboratorios y se basarán en los métodos estadísticos establecidos de la Práctica E 122, Práctica E 177 y STP 15D.

## 11. Palabras clave

11.1 desgaste de cerámica; fricción; desgaste de metal; no abrasivo; pasador en el disco; desgaste

## APÉNDICE

### (Información no obligatoria)

#### XI. ECUACIONES

X1.1 Las ecuaciones exactas para determinar la pérdida de volumen de desgaste son las siguientes para:

X1.1.1 Un pin de extremo esférico:

$$\text{Pérdida de volumen del pasador} = (\pi h/6)[3d^2/4 + h^2]$$

dónde:

$$h = r - [r^2 - d^2/4]^{1/2}$$

d = usar un diámetro de cicatriz, y

r = radio del extremo del pasador

Suponiendo que no hay desgaste significativo del disco.

X1.1.2 Un disco:

$$\text{pérdida de volumen de disco} = 2\pi R [r^2 \sin^{-1}(d/2r) - (d/4)(4r^2 - d^2)^{1/2}]$$

dónde:

R = usar el radio de la pista, y

d = usar ancho de pista.

Suponiendo que no hay un desgaste significativo del pasador.

Anexo D:  
Guía de Laboratorio

## GUÍA DE LABORATORIO PARA DETERMINAR LA RAZÓN DE DESGASTE ENTRE DOS MATERIALES

### INTRODUCCIÓN

La fricción y el desgaste son responsables tanto de la pérdida de la energía mecánica como la del cambio de piezas y componentes. Esto genera que la disponibilidad y confiabilidad de los equipos o maquinas se vea reducida. Al final la reducción de estos parámetros se ve reflejada en costos.

El desgaste se produce debido a la fricción. Este llega a producir daño en una o más superficies solidas a causa de movimientos relativos, ya que se remueve el material de una o más superficies, por un deslizamiento, impacto o rodamiento. El desgaste no es considerado una propiedad al material, sino es un efecto de los sistemas que tiene los procesos de abrasión, fatiga superficial, adhesión y deformación plástica acumulada.

### OBJETIVOS

**Objetivo general:**

Determinar el coeficiente de desgaste entre dos materiales.

**Objetivos específicos:**

- a) Determinar el coeficiente de desgaste a partir de la pérdida de peso, del disco y/o el pin.
- b) Entender los conceptos de los principales factores que influyen en el desgaste

### EQUIPOS A UTILIZAR

- Máquina para ensayos de desgaste del tipo pin on disk.
- Pin de material metálico que se va a ensayar.
- Disco de material metálico igual o diferente al del pin.
- Cronómetro.

### DESCRIPCION DE LA MÁQUINA

Esta máquina se utiliza para pruebas de desgastes, Figura 1, en el cual la espiga (1) se coloca de forma perpendicular a un disco giratorio (2). Las variables que dirigen las pruebas son la temperatura ambiente, la carga normal, la atmósfera y la velocidad de deslizamiento. La cantidad de desgaste puede determinarse pesando la probeta en una balanza analítica.

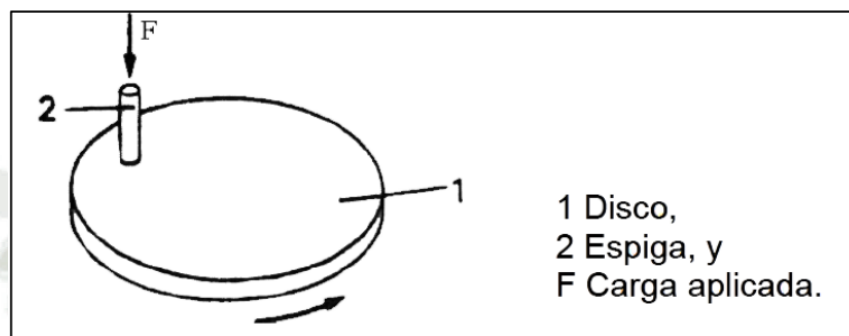


Figura 1 Máquina Pin sobre disco

Fuente: Extraído de Verónica (2011)

Un motor con velocidad variable, capaz de mantener la velocidad seleccionada constante es requerido para esta máquina. Las velocidades indicadas según norma ASTM G99 son entre 60 y 600 rpm.

La máquina está equipada con un variador de frecuencia para seleccionar así la velocidad a la cual se realizará el ensayo.

### PROCEDIMIENTO:

- Realizar la limpieza de tanto del pin como del disco, asegurarse de limpiar todo tipo de grasa u óxido presentes en estos.
- Pesar el pin y el disco en una balanza cuya precisión sea de 0.1 mg.
- Retirar los pernos de la tapa del porta disco y colocar el disco, seguidamente asegurar los pernos al porta disco.
- Insertar el pin en su dispositivo de sujeción (broquero), seguidamente con el uso de la llave ajustarla.
- Confirmar la perpendicularidad del pin sobre el disco antes de iniciar el ensayo, ayudándonos con el contrapeso, una vez realizado este paso, ajustar el contrapeso.
- Colocar los pesos según la cantidad de carga a aplicar para los diferentes ensayos a realizar.

- g) **IMPORTANTE:** Antes de realizar cada ensayo se debe encender el motor y modificar las RPM de este con el variador de frecuencia, en ese momento el pin no deberá estar en contacto con el disco.

**ENSAYOS A REALIZAR:**

Los ensayos que se realizarán son tres, los cuales son:

1) **A DIFERENTES DISTANCIAS DE DESLIZAMIENTO (RAZÓN DE DESGASTE VS. DISTANCIA DE DESLIZAMIENTO).**

**PARÁMETROS DEL ENSAYO**

- a) Carga normal aplicada constante,  $F = 50 N$  (utilizando las 3 pesas)  
 b) Frecuencia del variador,  $f = 50 Hz$   
 c) Material de la espiga \_\_\_\_\_, material del disco \_\_\_\_\_.  
 d) Distancia entre el centro del disco y el pin,  $r_1 =$  \_\_\_\_\_.  
 e) Densidad del espécimen a ensayar,  $\rho =$  \_\_\_\_\_.  
 f) Calculamos la velocidad del motor  $\eta$ , utilizando la siguiente formula.

$$\eta = \frac{f \times 60}{P}$$

$f$ : frecuencia

$P$  = número de polos del motor (2)

- g) Conociendo diámetro de la polea motriz (2 pulg) y el diámetro de la polea conducida (6 pulg), podemos calcular el número de revoluciones a la que gira el eje  $\eta_{eje}$

$$\eta \times \phi_{polea\ motriz} = \eta_{eje} \times \phi_{polea\ conducida}$$

- h) A partir de la distancia entre el centro del disco y el pin, el número de revoluciones al que gira el eje, se calcula la velocidad de deslizamiento del disco utilizando la Ec. siguiente:

$$v = \frac{2\pi r}{60\eta_{eje}}$$

$r_1$ : distancia entre el centro del disco y la espiga.

$\eta_{eje}$ : numero de revoluciones del eje.

Sustituyendo los valores  $r_l$  en la ecuación anterior se obtiene la velocidad de deslizamiento:  $v = \underline{\hspace{2cm}}$ .

- i) Variar la distancia de deslizamiento para cada ensayo, tomando múltiplos de 200 hasta llegar a 2000 metros, los cuales se registran en la Tabla 1.
- j) Teniendo la velocidad de deslizamiento y las distancias de deslizamiento se calculan los tiempos que deben ser cronometrados, utilizando la Ec. siguiente:

$$t = \frac{d}{v}$$

donde:

$d$ : distancia de deslizamiento

$v$ : velocidad de deslizamiento

$t$ : tiempo

Todos los tiempos calculados se registran en la Tabla 1.

- k) Tomar el peso inicial del disco y /o la espiga, ( $w_i$ ), esto dependerá del material de la espiga o el disco, ya que si son del mismo material se deberá pesar la espiga, si son de diferente material se recomienda que el material del disco tenga menor dureza que el de la espiga, entonces se pesará el disco.

## RESULTADOS

Completar la Tabla 1 con los siguientes datos:

Tomar el peso final del disco y/o la espiga, ( $w_f$ )

Determinar el peso perdido del disco o de la espiga, ( $\Delta w$ )  $\Delta w = w_i - w_f$

La razón de desgaste  $q$  se determina dividiendo el peso perdido  $\Delta w$  entre la densidad del material de la espiga o el disco, en g/mm<sup>3</sup>:

$$q = \frac{\Delta w}{\rho}$$

Tabla 1. Resultados de los ensayos.

Distancia de deslizamiento $d$ , m	Tiempo $t$ , s	$w_i$ , gr	$w_f$ , gr	$\Delta w$ , gr	$q$ , mm <sup>3</sup>

2) **A DIFERENTES VELOCIDADES DE DESLIZAMIENTO (RAZÓN DE DESGASTE VS. VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO).**

**PARÁMETROS DEL ENSAYO**

- a) Carga normal aplicada constante,  $F = 50\text{ N}$  (utilizando las 3 pesas).
- b) Distancia de deslizamiento constante  $d=1000\text{ m}$ .
- c) Material de la espiga \_\_\_\_\_, material del disco \_\_\_\_\_.
- d) Distancia entre el centro del disco y el pin,  $r_1 =$  \_\_\_\_\_.
- e) Densidad del espécimen a ensayar,  $\rho =$  \_\_\_\_\_.
- f) Utilizar diferentes la primera frecuencia en el variador de 10 Hz.
- g) Calculamos la velocidad del motor  $\eta$ , utilizando la siguiente formula.

$$\eta = \frac{f \times 60}{P}$$

$f$ : frecuencia

$P$  = número de polos del motor (2)

- h) Conociendo diámetro de la polea motriz (2 pulg) y el diámetro de la polea conducida (6 pulg), podemos calcular el número de revoluciones a la que gira el eje  $\eta_{eje}$ .

$$\eta \times \phi_{polea\ motriz} = \eta_{eje} \times \phi_{polea\ conducida}$$

- i) A partir de la distancia entre el centro del disco y el pin, el número de revoluciones al que gira el eje, se calcula la velocidad de deslizamiento del disco utilizando la Ec. siguiente:

$$v = \frac{2\pi r}{60\eta_{eje}}$$

$r_1$ : distancia entre el centro del disco y la espiga

$\eta_{eje}$ : numero de revoluciones del eje

Sustituyendo los valores  $r_1$  en la ecuación anterior se obtiene la velocidad de deslizamiento:  $v = \underline{\hspace{2cm}}$ .

- j) Variar las frecuencias en el variador de 10 en 10 hasta llegar a 60 Hz, los cuales se registran en la Tabla 2.
- k) Teniendo la velocidad de deslizamiento y la distancia de deslizamiento se calculan los tiempos que deben ser cronometrados, utilizando la Ec. siguiente:

$$t = \frac{d}{v}$$

$d$ : distancia de deslizamiento

$v$ : velocidad de deslizamiento

$t$ : tiempo

Todos los tiempos calculados se registran en la Tabla 2.

- l) Tomar el peso inicial del disco y /o la espiga, ( $w_i$ ), esto dependerá del material de la espiga o el disco, ya que si son del mismo material se deberá pesar la espiga, si son de diferente material se recomienda que el material del disco tenga menor dureza que el de la espiga, entonces se pesará el disco.

## RESULTADOS

- Completar la Tabla 2 con los siguientes datos:
- Tomar el peso final del disco y/o la espiga, ( $w_f$ )
- Determinar el peso perdido del disco o de la espiga, ( $\Delta w$ )  $\Delta w = w_i - w_f$

- La razón de desgaste  $q$  se determina dividiendo el peso perdido  $\Delta w$  entre la densidad del material de la espiga o el disco, en  $\text{g/mm}^3$ :

$$q = \frac{\Delta w}{\rho}$$

Tabla 2. Resultados de los ensayos.

Velocidad del motor $\square$ , rpm	Velocidad de deslizamiento $v$ , $\text{m.s}^{-1}$	Tiempo $t$ , s	$w_i$ , g	$w_f$ , g	$\Delta w$ , g	$q$ , $\text{mm}^3$

### 3) A DIFERENTES CARGAS APLICADAS (RAZÓN DE DESGASTE VS. CARGA).

#### PARÁMETROS DEL ENSAYO

- Distancia de deslizamiento constante  $d=1000$  m
- Frecuencia del variador,  $f = 50$  Hz
- Material de la espiga \_\_\_\_\_, material del disco \_\_\_\_\_.
- Distancia entre el centro del disco y el pin,  $r_1 =$  \_\_\_\_\_
- Densidad del espécimen a ensayar,  $\rho =$  \_\_\_\_\_
- Utilizar diferentes la primera frecuencia en el variador de 10 Hz.
- Calculamos la velocidad del motor  $\eta$ , utilizando la siguiente formula.

$$\eta = \frac{f \times 60}{P}$$

$f$ : frecuencia

$P =$  número de polos del motor (2)

- Conociendo diámetro de la polea motriz (2 pulg) y el diámetro de la polea conducida (6 pulg), podemos calcular el número de revoluciones a la que gira el eje  $\eta_{eje}$

$$\eta \times \phi_{polea\ motriz} = \eta_{eje} \times \phi_{polea\ conducida}$$

- i) A partir de la distancia entre el centro del disco y el pin, el número de revoluciones al que gira el eje, se calcula la velocidad de deslizamiento del disco utilizando la Ec. siguiente:

$$v = \frac{2\pi r}{60\eta_{eje}}$$

$r_1$ : distancia entre el centro del disco y la espiga.

$\eta_{eje}$ : numero de revoluciones del eje.

Sustituyendo los valores  $r_1$  en la ecuación anterior se obtiene la velocidad de deslizamiento:  $v = \text{_____}$ .

- j) Para modificar la carga aplicada se utilizarán los diferentes pesos con los que cuenta la máquina (10 N, 20 N, 30 N ,40N y 50N), realizando combinaciones de estos, los cuales se registran en la Tabla 3.
- k) Teniendo la velocidad de deslizamiento y la distancia de deslizamiento se calculan los tiempos que deben ser cronometrados, utilizando la Ec. siguiente:

$$t = \frac{d}{v}$$

$d$ : distancia de deslizamiento

$v$ : velocidad de deslizamiento

$t$ : tiempo

Todos los tiempos calculados se registran en la Tabla 2.

- l) Tomar el peso inicial del disco y /o la espiga, ( $w_i$ ), esto dependerá del material de la espiga o el disco, ya que si son del mismo material se deberá pesar la espiga, si son de diferente material se recomienda que el material del disco tenga menor dureza que el de la espiga, entonces se pesará el disco.

## RESULTADOS

- Completar la Tabla 3 con los siguientes datos:
- Tomar el peso final del disco y/o la espiga, ( $w_f$ )
- Determinar el peso perdido del disco o de la espiga, ( $\Delta w$ )  $\Delta w = w_i - w_f$
- La razón de desgaste  $q$  se determina dividiendo el peso perdido  $\Delta w$  entre la

densidad del material de la espiga o el disco, en g/mm<sup>3</sup>:

$$q = \frac{\Delta w}{\rho}$$

Tabla 3

Carga <i>F</i> , N	<i>w</i> <sub>i</sub> , g	<i>w</i> <sub>f</sub> , g	$\Delta w$ , g	<i>q</i> , mm <sup>3</sup>

## REPORTE

- a) Reportar el método de limpieza utilizado en las probetas antes y después de los ensayos.
- b) Con los datos de las tablas anteriores, hacer los gráficos de razón de desgaste vs. distancia de deslizamiento, velocidad de deslizamiento y carga aplicada.
- c) Reportar cualquier observación tales como: desplazamientos de metal, decoloración, fracturas o anomalías superficiales.

Anexo E:

Manual de mantenimiento y operación de la maquina tipo Pin on disk

**MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA MAQUINA TIPO PIN  
ON DISK**

**SEGURIDAD DEL EQUIPO**

- a) El usuario debe leer detenidamente las indicaciones que se mencionan antes que sea utilizada, de tal modo evitar daños de la maquina o personal que lo manipula.
- b) Asegúrese que el botón de pare de emergencia se encuentre activado
- c) Antes de encender la maquina Cerciórese que el equipo se encuentre conectado a la fuente de energía de manera correcta.
- d) El área de trabajo debe encontrarse despejado, libre de obstáculos que puedan interferir a la hora de encender la máquina.
- e) Por la seguridad del usuario y la maquina se debe colocar las guardas o tapas de protección siempre que se utilice.
- f) Asegúrese de leer el manual de operación del variador de frecuencia antes de ser manipulado
- g) Antes de encender el equipo verifique que el Pin no esté haciendo contacto con el porta disco o algún material suelto.

**INICIO DE PUESTA EN MARCHA**

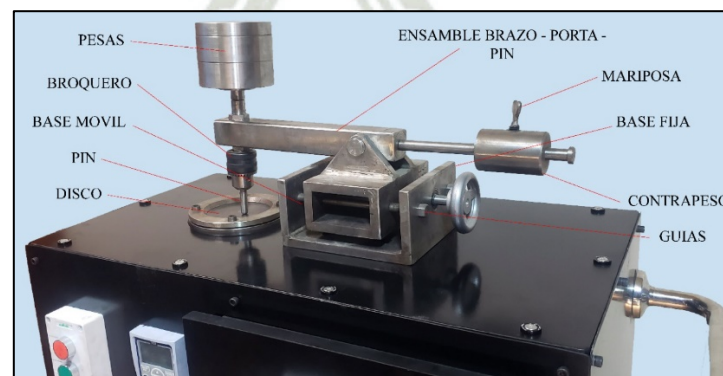


Figura 1 Máquina Pin on disk

Fuente: Elaboración propia

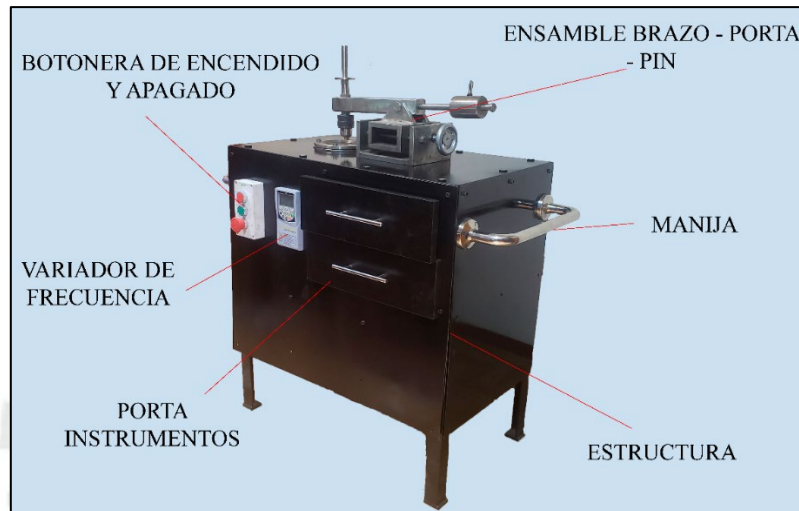


Figura 2 Máquina Pin on disk

Fuente: Elaboración propia

### DESCRIPCION DE CONTROLES

- a) Parada de emergencia: permitirá al usuario interrumpir el suministro de energía de toda la maquina y detendrá la maquina lo más rápido posible debido a operaciones indebidas o que involucren el mal estado de la máquina.
- b) Dispositivo de Encendido de motor: este dispositivo permite iniciar la marcha del motor y proceder con la calibración del equipo antes de realizar la prueba.
- c) Dispositivo de apagado de motor: dispositivo que detiene el funcionamiento del motor y termina el ensayo de desgaste.
- d) Variador de frecuencia: este elemento permite regular la velocidad del motor y determinar el tiempo que será necesario realizar la prueba de ensayo. Esto se podrá configurar mediante los botones del display.

### MODO DE USO DE LA MAQUINA PIN ON DISK

Para la utilización de la maquina se debe tomar en consideración lo siguiente:

- a) Para el encendido de la maquina se presiona el botón de “encendido del motor”.
- b) Se configura el variador de frecuencia para determinar las RPM necesarias del motor y el tiempo que dura la prueba de ensayo.
- c) Asegurarse que se encuentre apagado el motor.

- d) Retirar la guarda o la tapa de protección del porta disco.
- e) Colocar el pin dentro del Broquero y asegurarla utilizando una llave de 1/2 pulgada tipo “T”.
- f) El usuario debe asegurarse que el pin se mantenga perpendicular al disco.
- g) Se instala el disco en las guías del porta disco y se procede con el ajuste de esta probeta mediante cuatro pernos M6 utilizando una llave Allen.
- h) Coloque el peso adecuado sobre el porta pesas para el ensayo.
- i) Considere la distancia del centro del disco hacia el pin. Esto se puede regularse mediante el tornillo de regulación que se encuentra opuesta al brazo de palanca.
- j) Una vez considerado el radio que dejará la huella del pin con el disco, sujete por medio de un tornillo mariposa y asegure el contrapeso.
- k) El usuario debe colocar la tapa de protección.
- l) Proceda con iniciar la marcha presionando el botón de “Inicio”.
- m) Espere hasta que el proceso termine y luego presione el botón de “Stop”.
- n) Retirar la guarda o tapa de protección y quitar las probetas para la medición correspondiente.

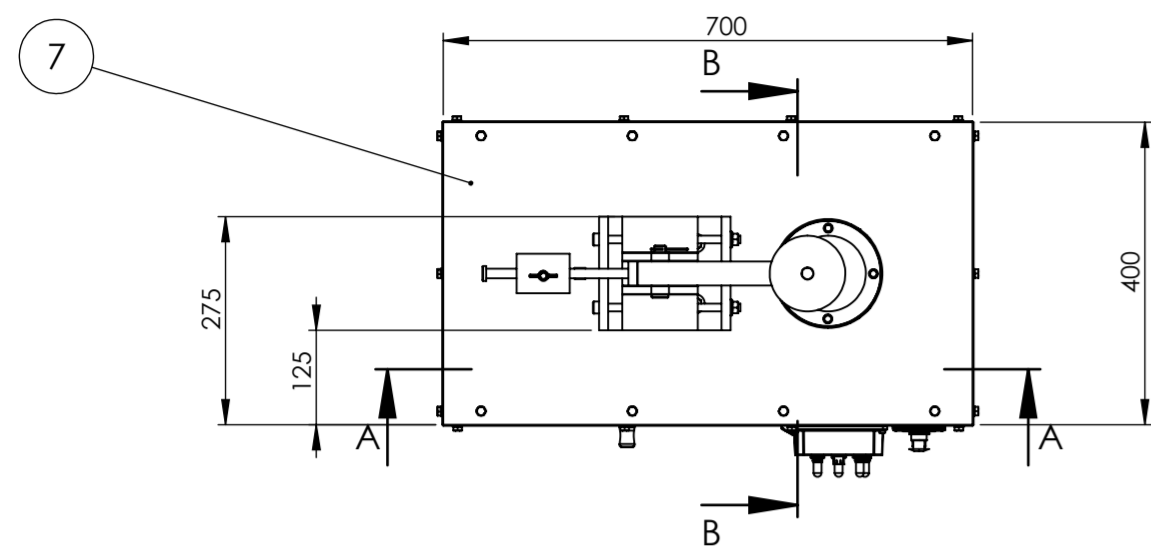
## MANUAL DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento de los elementos que componen la maquina tipo Pin on disk son mínimas, pero para mantener su buen funcionamiento se debe considerar lo siguiente:

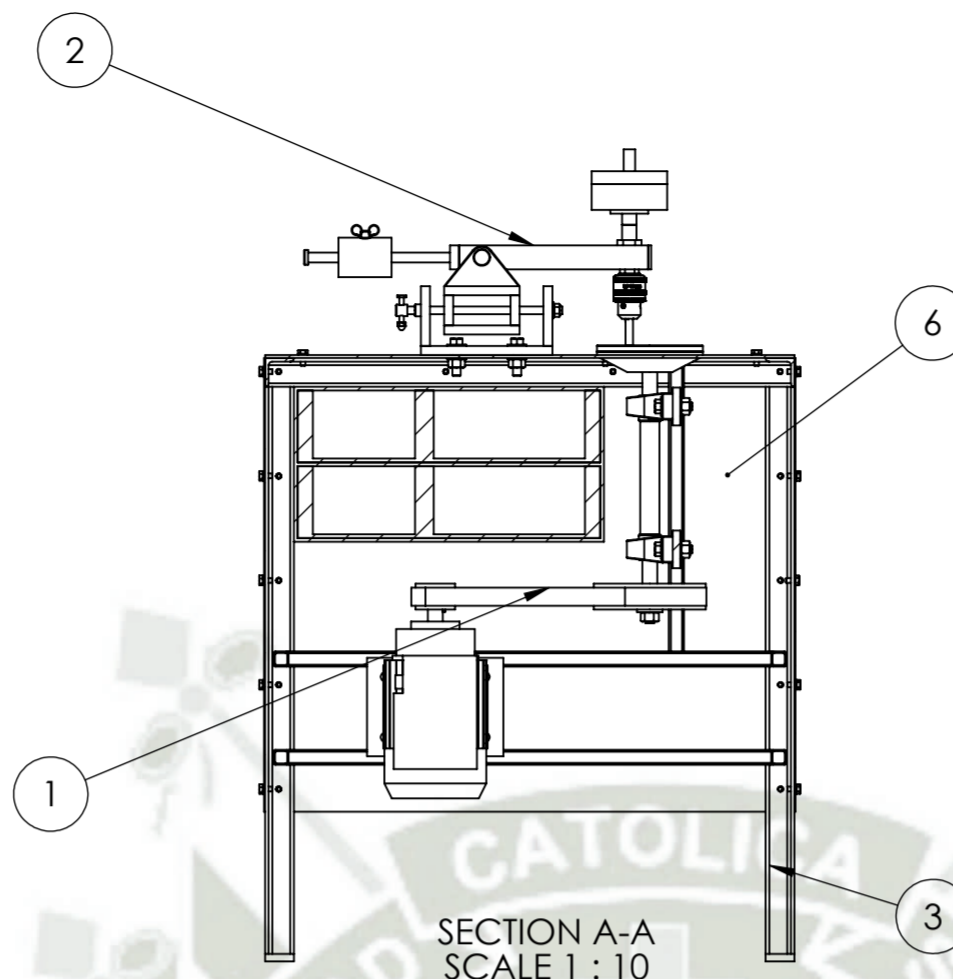
- a) Verificar la tensión de la banda de transmisión
- b) Mantener lubricada los elementos móviles (rodamientos y tornillo de regulación).
- c) Aseguramiento de pernos de las tapas laterales cada 3 meses de uso.
- d) Limpieza del mecanismo brazo, palanca, porta disco y porta pin.

Anexo F:  
Planos

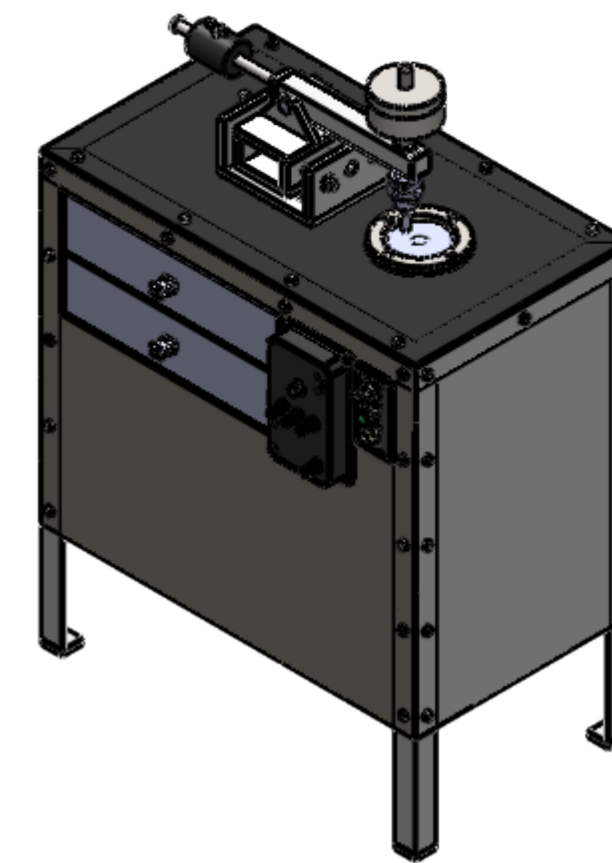




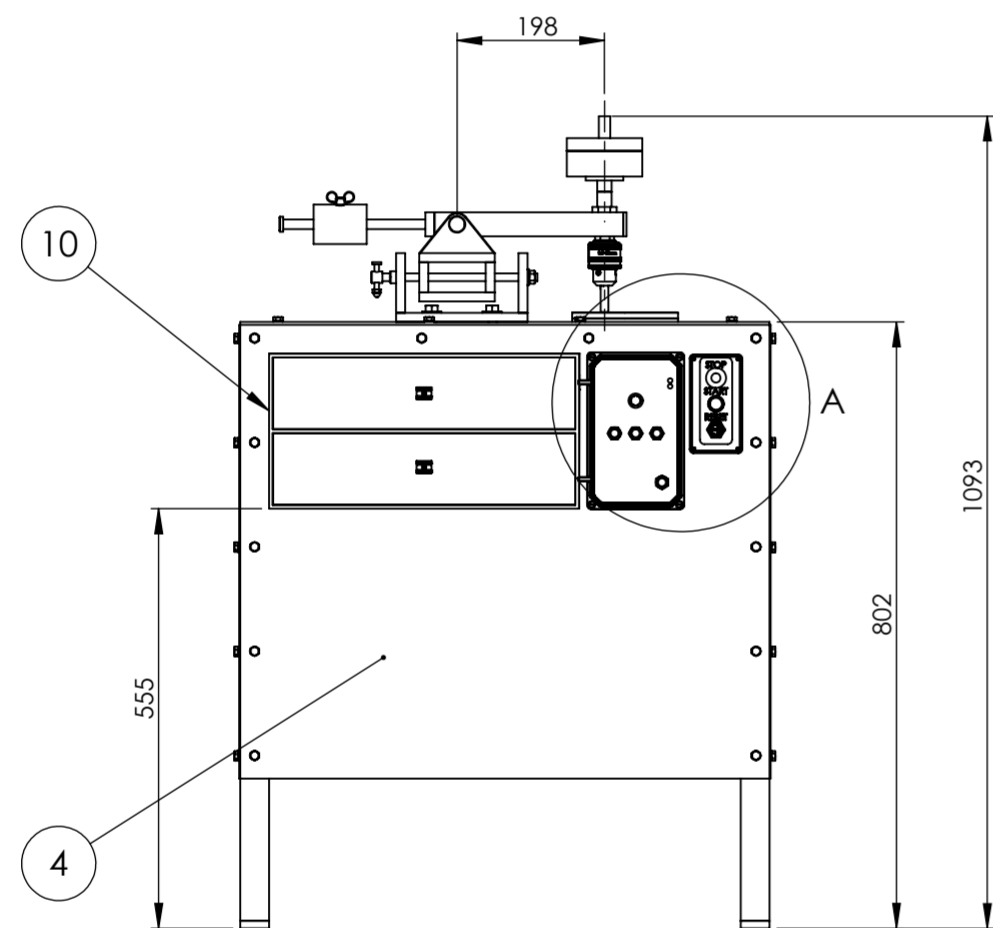
**VISTA SUPERIOR**  
ESC: 1:10



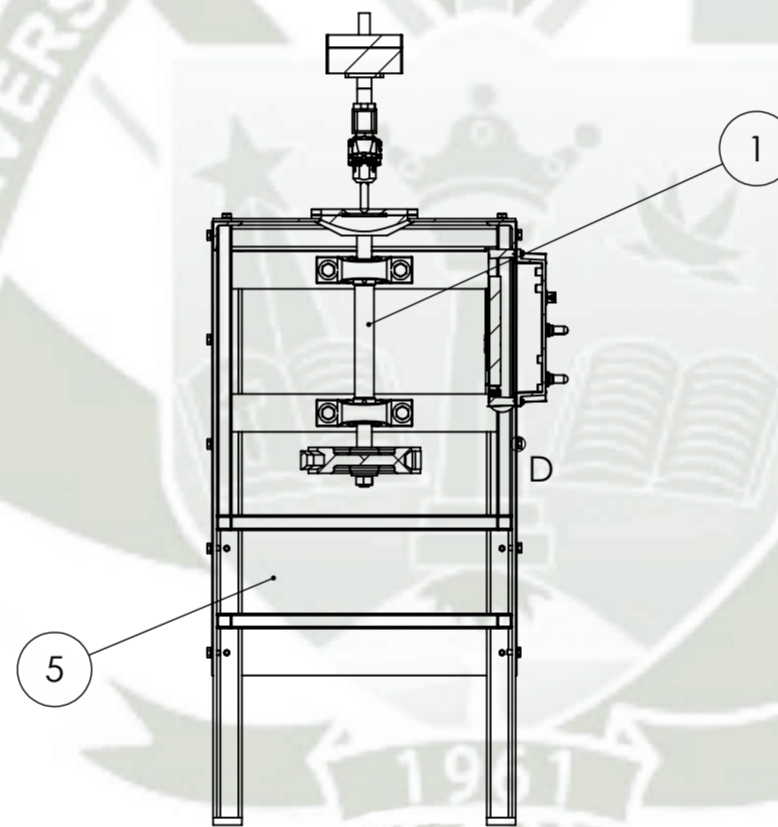
SECTION A-A  
SCALE 1 : 10



**VISTA ISOMÉTRICA**  
ESC: 1:10

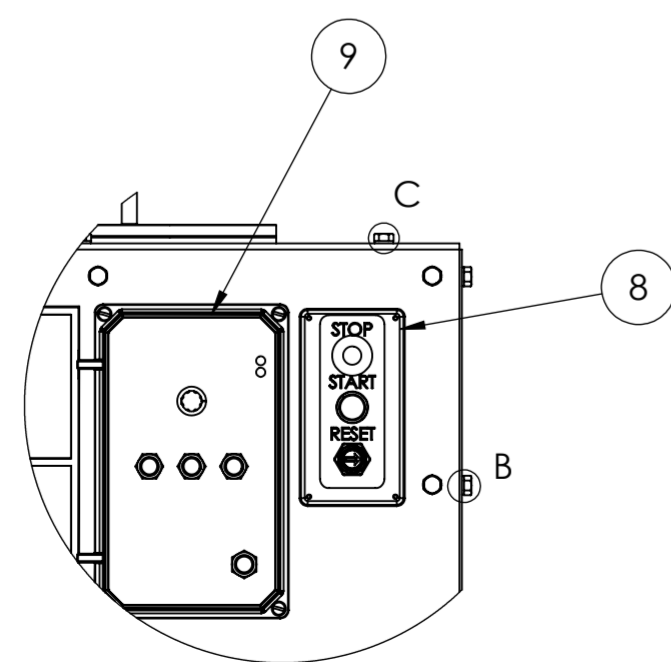


**VISTA DE ALZADO**  
ESC: 1:10

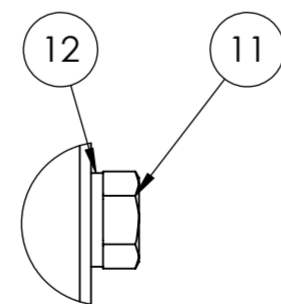


SECTION B-B  
SCALE 1 : 10

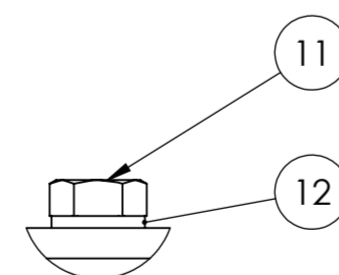
- NOTA:**
1. TODAS LAS DIMENSIONES EN mm A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.
  2. PESO TOTAL DE LA MAQUINA 102 KG.



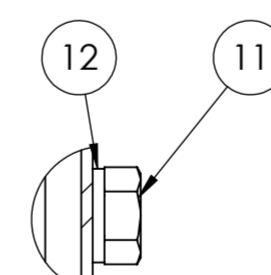
DETALLE A  
ESCALA 1 : 5



DETALLE B  
ESCALA 1 : 5



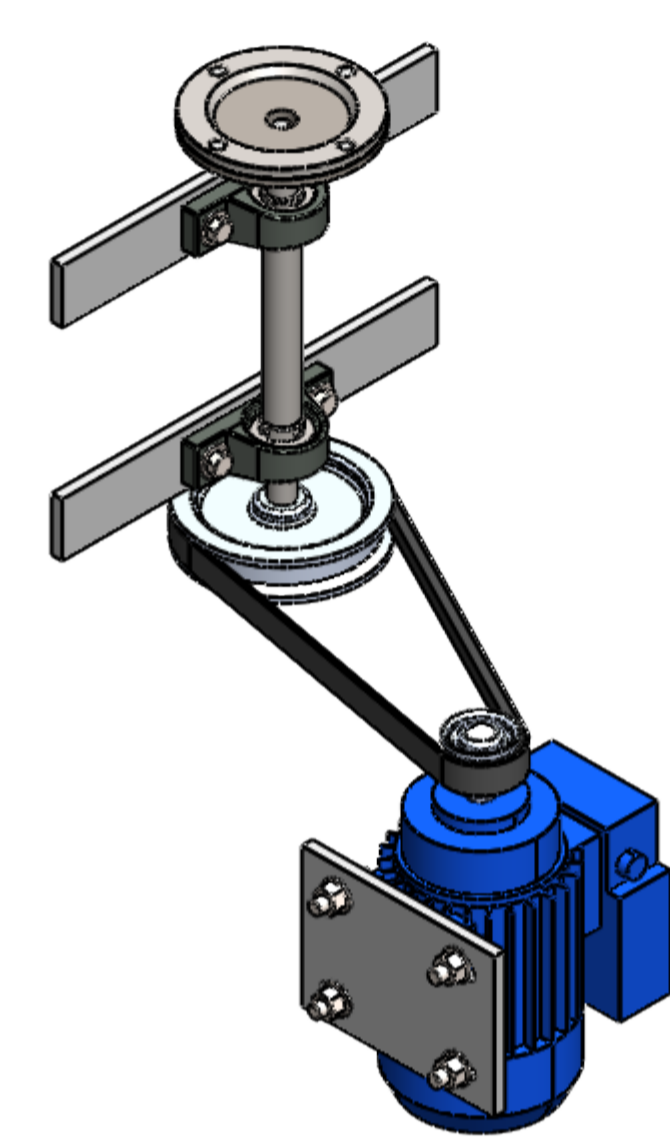
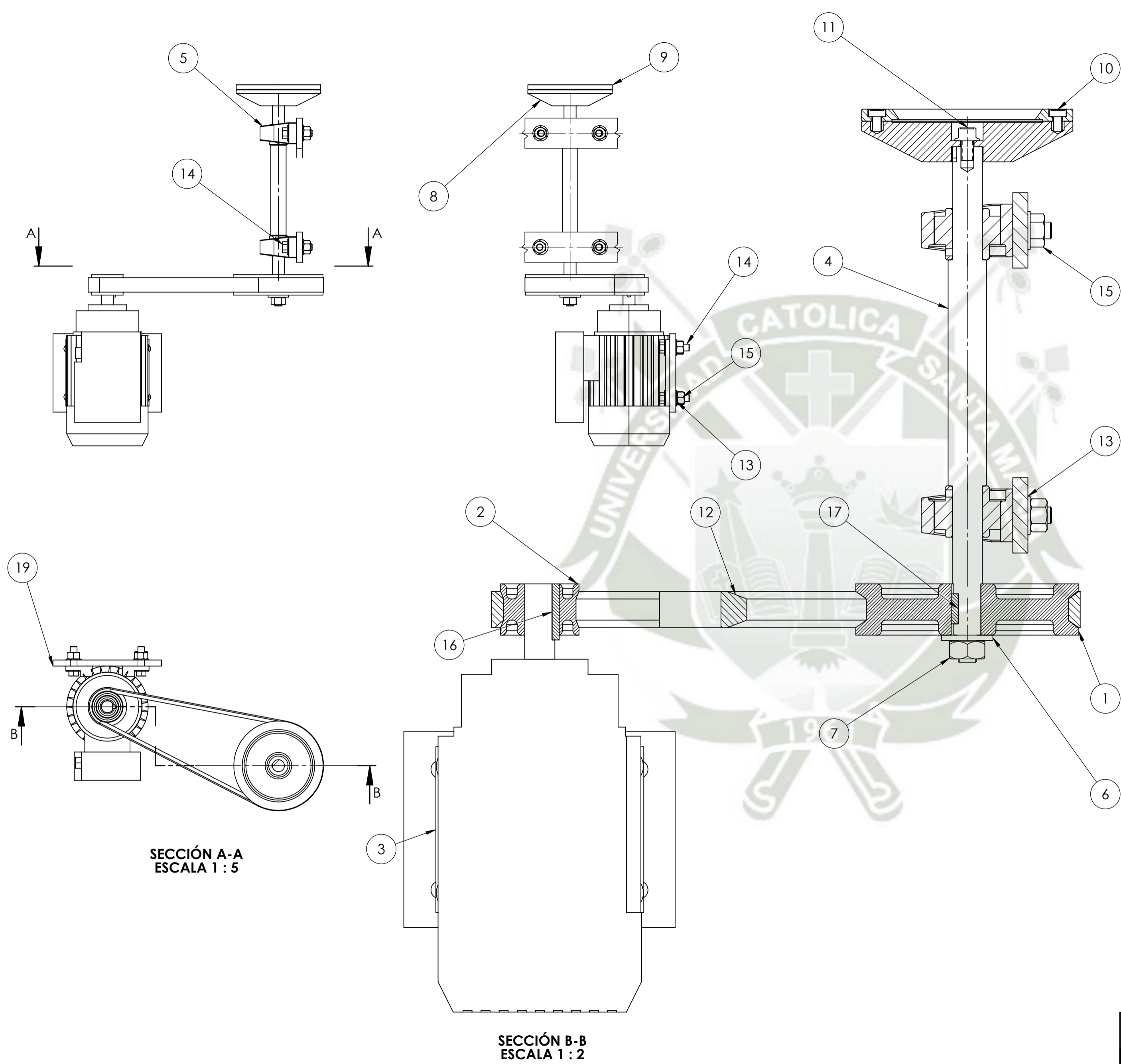
DETALLE C  
ESCALA 1 : 5



DETALLE D  
ESCALA 1 : 5

LISTA DE MATERIALES			
ITEM	DESIGNACIÓN	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN/PLANO
1	ENSAMBLE DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN	1	PLANO N°2
2	ENSAMBLE DE MECANISMO DE ENSAYO	1	PLANO N°3
3	ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA	1	PLANO N°5
4	TAPA DELANTERA	1	PLANO N°27
5	TAPA LATERAL	2	PLANO N°26
6	TAPA POSTERIOR	1	PLANO N°28
7	TAPA SUPERIOR	1	PLANO N°29
8	BOTONERA	1	COMERCIAL
9	VARIADOR DE FRECUENCIA	1	CFW500
10	CAJONES	2	MELAMINE
11	PERNO ALLEN	54	M6
12	ARANDELA PLANA	54	1/4

	<b>Universidad Católica de Santa María</b>		
	Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica		Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022
<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de Fricción tipo Pin on Disk</b>		<b>ENSAMBLE GENERAL</b>	Rev. 0 ESCALA 1:10
			Pág. 1 de 30




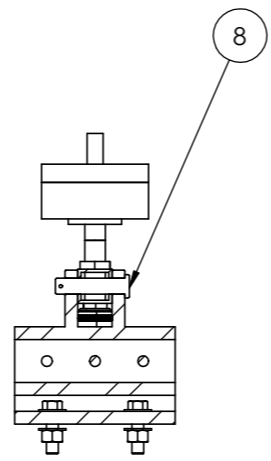
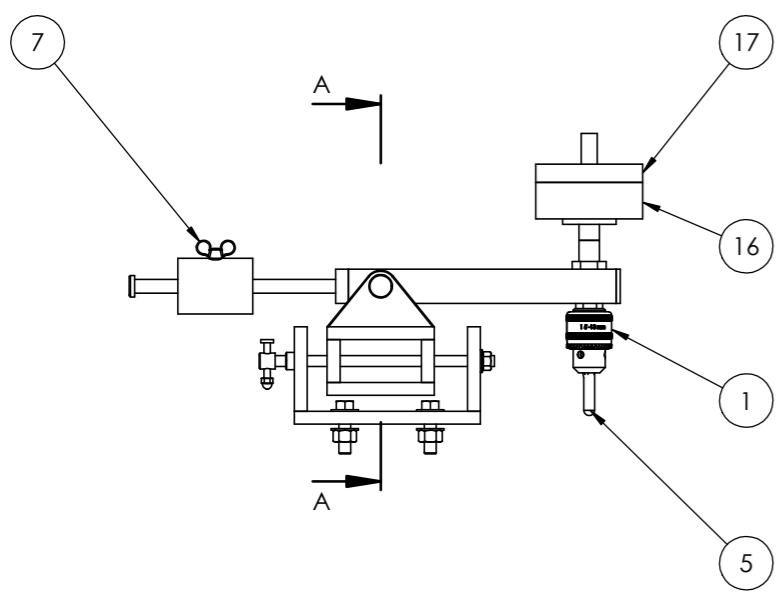
ISOMÉTRICO  
ESCALA 1 : 5

17	Chaveta / Polea conducida		1
16	Chaveta / Polea motriz		1
15	Tuerca hexagonal plana		12
14	Perno Hexagonal	7/16" x 1 5/8"	12
13	Arandela plana	7/16"	24
12	Banda	Caucho	1
11	Tornillo métrico allen	M8 x 1.25 x 13	1
10	Tornillo métrico allen	M6 x 1.0 x 10	4
9	Tapa porta disco	ACERO AISI 1020	1
8	Base porta disco	ACERO AISI 1020	1
7	Tuerca Hexagonal	M12 x 1.75	1
6	Arandela plana	12 mm	1
5	Chumacera		2
4	Eje	AISI 4340	1
3	Motor	DCU1-80B-4	1
2	Polea Motriz	Aluminio	1
1	Polea Conducida	Aluminio	1
ITEM .	NOMBRE DE PARTE	DESCRIPCION	CANT.

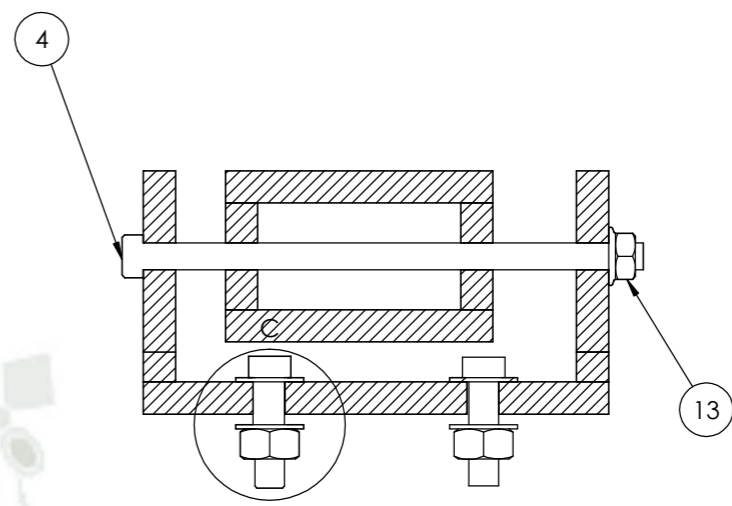
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5

SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 2

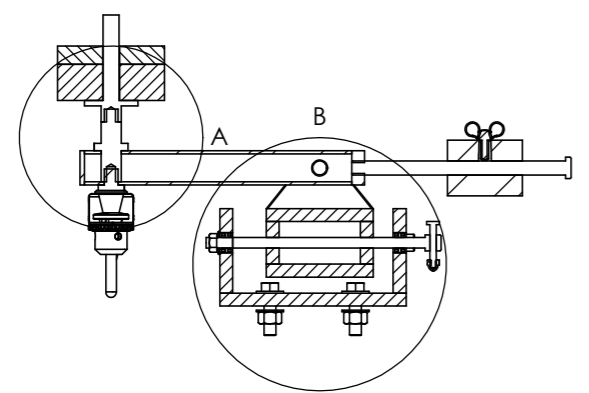
	<b>Universidad Católica de Santa María</b>		
	Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022	
<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk</b>	<b>Detalles sistema de transmisión</b>	Rev. 0	Pág. 2 de 30
		ESCALA INDICADA	



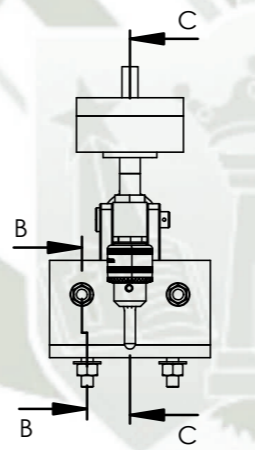
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:5



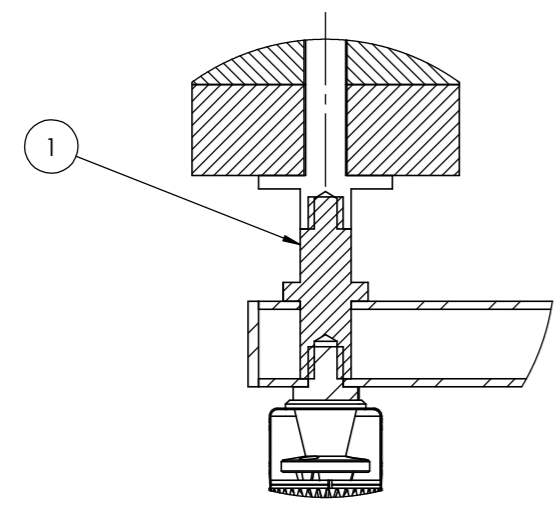
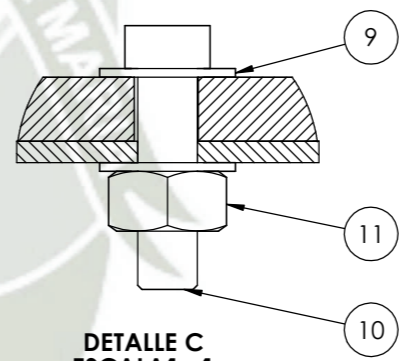
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1:2



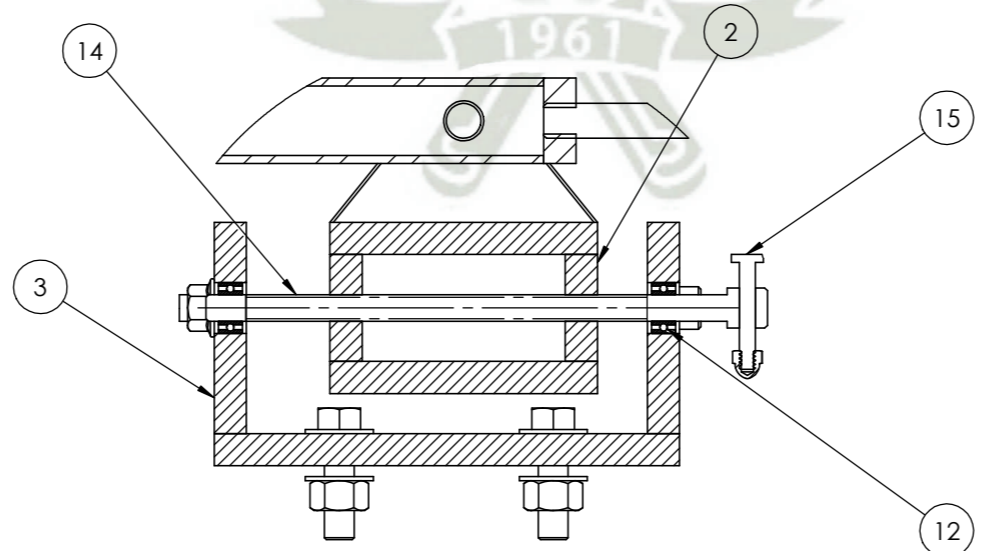
SECCIÓN C-C  
ESCALA 1:5



DETALLE C  
ESCALA 1:1



DETALLE A  
ESCALA 1:2



DETALLE B  
ESCALA 1:2

17	Pesa 1 kg	VER PLANO N° 30	1
16	Pesa 2 kg	VER PLANO N° 30	1
15	Pin del tornillo		1
14	Tornillo de regulacion	VER PLANO N° 22	1
13	Tuerca hexagonal	M10 x 1.5	2
12	Rodamiento de bolas	6200	2
11	Tuerca hexagonal	M10 x 1.5	12
10	Perno hexagonal	7/16" x 1 5/8"	12
9	Arandela plana	7/16"	24
8	Pin del brazo	VER PLANO N° 22	1
7	Tornillo mariposa	3/4" x 3/8" UNC	1
6	Ensamblaje Estructura	VER PLANO 5	1
5	Pin		1
4	Guías	VER PLANO N° 21	2
3	Base fija	VER PLANO N° 14	1
2	Base móvil	VER PLANO N° 17	1
1	Ensamble brazo-porta-pin	VER PLANO 07	1
ITEM	NOMBRE DE PARTE	DESCRIPCION	CANTD.

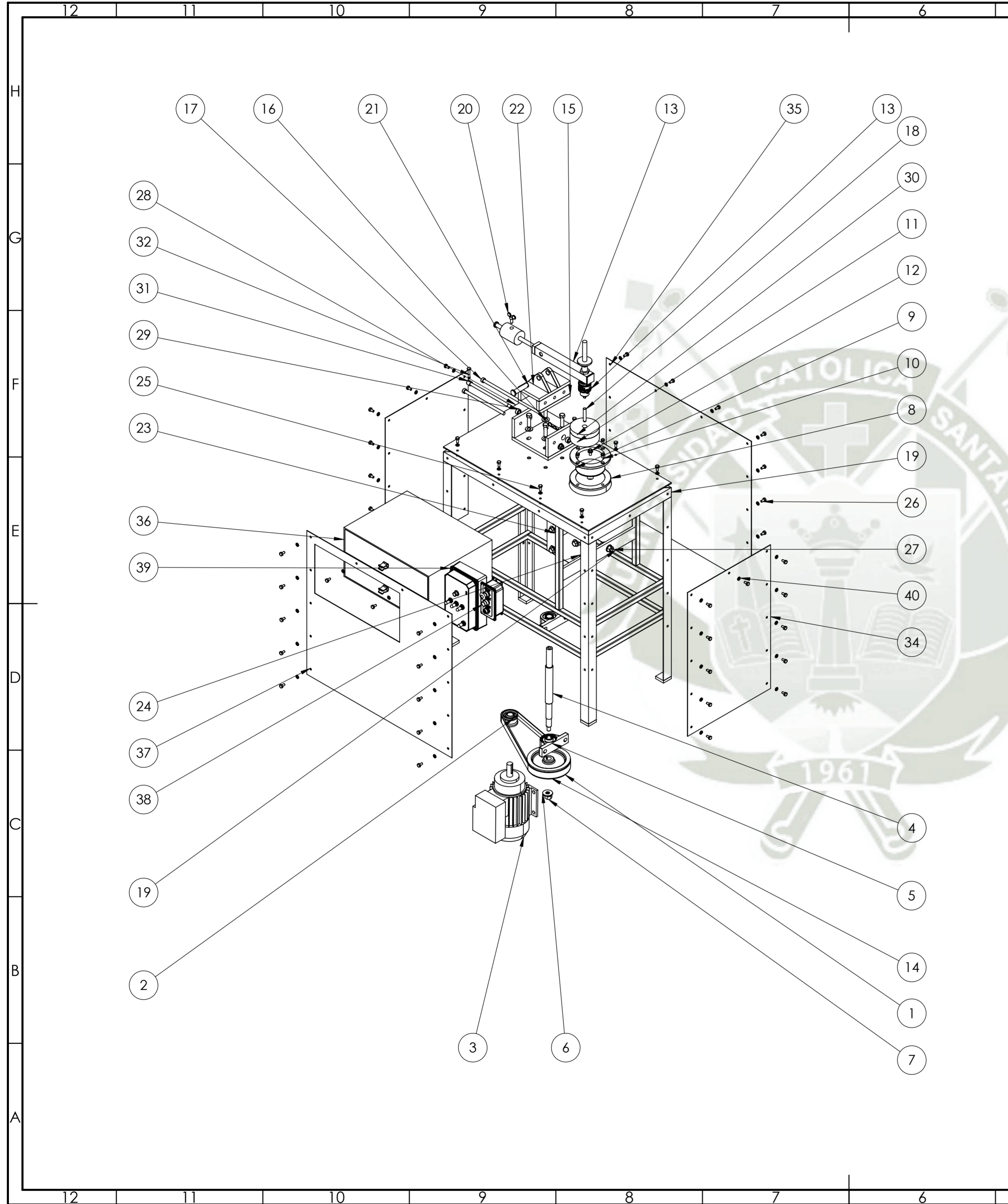


**Universidad Católica de Santa María**

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales  
Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael  
Fecha: 25/05/2022

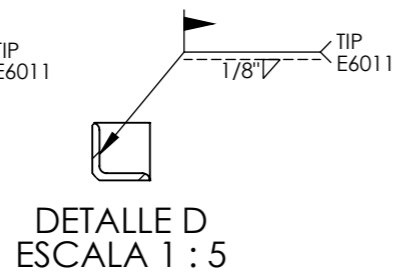
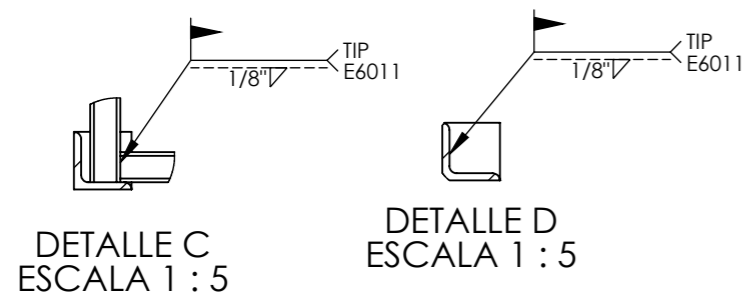
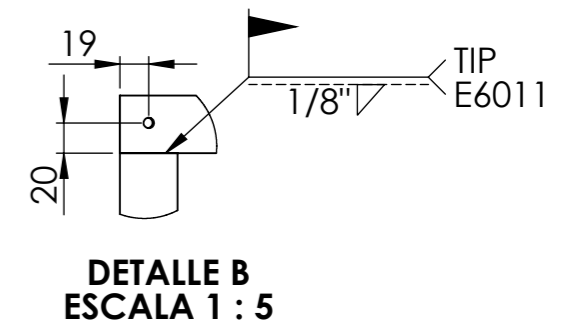
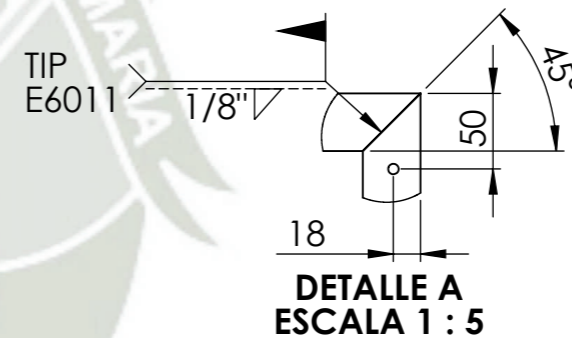
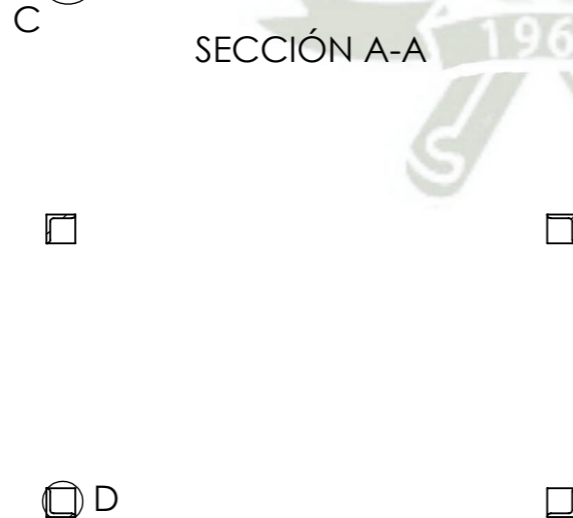
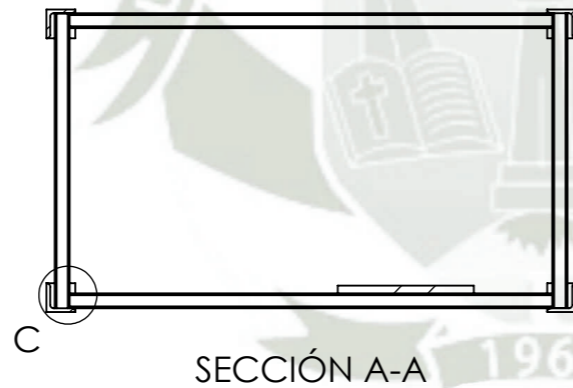
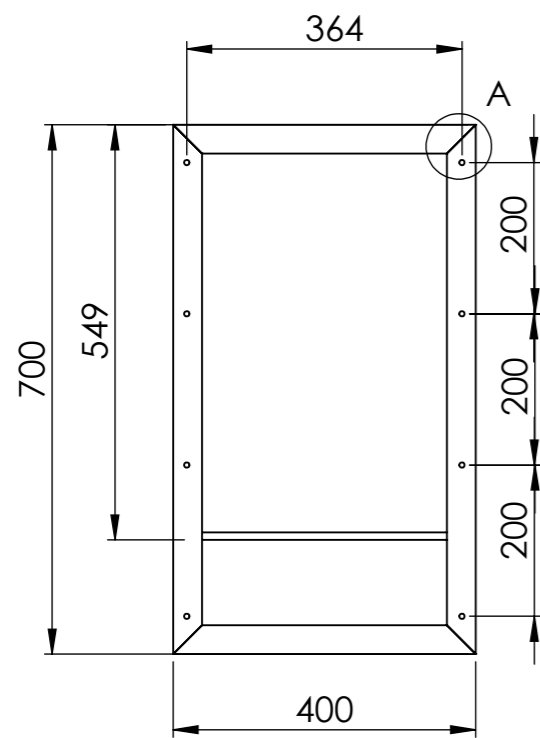
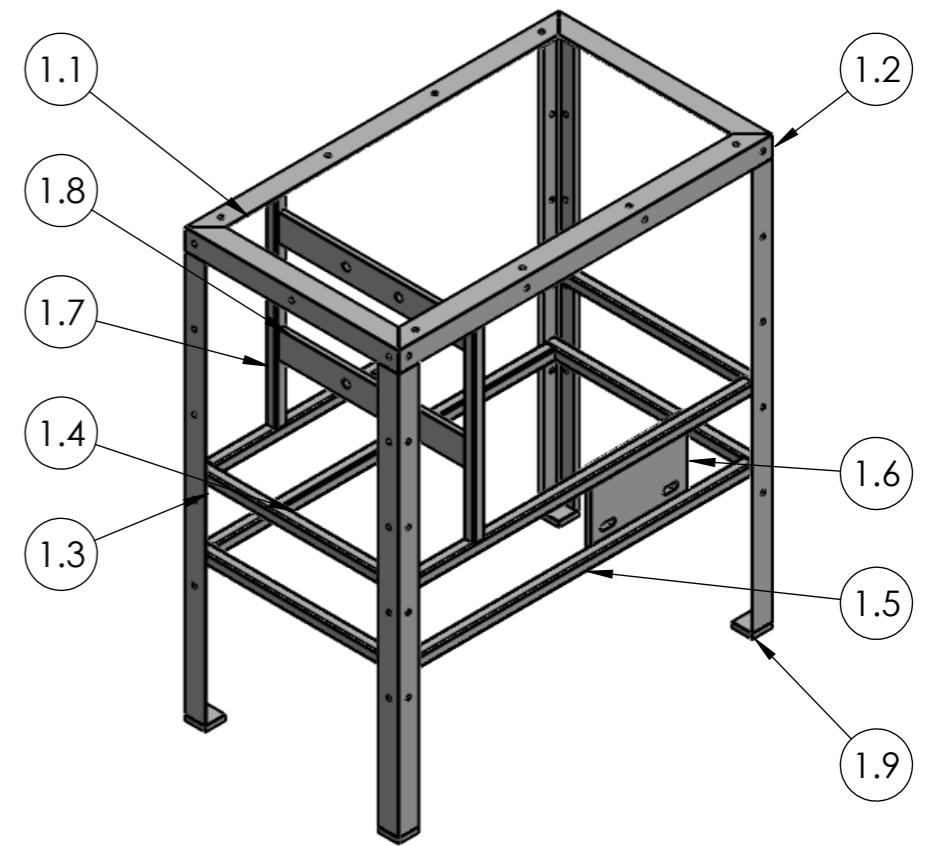
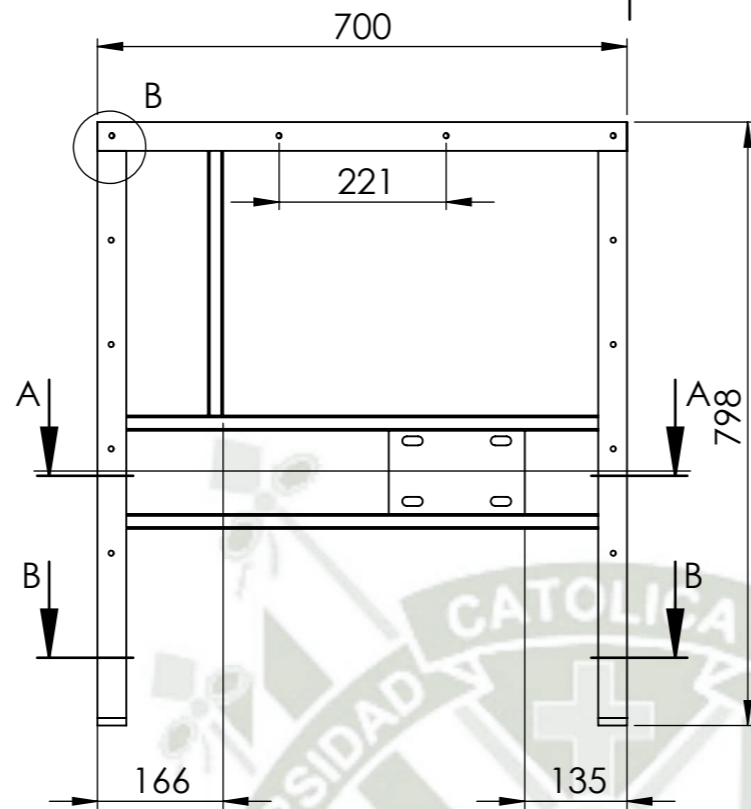
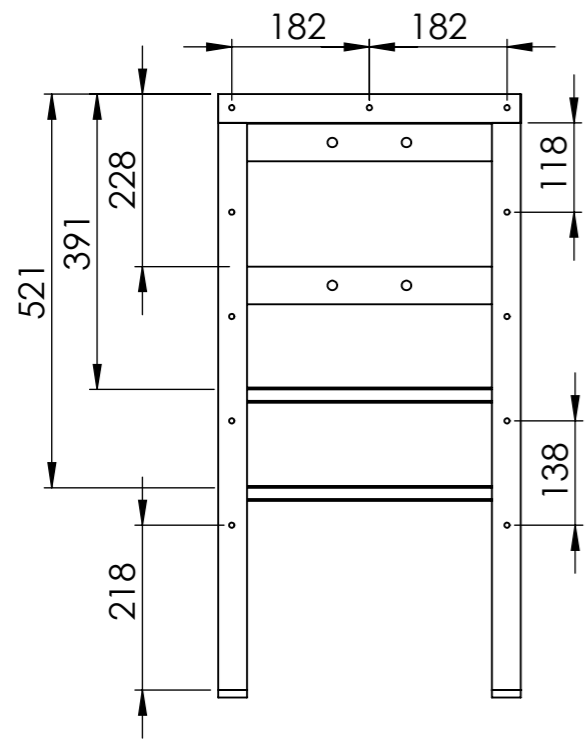
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica  
Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique  
Fecha: 25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**  
Detalles mecanismo de ensayo  
Rev. 0 ESCALA INDICADA  
Pág. 3 de 30



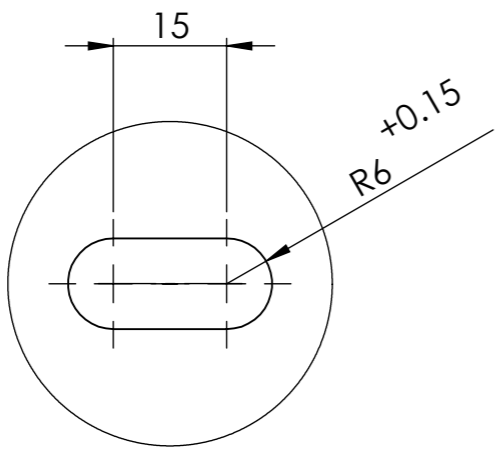
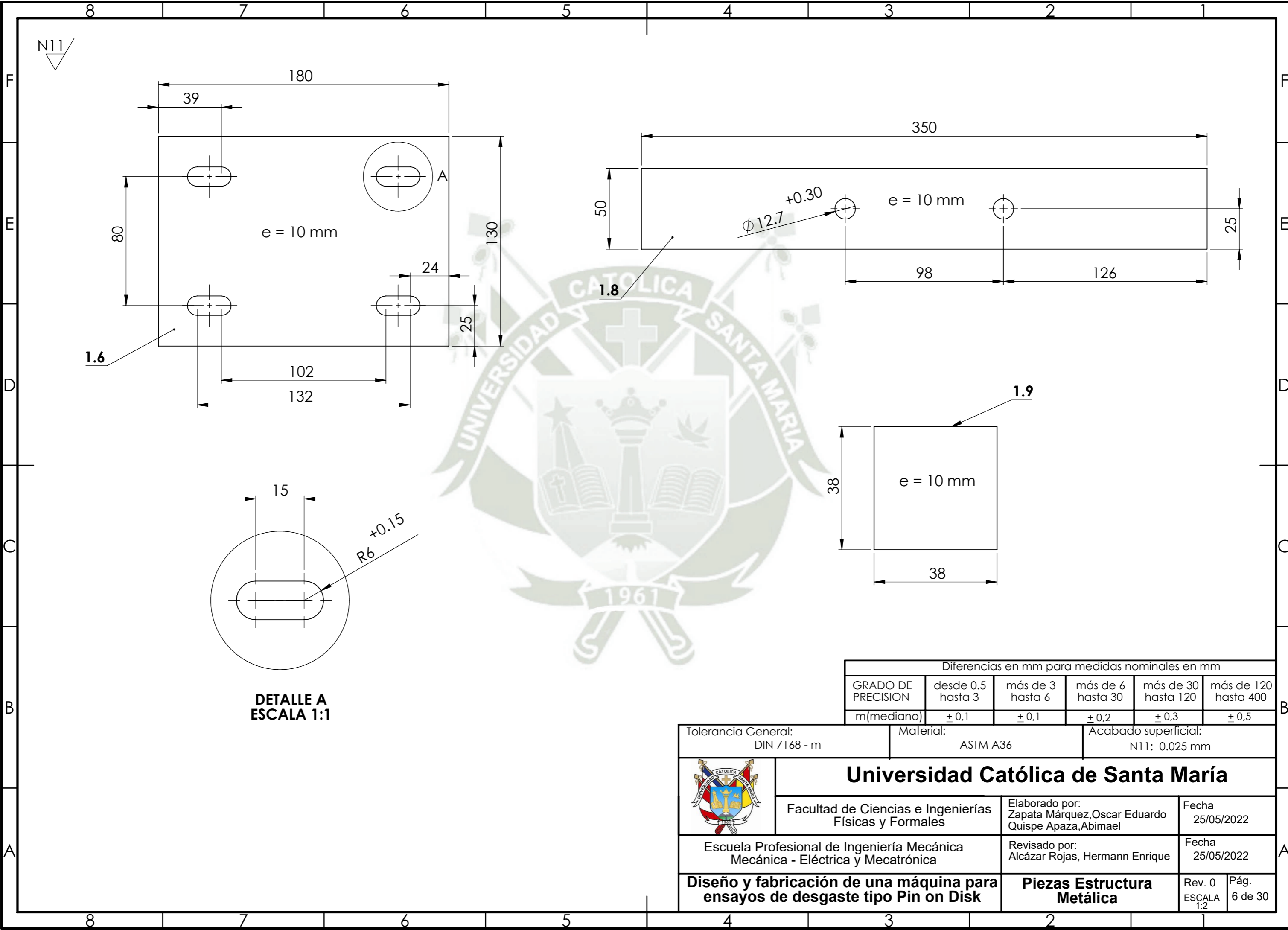
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCION	MATERIAL	CANTIDAD
1	Polea Conducida	6 pulg	Aluminio	1
2	Polea Motriz	2 pulg	Aluminio	1
3	Motor	220 V - 0.5 HP		1
4	Eje	Diámetro = 1 pulg	AISI 4340	1
5	Chumacera			2
6	Arandela plana	12 mm		1
7	Tuerca Hexagonal	M12 x 1.75		1
8	Base porta disco		ACERO AISI 1020	1
9	Disco		Acero ASTM A36	1
10	Tapa porta disco		ACERO AISI 1020	1
11	Tornillo métrico	M6 x 1.0 x 10		4
12	Tornillo métrico	M8 x 1.25 x 13		1
13	Ensamble brazo-porta-pin		Ver plano N° 07	1
14	Banda	Tipo V	Caucho	1
15	Base móvil		Ver plano N° 17	1
16	Base fija		Ver plano N° 14	1
17	Guías		Ver plano N° 21	2
18	Pin			1
19	Ensamblaje Estructura		VER PLANO 5	1
20	Tornillo mariposa	3/4" x 3/8" UNC		1
21	Pin del brazo		Ver plano N° 20	1
22	Seguro del pin			1
23	Arandela plana	1/2"		24
24	Perno Hexagonal	7/16" x 1 5/8"	7/16" x 1 5/8"	12
25	Perno Hexagonal	1/4" x 5/8"		8
26	Perno hexagonal	1/4" x 1/2"		46
27	Arandela plana	7/16"		12
28	Tapa superior	e= 4mm	1	1
29	Rodamiento de bolas	6200		2
30	Tuerca hexagonal plana	M10 x 1.5		2
31	Tornillo de regulacion		VER PLANO 22	1
32	Pin del tornillo			1
34	Tapa lateral	e=1.5 mm	2	2
35	Tapa posterior	e=1.5 mm	Acero ASTM A36	1
36	Cajones		2	1
37	Tapa delantera	e=1.5 mm	Acero ASTM A36	1
38	Botonera		1	1
39	Variador de frecuencia	inverter	1	1
40	Arandela plana	1/4"		54
41	Pesa 2 kg		Ver plano N° 30	1
42	Pesa 1 kg		Ver plano N° 30	1
43	Chaveta / Polea motriz			1
44	Chaveta / Polea conducida			1

	<b>Universidad Católica de Santa María</b>		
	Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica		Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022
<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk</b>		<b>EXPLOSIÓN GENERAL</b>	Rev. 0 ESCALA 1:10
			Pág. 4 de 30



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1.1	L 1.5 X 1.5 X 0.1875 x 700	ACERO ASTM A36	2
1.2	L 1.5 X 1.5 X 0.1875 x 400	ACERO ASTM A36	2
1.3	L 1.5 X 1.5 X 0.1875 x 750	ACERO ASTM A36	4
1.4	T.CUADRADO 20 x 20 x 2 x 390	ACERO ASTM A36	4
1.5	T.CUADRADO 20 x 20 x 2 x 638	ACERO ASTM A36	4
1.6	PLANCHA SOPORTE MOTOR	ACERO ASTM A36	1
1.7	T.CUADRADO 20 x 20 x 2 x 383	ACERO ASTM A36	2
1.8	PLANCHA SOPORTE CHUMACERA	ACERO ASTM A36	2
1.9	PLANCHA BASE	ACERO ASTM A36	4


	<b>Universidad Católica de Santa María</b>		
	Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022	
<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk</b>	<b>Subensamble Estructura Metálica</b>	Rev. 0 ESCALA 1:10	Pág. 5 de 30

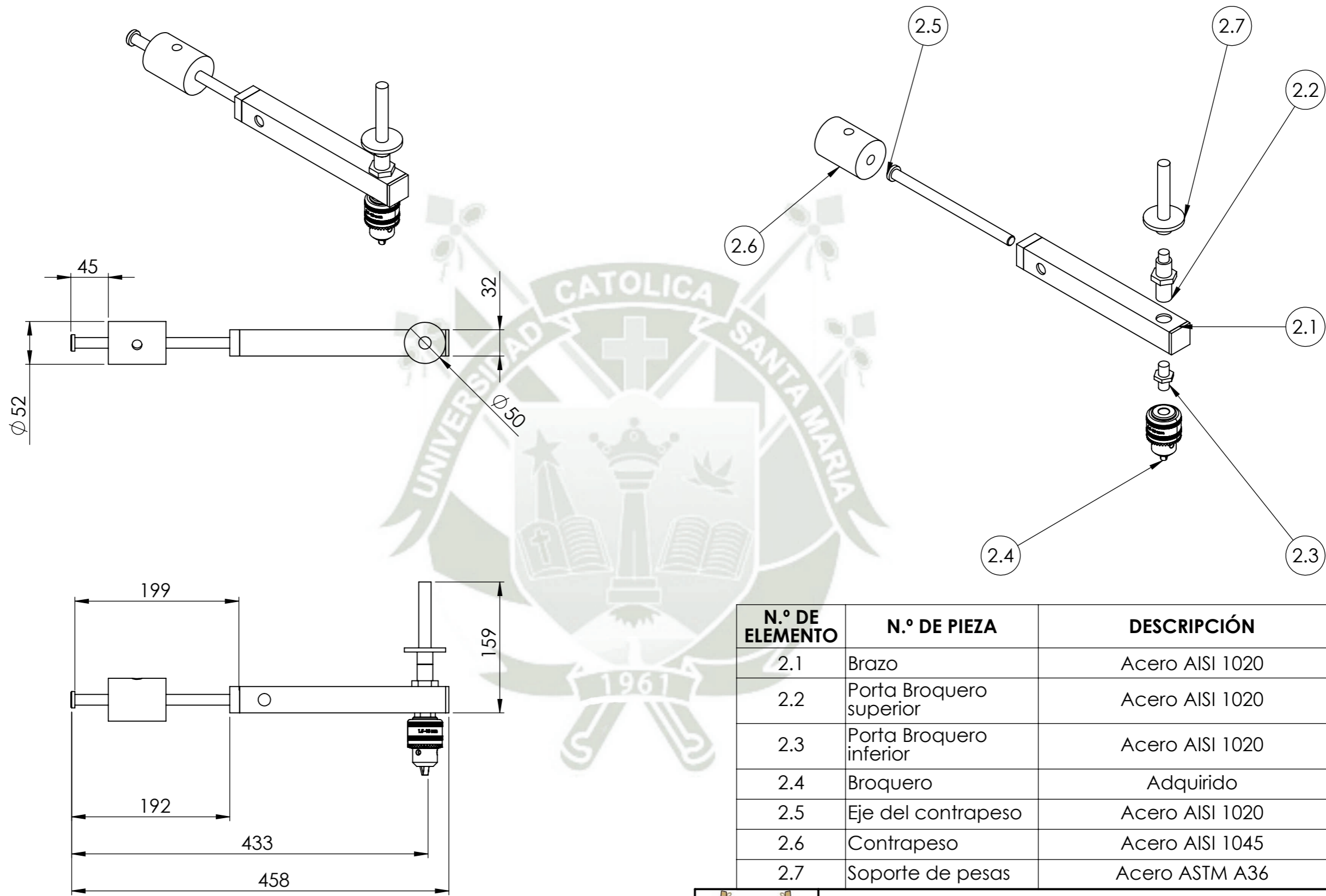


**DETALLE A  
ESCALA 1:1**

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5


Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: ASTM A36	Acabado superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	-----------------------	---------------------------------------

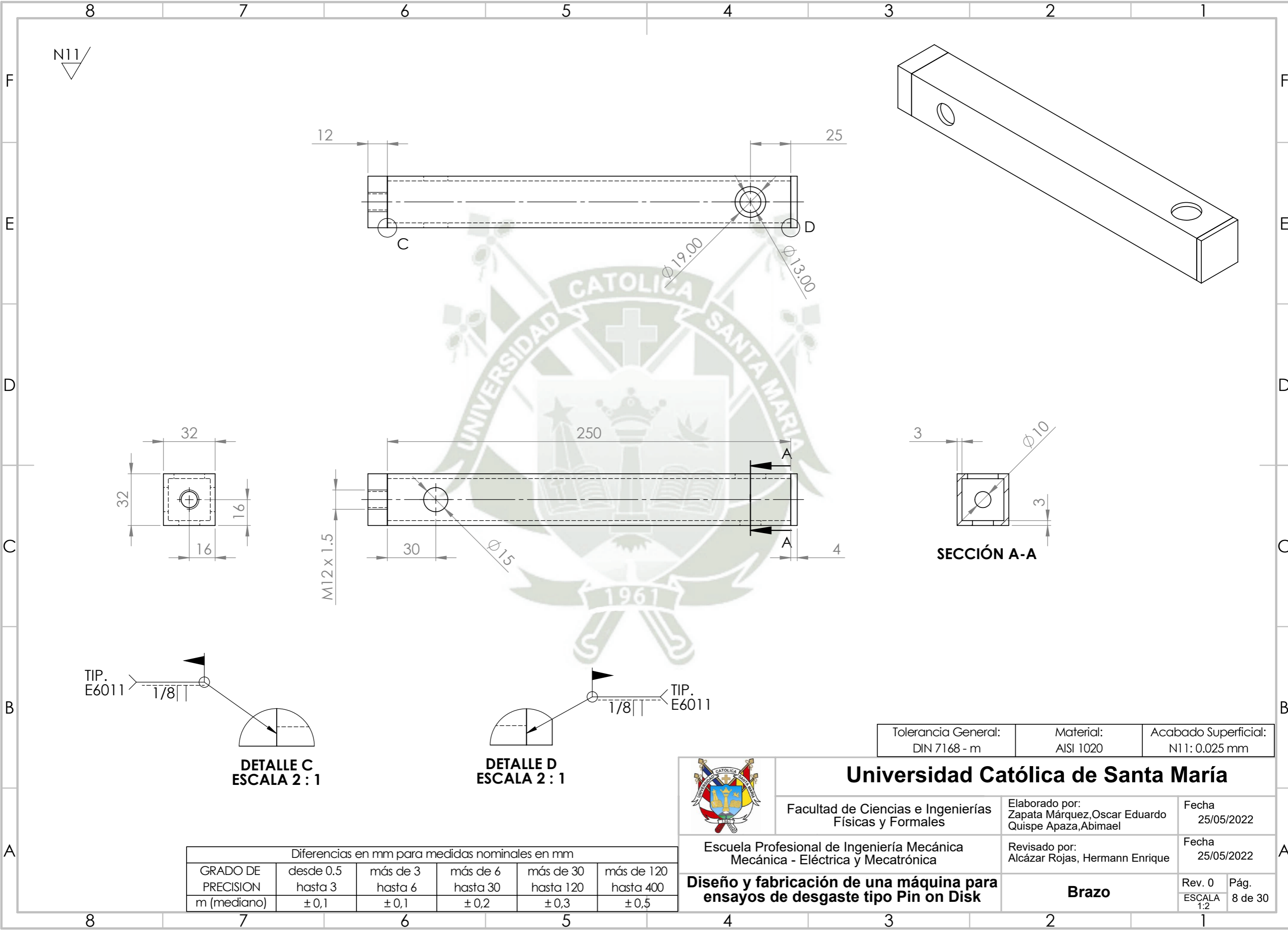
	<b>Universidad Católica de Santa María</b>			
	Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022	
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022		
<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk</b>	<b>Piezas Estructura Metálica</b>	Rev. 0 ESCALA 1:2	Pág. 6 de 30	



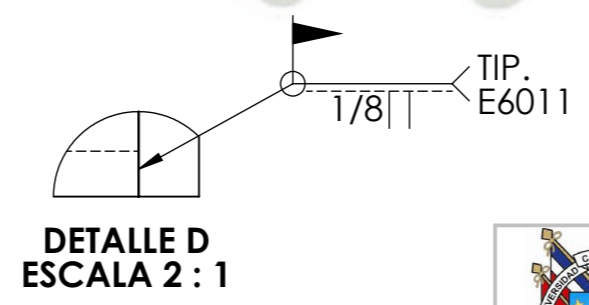
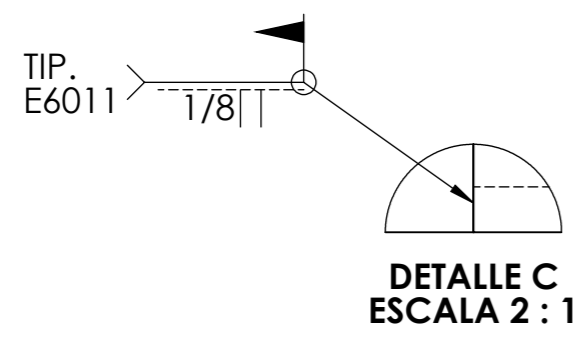
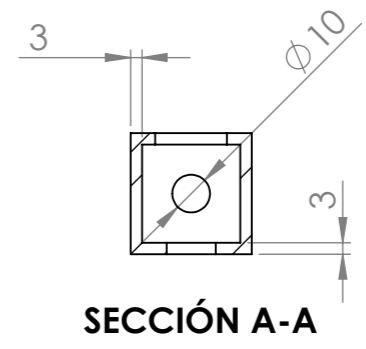
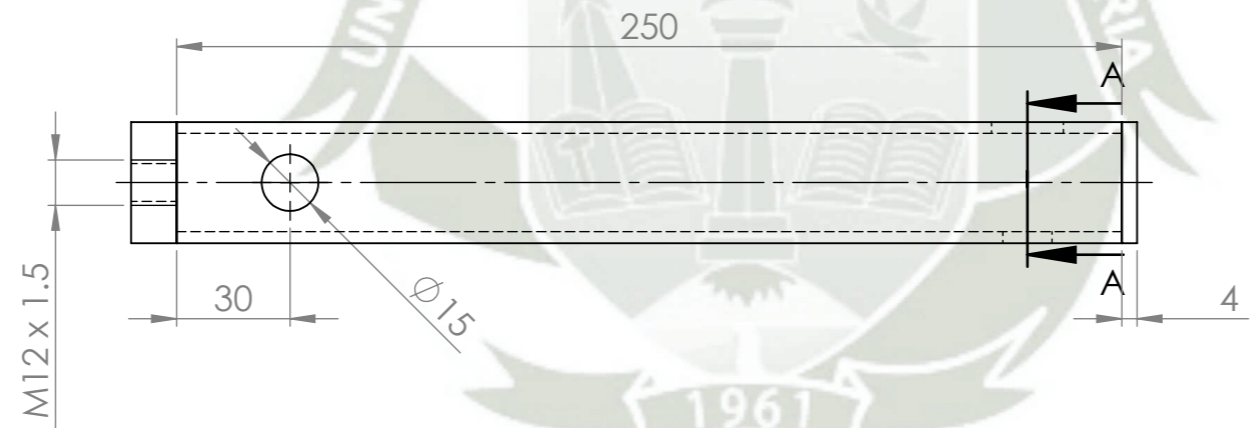
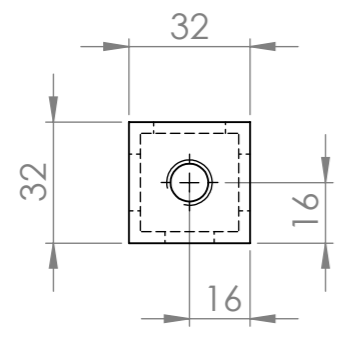
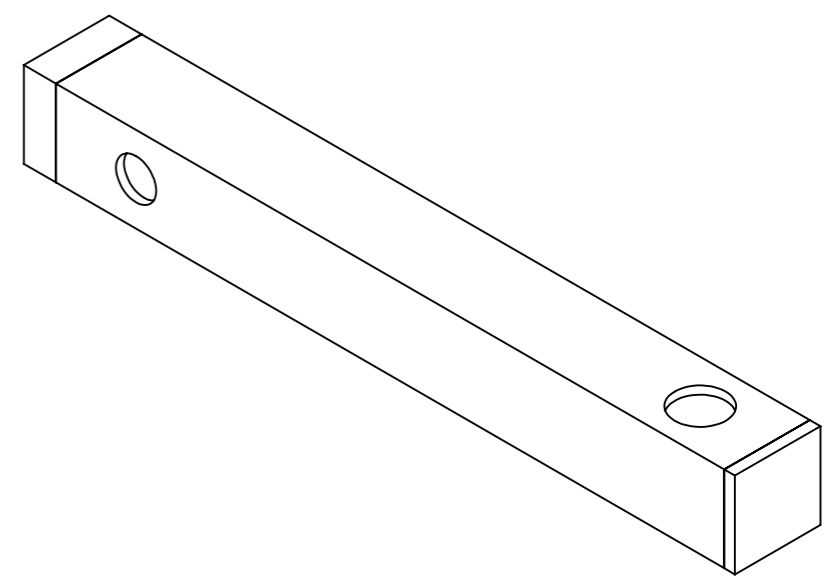
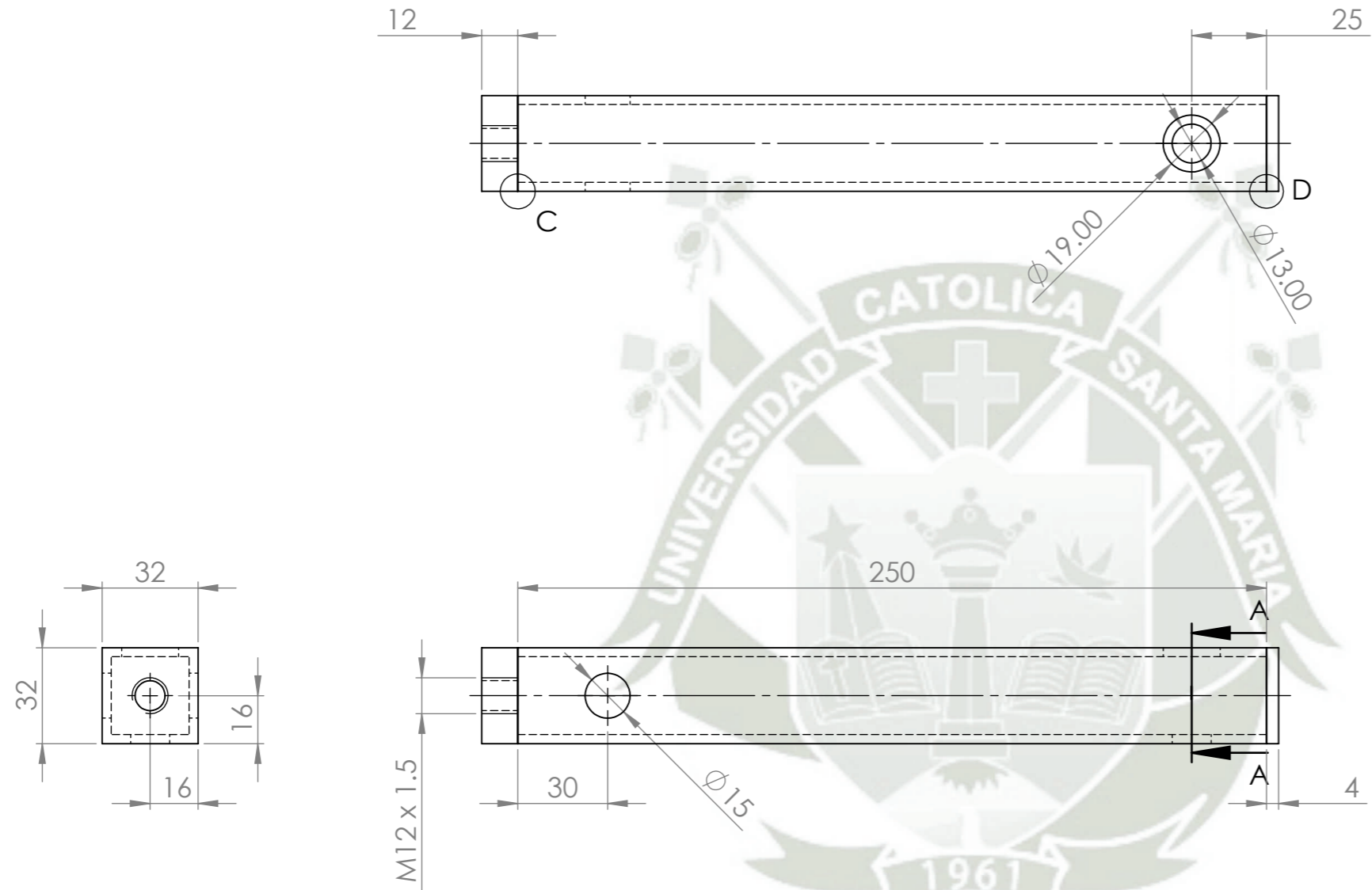
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
2.1	Brazo	Acero AISI 1020	1
2.2	Porta Broquero superior	Acero AISI 1020	1
2.3	Porta Broquero inferior	Acero AISI 1020	1
2.4	Broquero	Adquirido	1
2.5	Eje del contrapeso	Acero AISI 1020	1
2.6	Contrapeso	Acero AISI 1045	1
2.7	Soporte de pesas	Acero ASTM A36	1

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5


	<b>Universidad Católica de Santa María</b>		
	Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022	
<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk</b>		<b>Subensamble del brazo porta pin</b>	Rev. 0 ESCALA 1:5
			Pág. 7 de 30



N11

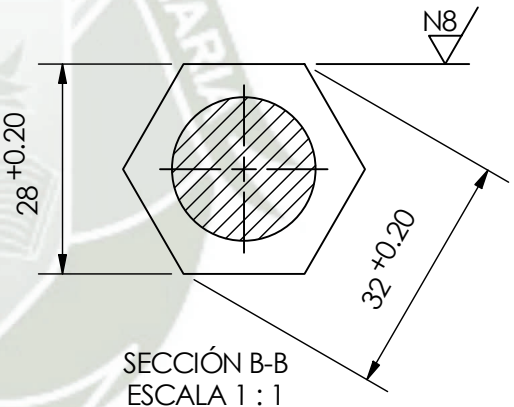
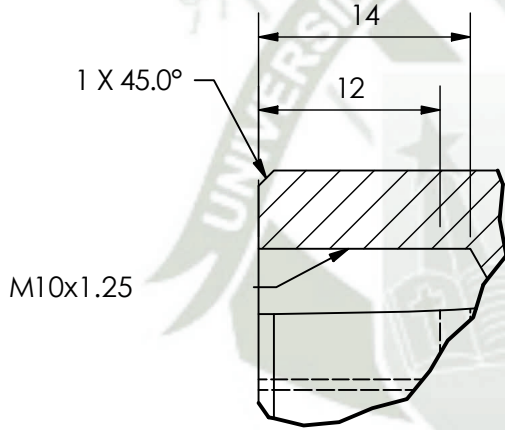
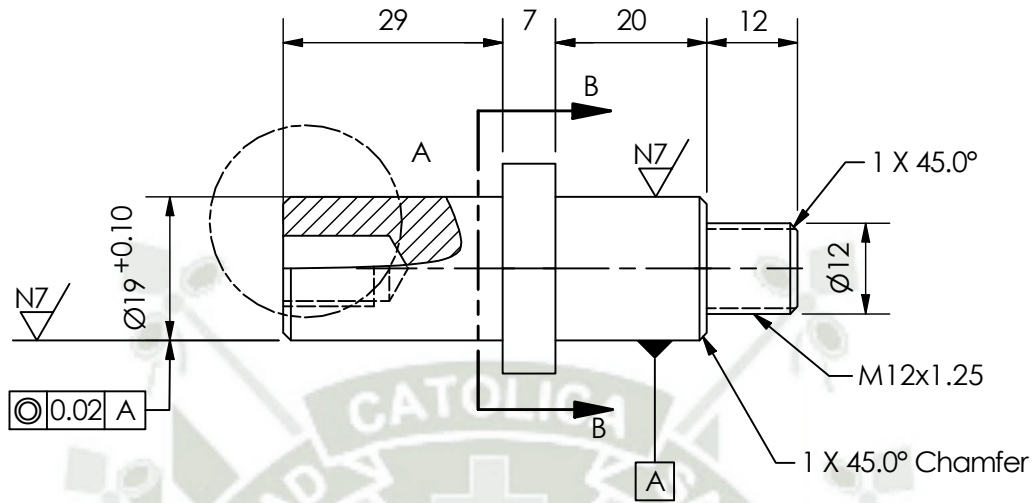


Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado Superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	------------------------	---------------------------------------

	<b>Universidad Católica de Santa María</b>		
	Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022	
<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk</b>		<b>Brazo</b>	Rev. 0 ESCALA 1:2
			Pág. 8 de 30

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5

N8/ (N7/)



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

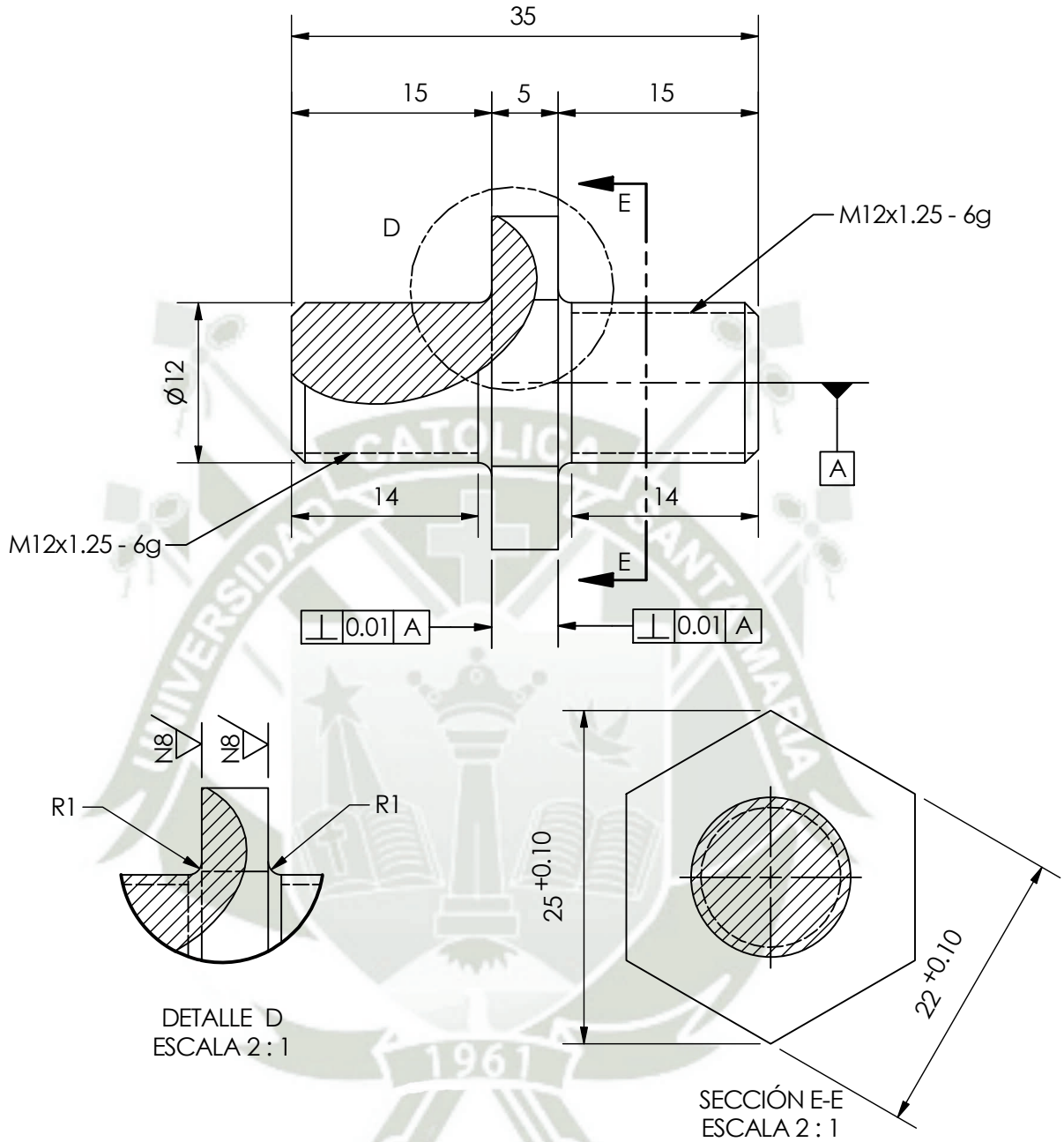
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Porta Broquero Superior**

Rev. 0  
ESCALA 1:1  
Pág. 9 de 30

N8



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

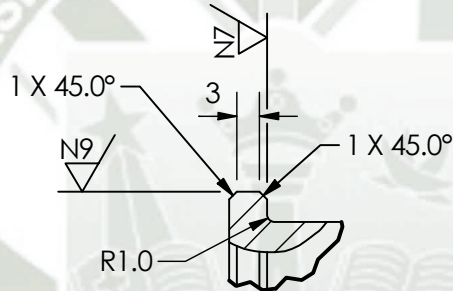
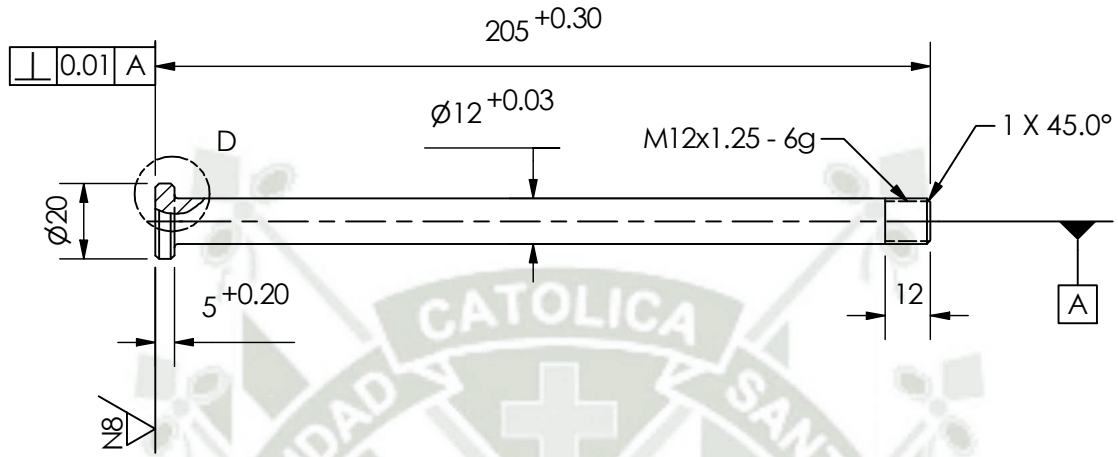
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Porta Broquero Inferior**

Rev. 0	Pág.
ESCALA 1:2	10 de 30

N8/ (N7/)



DETALLE D  
ESCALA 1 : 1

Diferencias en mm para medidas nominales en mm

GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

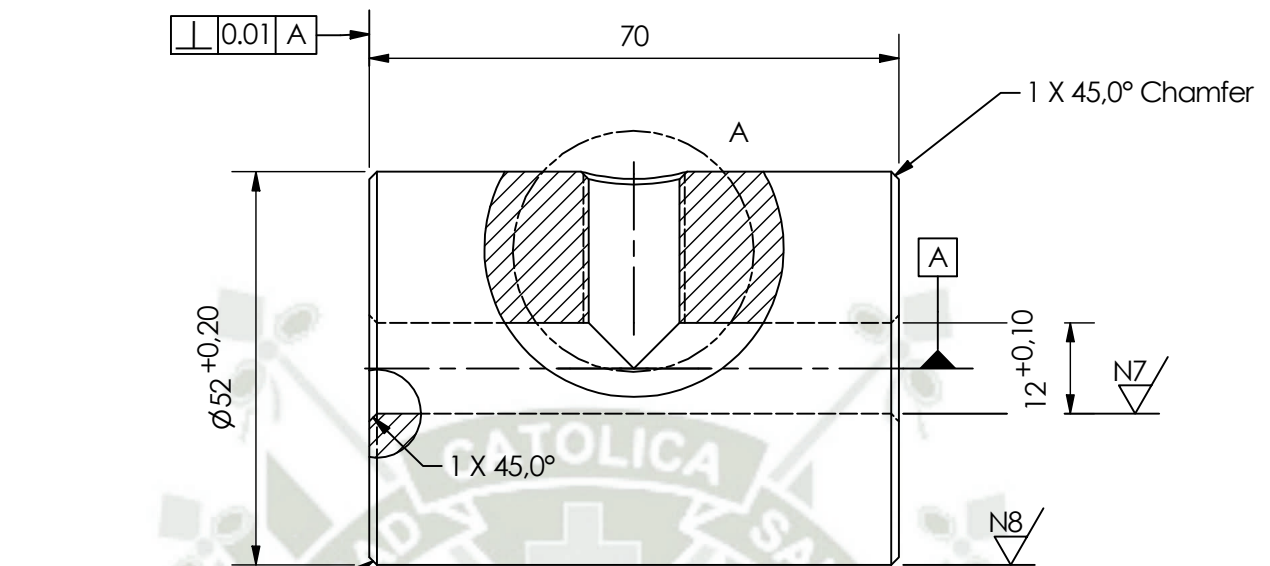
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

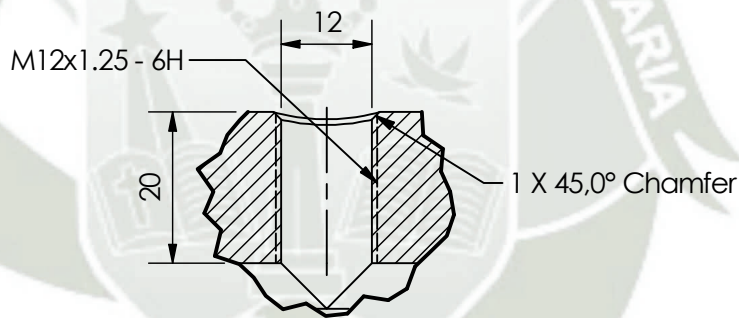
**Eje Contrapeso**

Rev. 0 Pág.  
ESCALA 1:2 11 de 30

N8/ (N7/)



1 X 45,0° Chamfer



DETALLE A  
ESCALA 1 : 1

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado Superficial: N8: 0.0032 mm N7: 0.0016 mm
-------------------------------------	------------------------	--

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

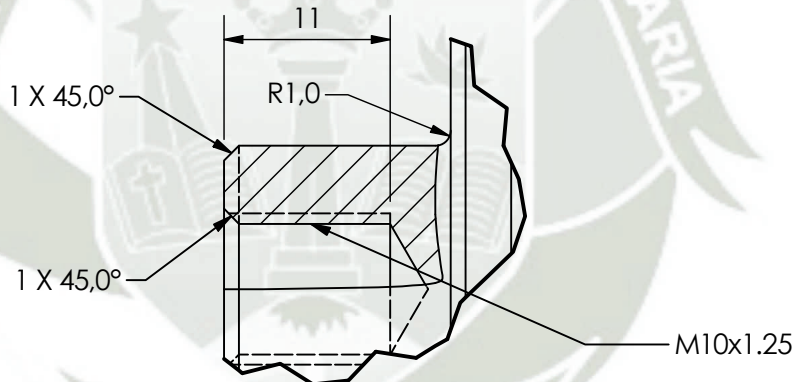
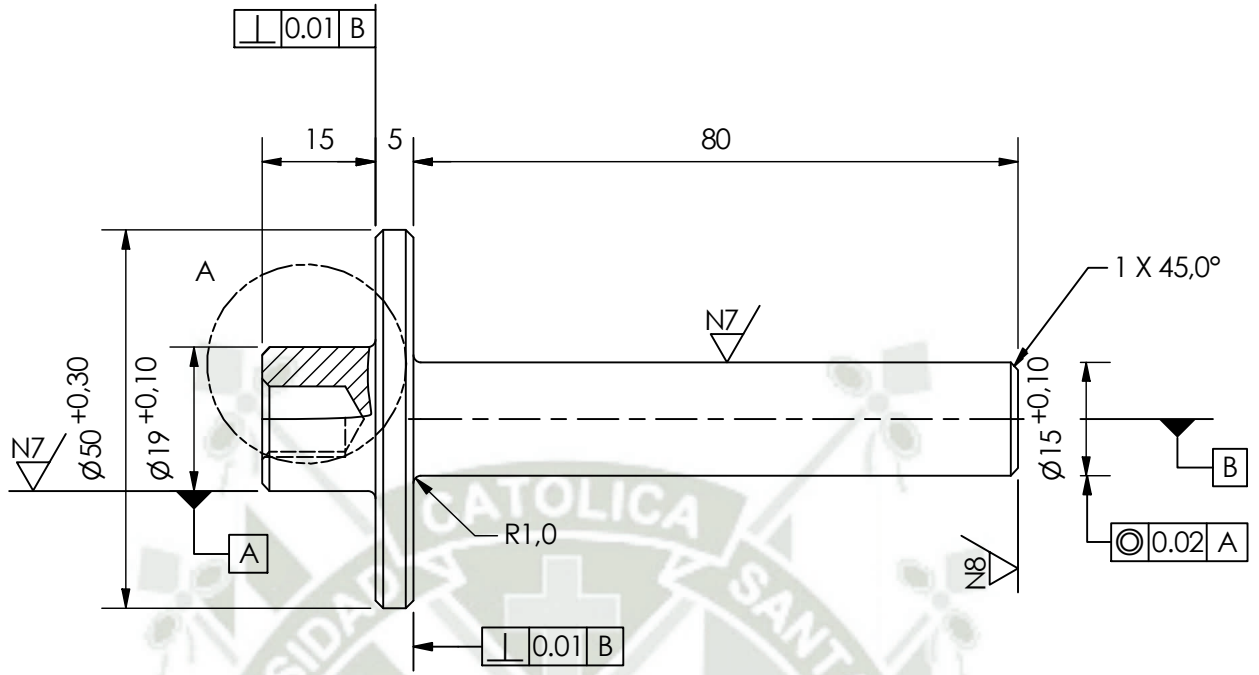
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Contrapeso**

Rev. 0  
ESCALA 1:1  
Pág. 12 de 30

N8/ (N7/)



DETALLE A  
ESCALA 2 : 1

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado Superficial: N8: 0.0032 mm N7: 0.0016 mm
-------------------------------------	------------------------	--

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

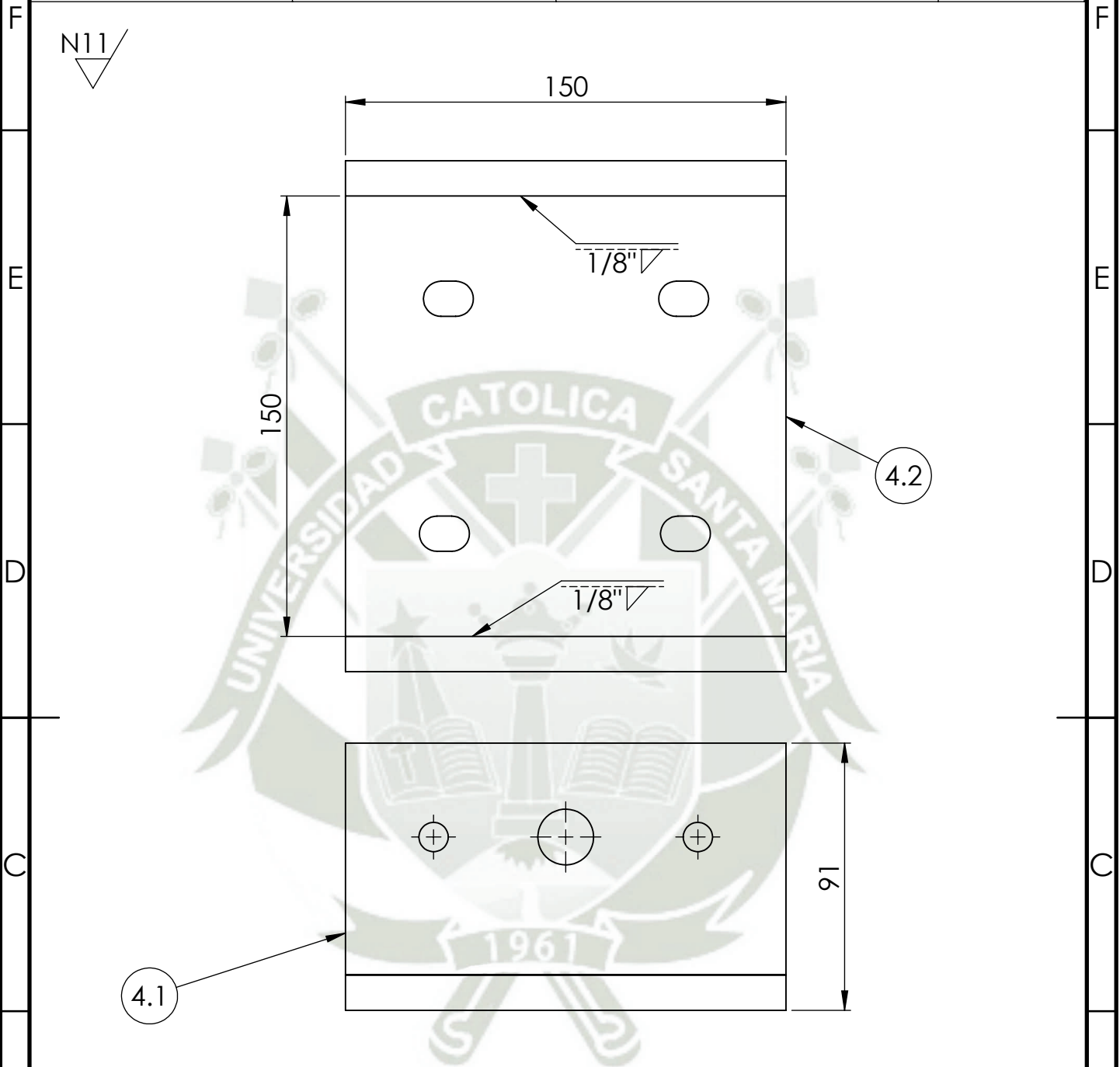
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Soporte Pesas**

Rev. 0  
ESCALA 1:1  
Pág. 13 de 30

4	3	2	1
N° DE ELEMENTO	NOMBRE	DESCRIPCION	CANTIDAD
4.1	SOPORTE	AI SI 1020	2
4.2	PLACA BASE	AI SI 1020	1



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AI SI 1020	Acabado superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	-------------------------	---------------------------------------



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

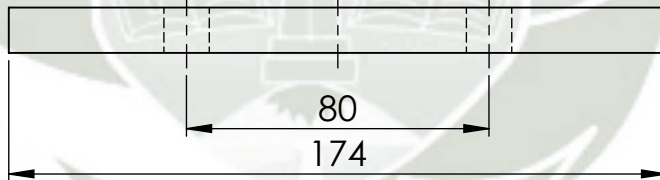
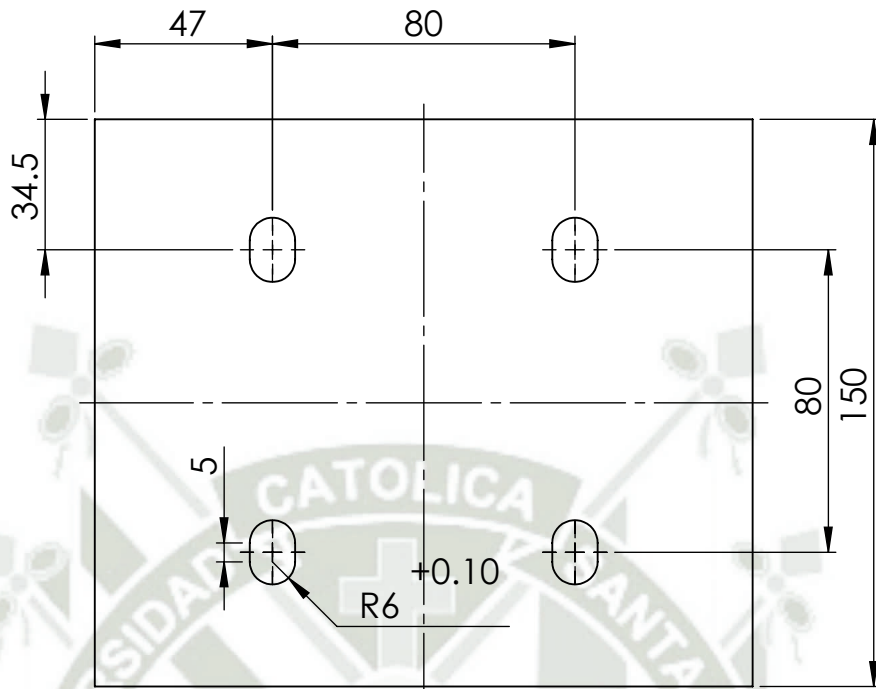
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Subensamble base fija**

Rev. 0	Pág.
ESCALA 1:2	14 de 30

N11



Diferencias en mm para medidas nominales en mm

GRADO DE PRECISION	desde 0,5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General:

DIN 7168 - m

Material:

AI SI 1020

Acabado superficial:

N11: 0.025 mm



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

Fecha  
25/05/2022

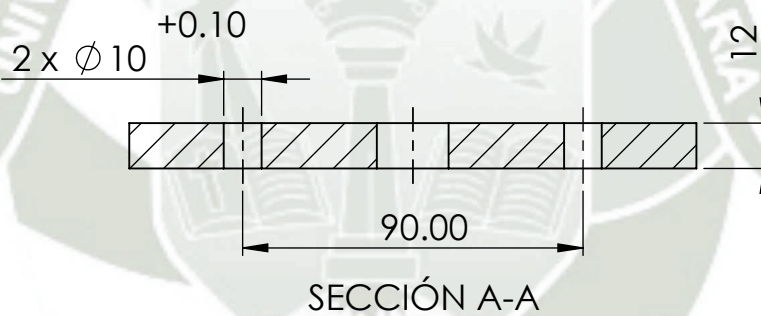
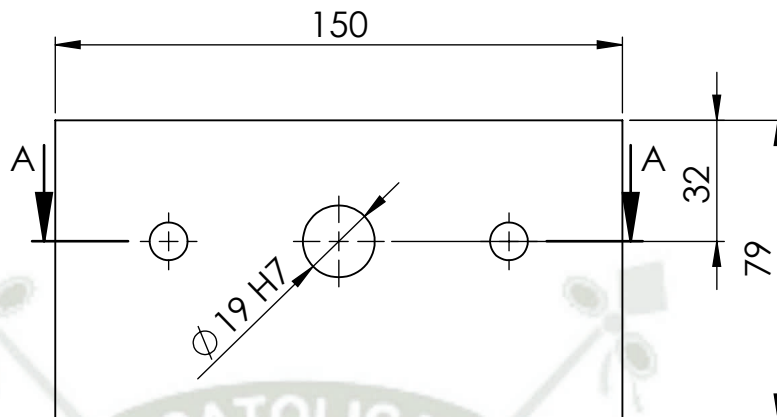
**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Placa base**

Rev. 0  
ESCALA  
1:2

Pág.  
15 de 30

N11



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	------------------------	---------------------------------------



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Soportes de tornillo**

Rev. 0	Pág. 16 de 30
ESCALA 1:2	

4

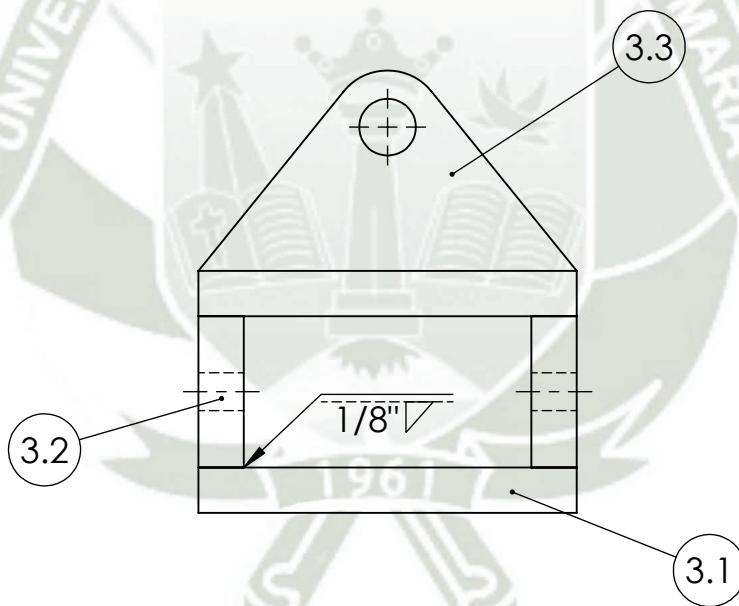
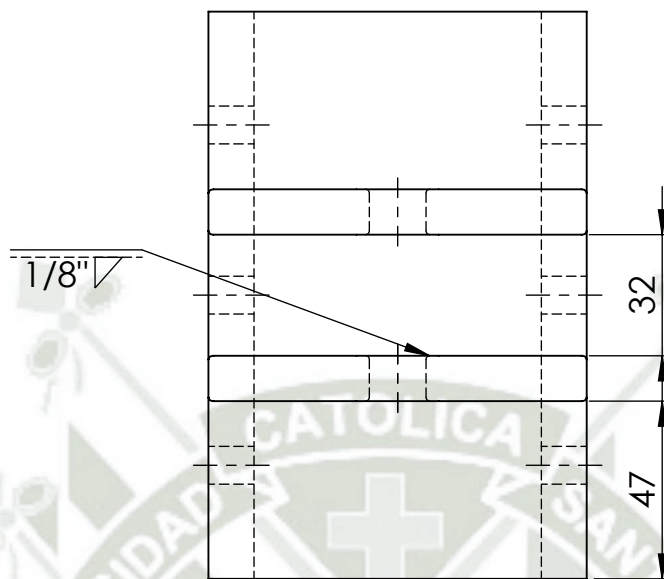
3

2

1

4	3	2	1
N° DE ELEMENTO	NOMBRE	DESCRIPCION	CANTIDAD
3.1	PLACA BASE	100 x 150 x 12 AISI 1020	2
3.2	LATERALES	AISI 1020	2
3.3	SOPORTES	AISI 1020	2

N11  
▽



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: ASTM A36	Acabado superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	-----------------------	---------------------------------------



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

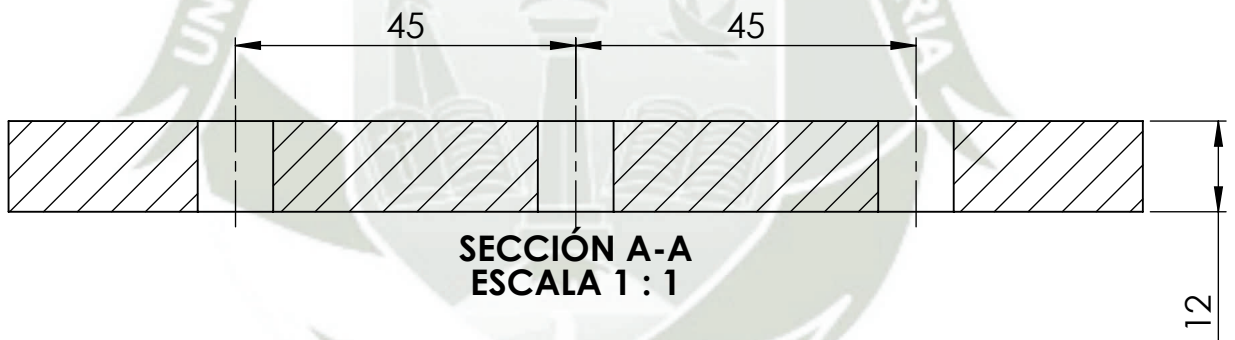
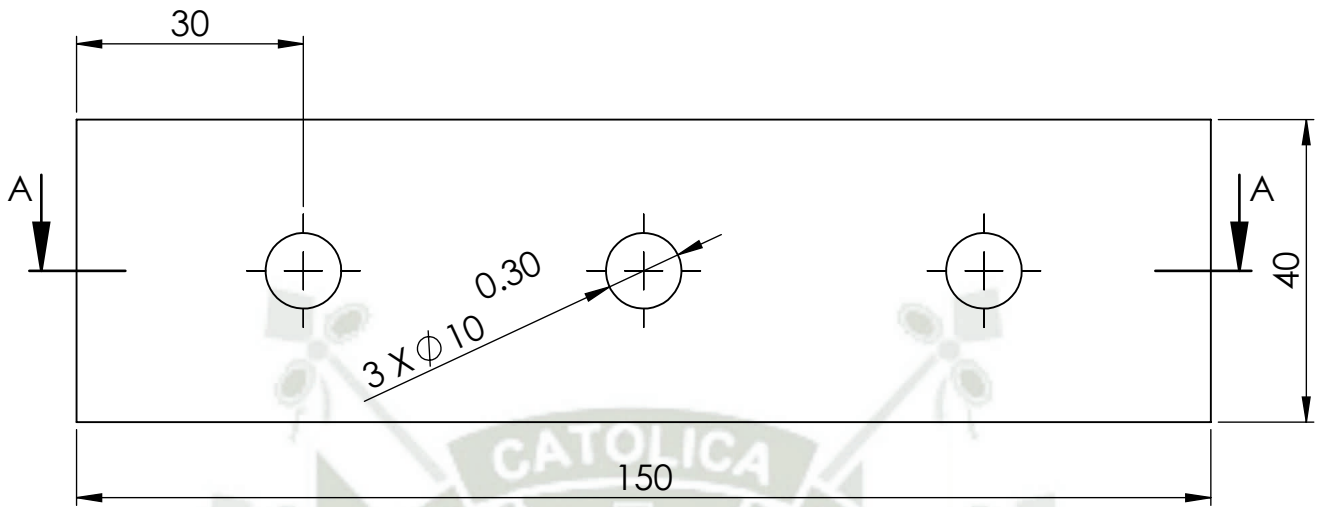
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Subensamble base móvil**

Rev. 0	Pág.
ESCALA 1:2	17 de 30

N11



Diferencias en mm para medidas nominales en mm

GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General:

DIN 7168 - m

Material:

ANSI 1020

Acabado superficial:

N11: 0.025 mm



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

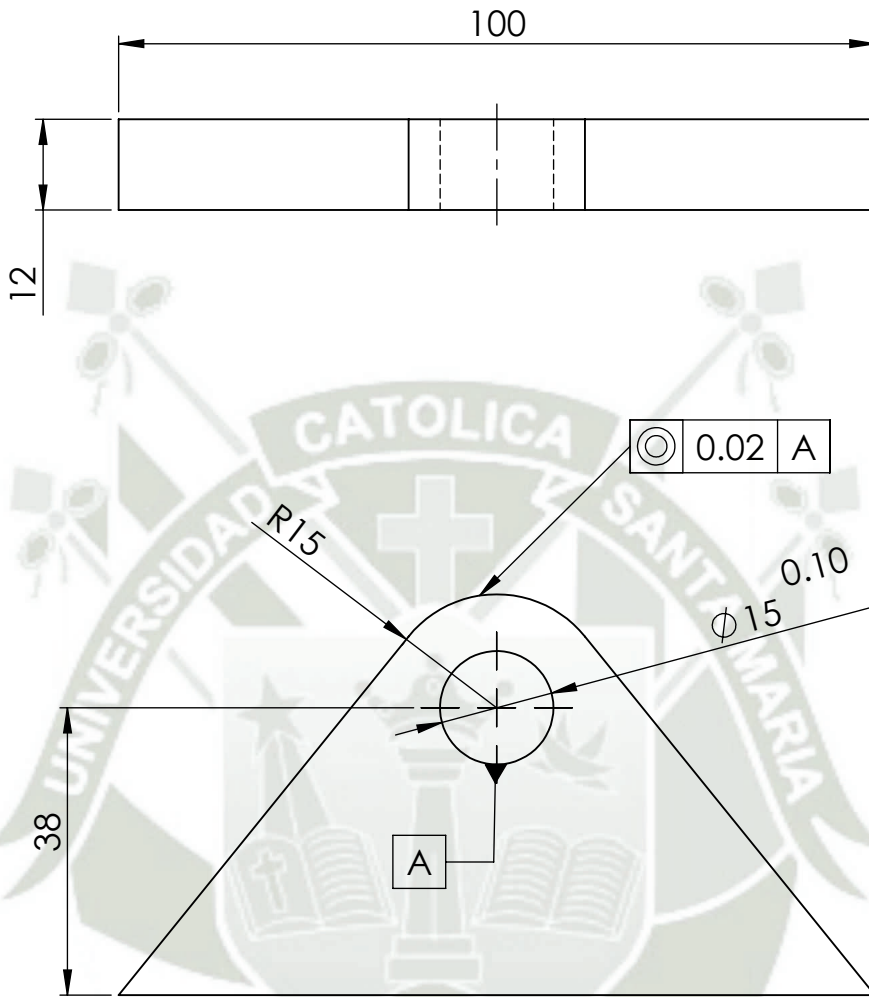
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Laterales**

Rev. 0  
ESCALA 1:1  
Pág. 18 de 30

N11



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	------------------------	---------------------------------------



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

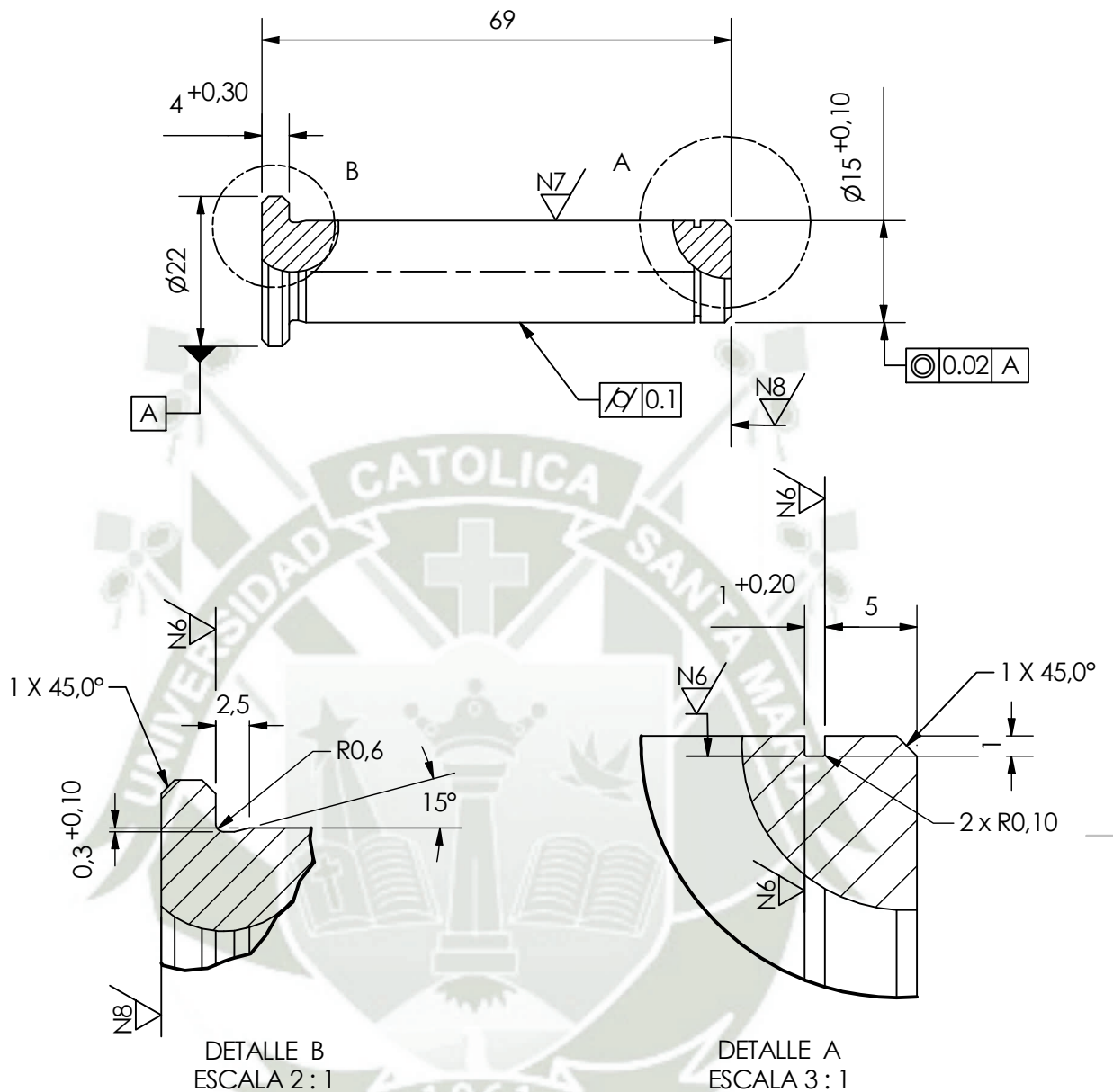
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Soporte de pin**

Rev. 0	Pág. 19 de 30
ESCALA 1:1	

N8/ (N7/N6/)



Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado Superficial: N8: 0.0032 mm N7: 0.0016 mm N6: 0.0008 mm
-------------------------------------	------------------------	---

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

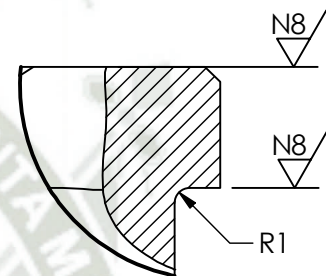
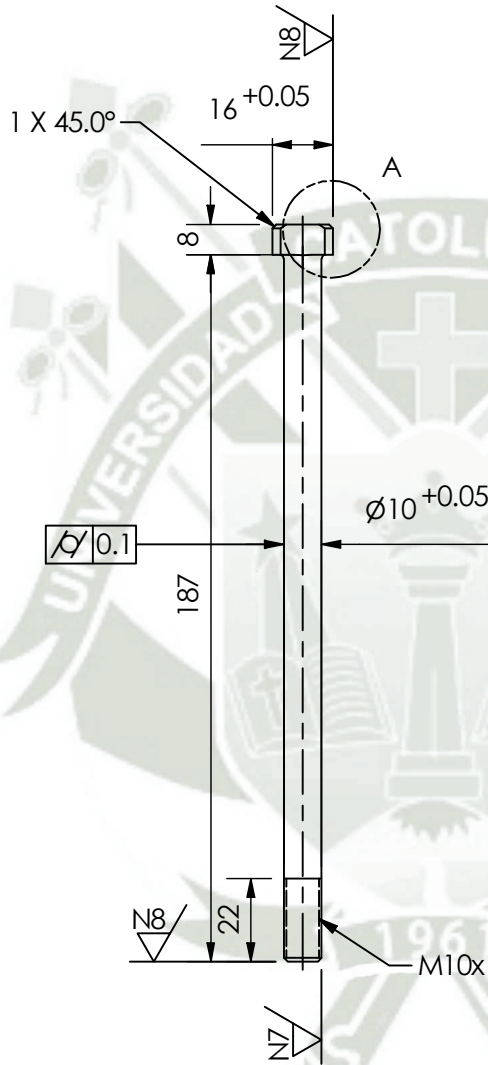
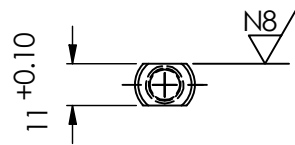
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Pin del brazo**

Rev. 0  
ESCALA 1:1  
Pág. 20 de 30

N8/ (N7/)



DETALLE A  
ESCALA 2 : 1

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado Superficial: N8: 0.0032 mm N7: 0.0016 mm
-------------------------------------	------------------------	--

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

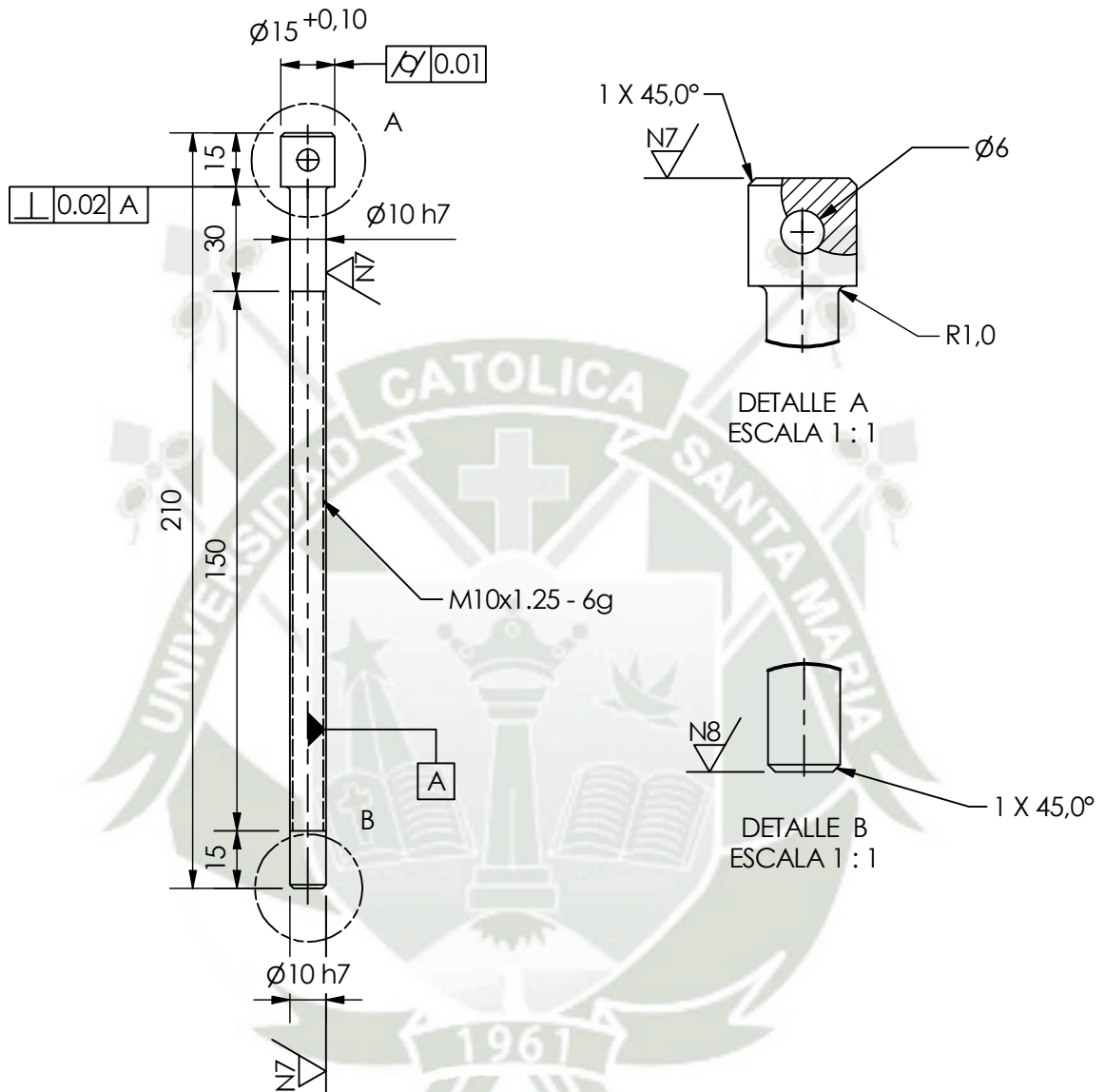
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Guías**

Rev. 0 Pág.  
ESCALA 1:2 21 de 30

N8/ (N7/)



Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado Superficial: N8: 0.0032 mm N7: 0.0016 mm
-------------------------------------	------------------------	--

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

Fecha  
25/05/2022

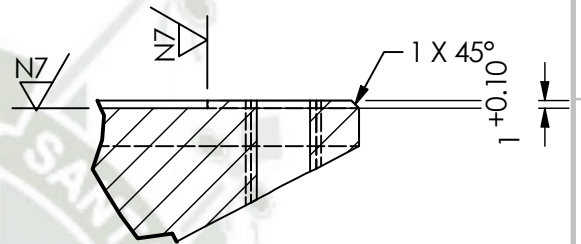
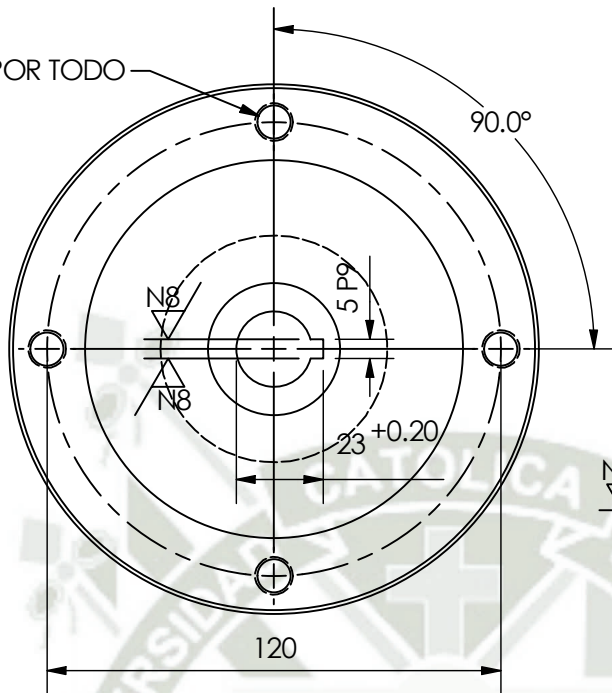
**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Tornillo**

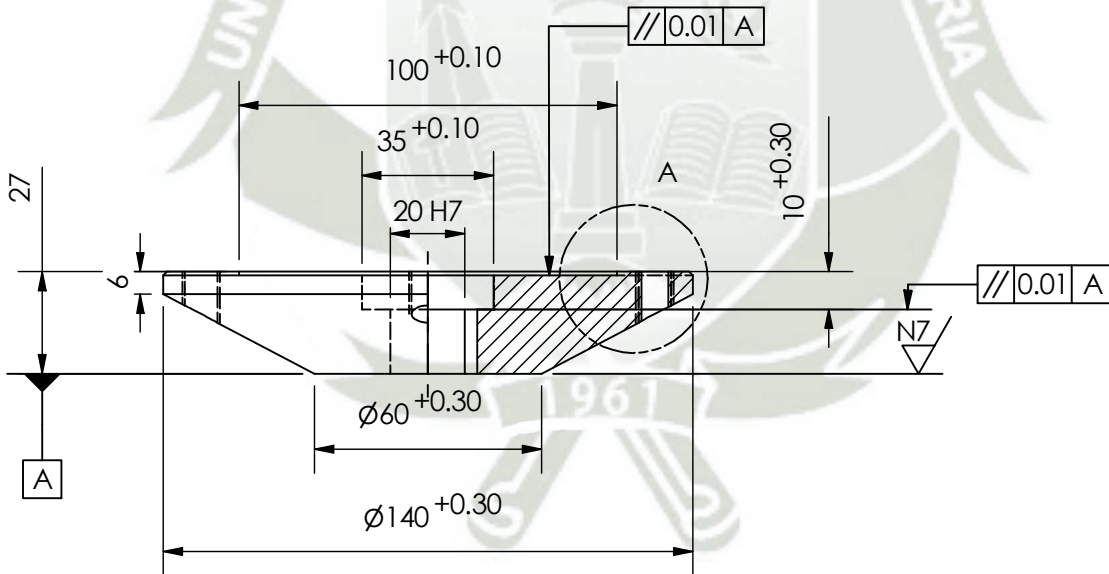
Rev. 0 Pág.  
ESCALA 1:2 22 de 30

N8/ (N7/)

4 x M10x1.25 POR TODO



DETALLE A  
ESCALA 1 : 1



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5

5 P9	-0,018
	-0,061
20 h7	+ 0.021
	0
COTA	TOLERANCIA



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

Fecha  
25/05/2022

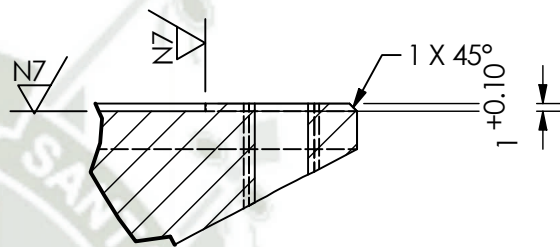
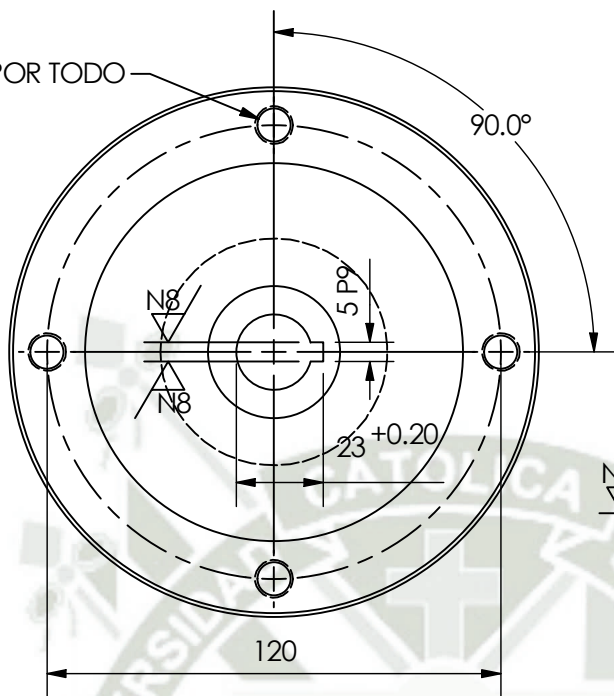
**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Base porta disco**

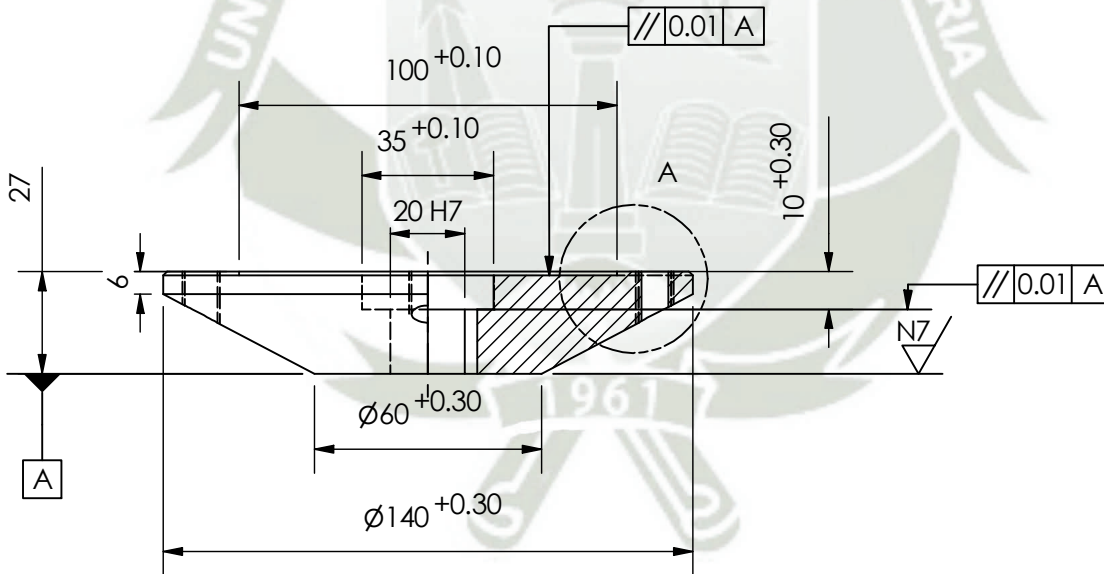
Rev. 0 Pág.  
ESCALA 1:2 23 de 30

N8/ (N7/)

4 x M10x1.25 POR TODO



DETALLE A  
ESCALA 1 : 1



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5

5 P9	-0,018 -0,061
20 h7	+ 0,021 0
COTA	TOLERANCIA



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

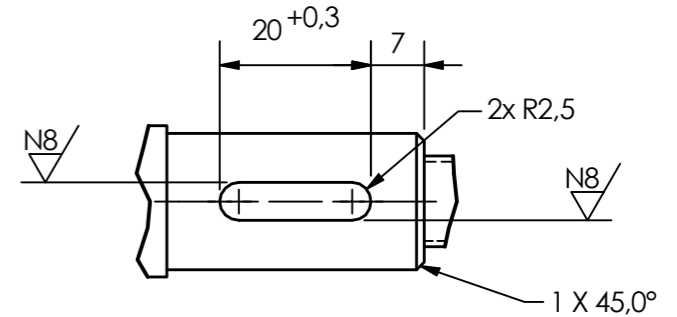
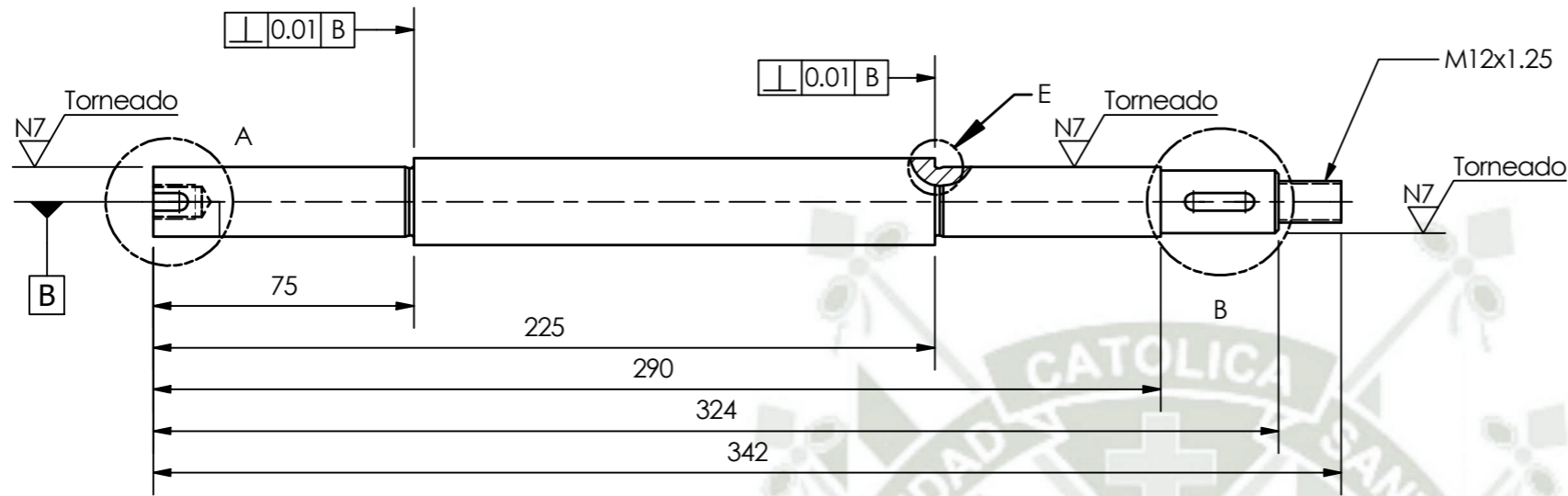
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

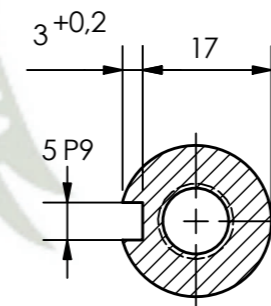
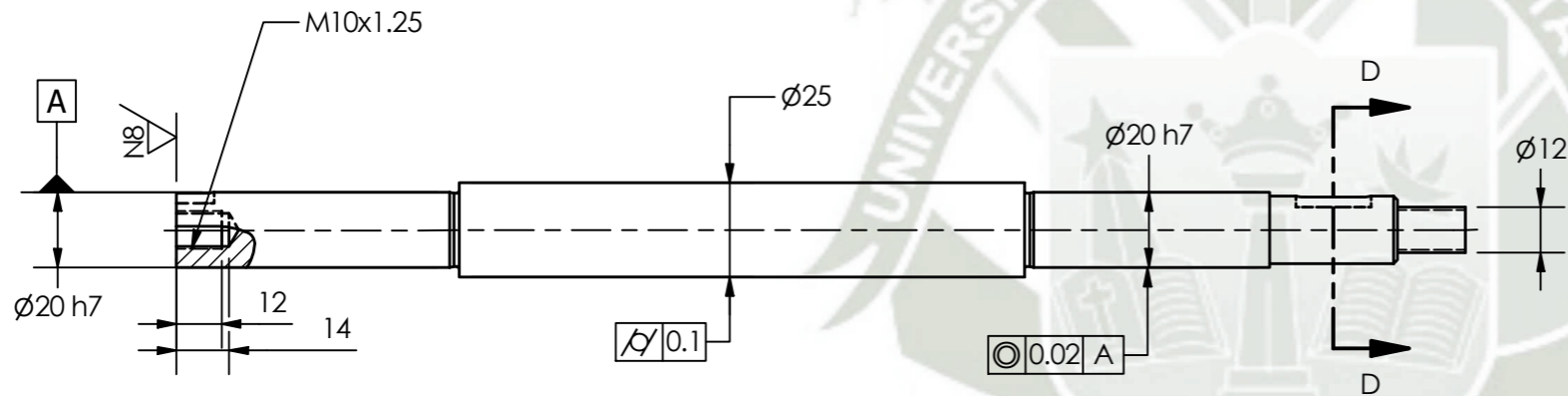
**Base porta disco**

Rev. 0 Pág.  
ESCALA 1:2 24 de 30

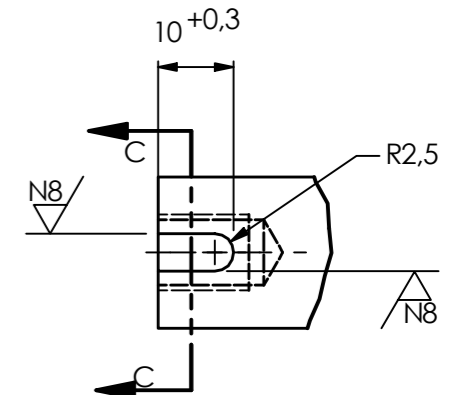
N9/ (N8/ N7/ N6/ )



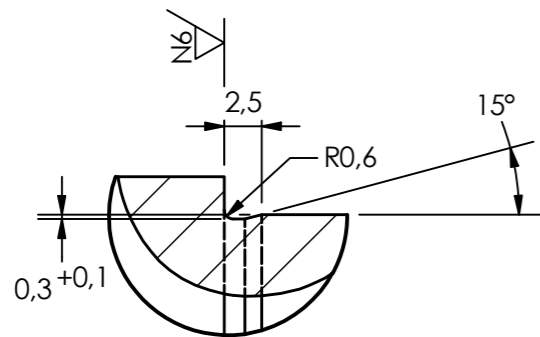
DETALLE B  
ESCALA 1 : 1



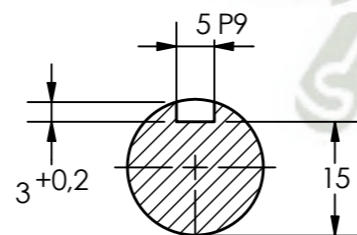
SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 1



DETALLE A  
ESCALA 1 : 1



DETALLE E  
ESCALA 2 : 1



SECCIÓN D-D  
ESCALA 1 : 1

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: AISI 1020	Acabado Superficial:	
		N9: 0.0063 mm	
		N8: 0.0032 mm	
		N7: 0.0016 mm	
		N6: 0.0008 mm	

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m (mediano)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5

5 P9	-0,018 -0,061
20 h7	+ 0,021 0
AJUSTE	TOLERANCIA



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

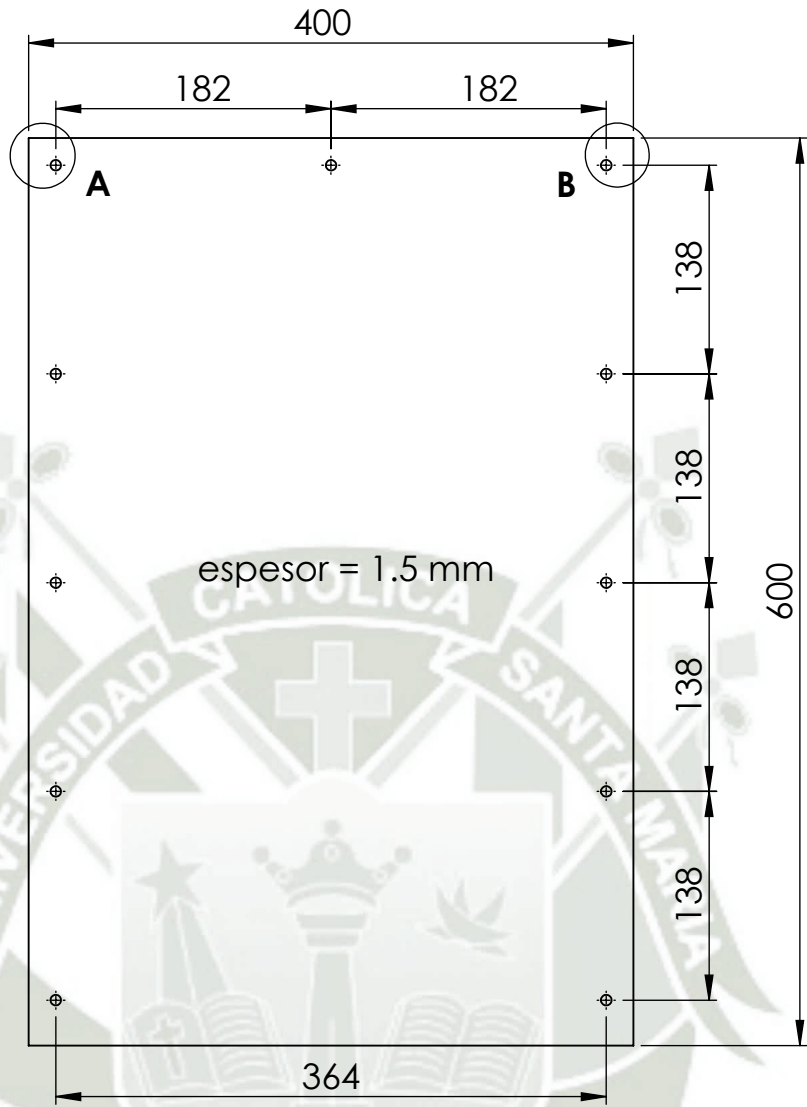
Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

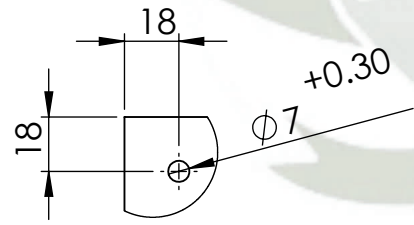
**Eje**

Rev. 0  
ESCALA 1:2  
Pág. 25 de 30

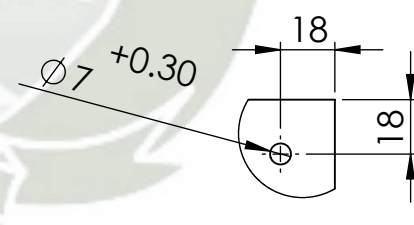
N11



espesor = 1.5 mm



**DETALLE A**  
**ESCALA 2 : 5**



**DETALLE B**  
**ESCALA 2 : 5**

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: ASTM A36	Acabado superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	-----------------------	---------------------------------------



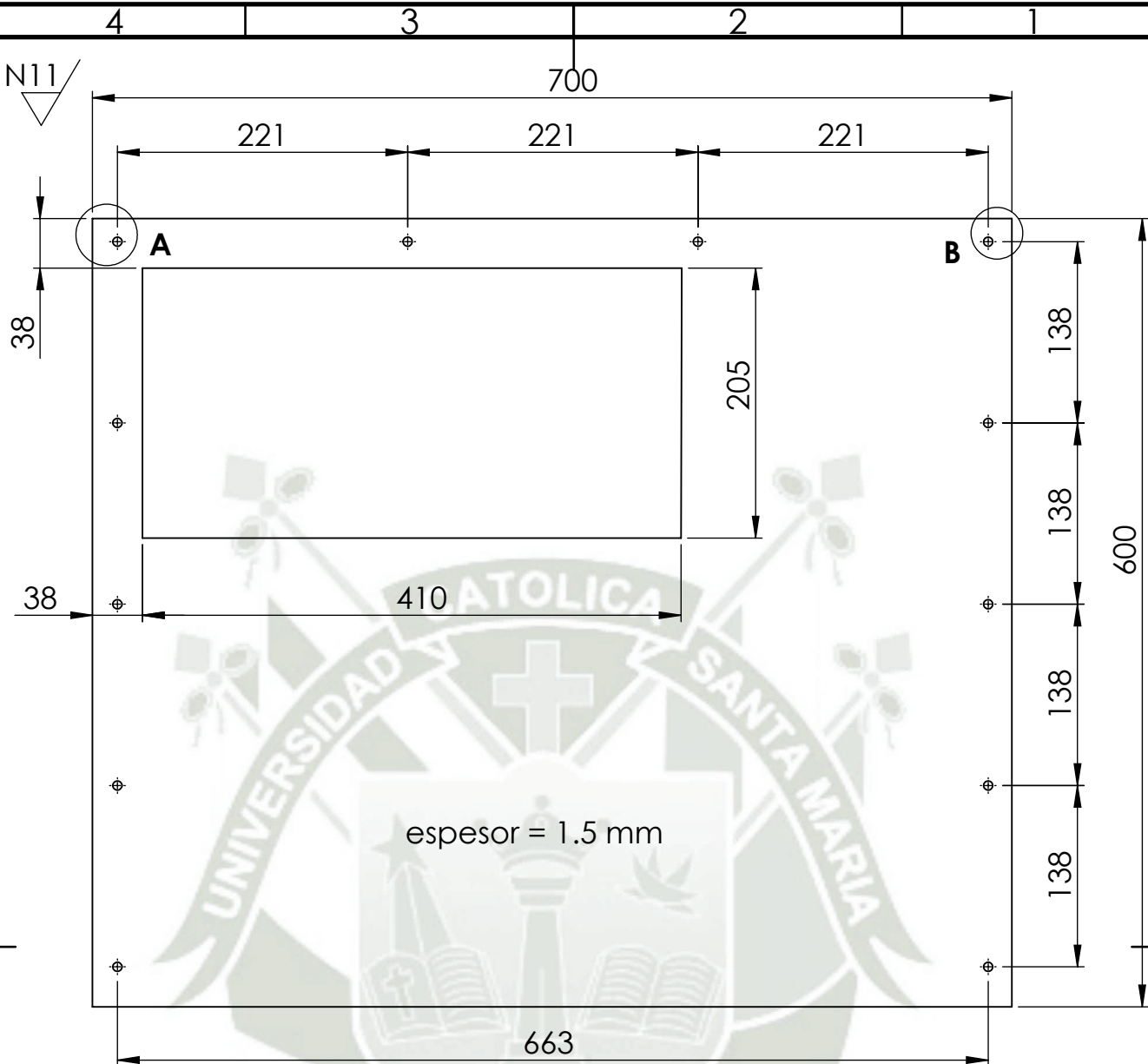
## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022
---	--	---------------------

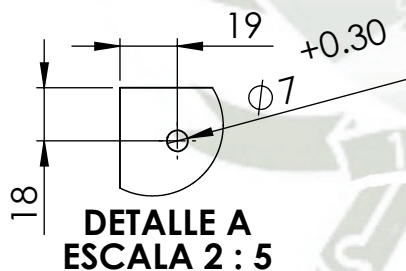
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022
--	---	---------------------

<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk</b>	<b>Tapa lateral</b>	Rev. 0	Pág. 26 de 30
		ESCALA 1:5	

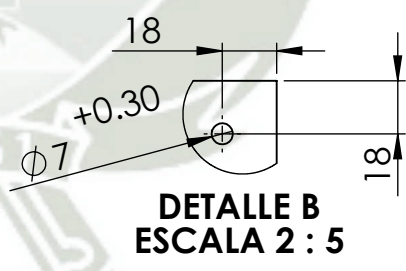
N11



espesor = 1.5 mm



**DETALLE A**  
ESCALA 2 : 5



**DETALLE B**  
ESCALA 2 : 5

Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: ASTM A36	Acabado superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	-----------------------	---------------------------------------

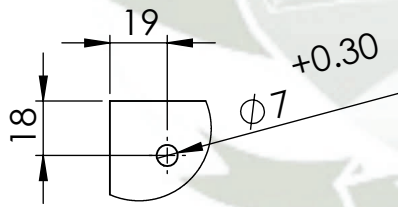
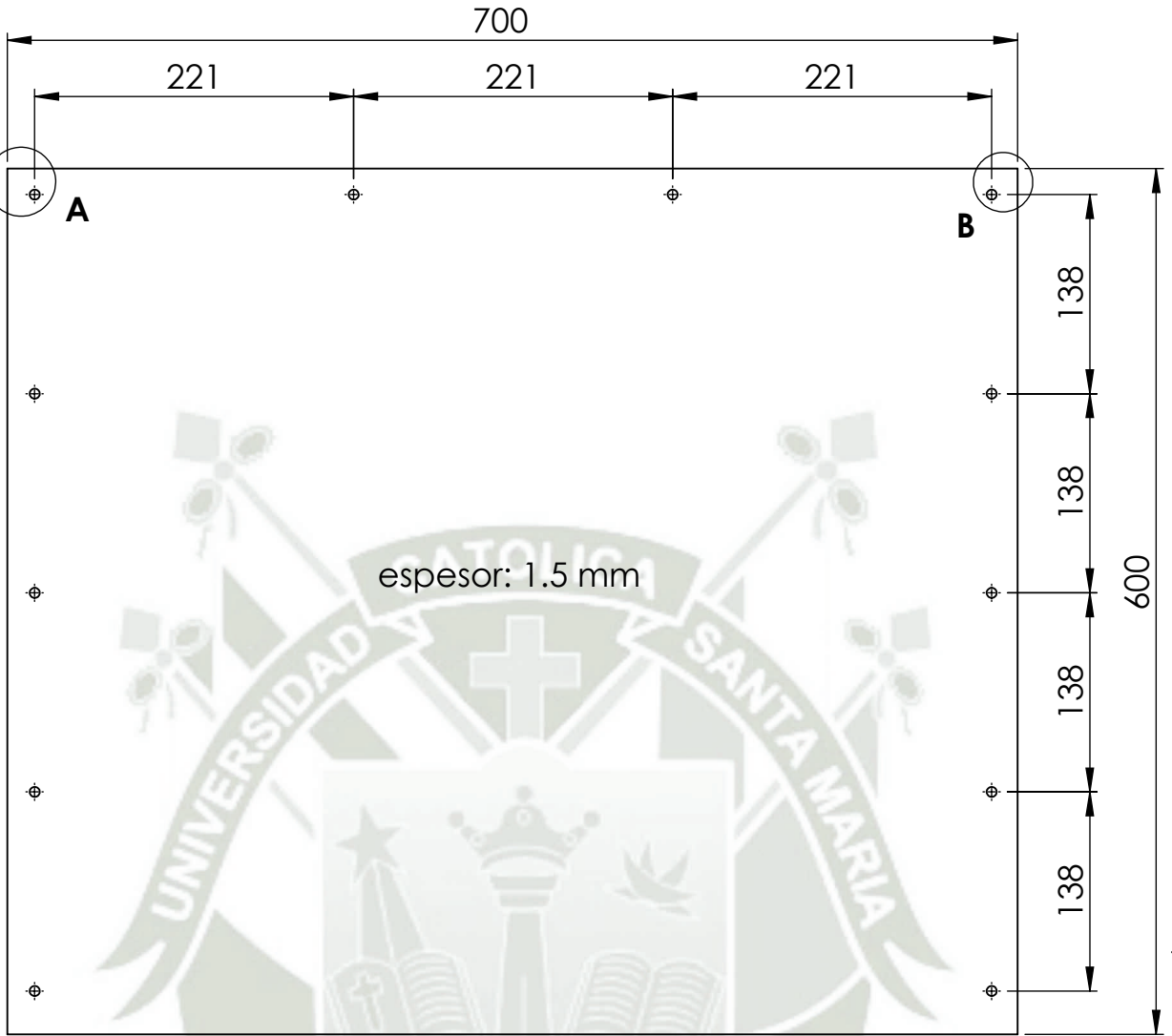


## Universidad Católica de Santa María

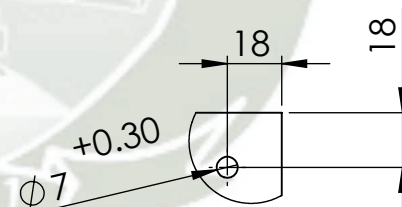
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales	Elaborado por: Zapata Márquez, Oscar Eduardo Quispe Apaza, Abimael	Fecha 25/05/2022
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	Revisado por: Alcázar Rojas, Hermann Enrique	Fecha 25/05/2022

<b>Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk</b>	<b>Tapa delantera</b>	Rev. 0	Pág. 27 de 30
		ESCALA 1:5	

N11



**DETALLE A**  
**ESCALA 2 : 5**



**DETALLE B**  
**ESCALA 2 : 5**

Diferencias en mm para medidas nominales en mm

GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General:

DIN 7168 - m

Material:

ASTM A36

Acabado superficial:

N11: 0.025 mm



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

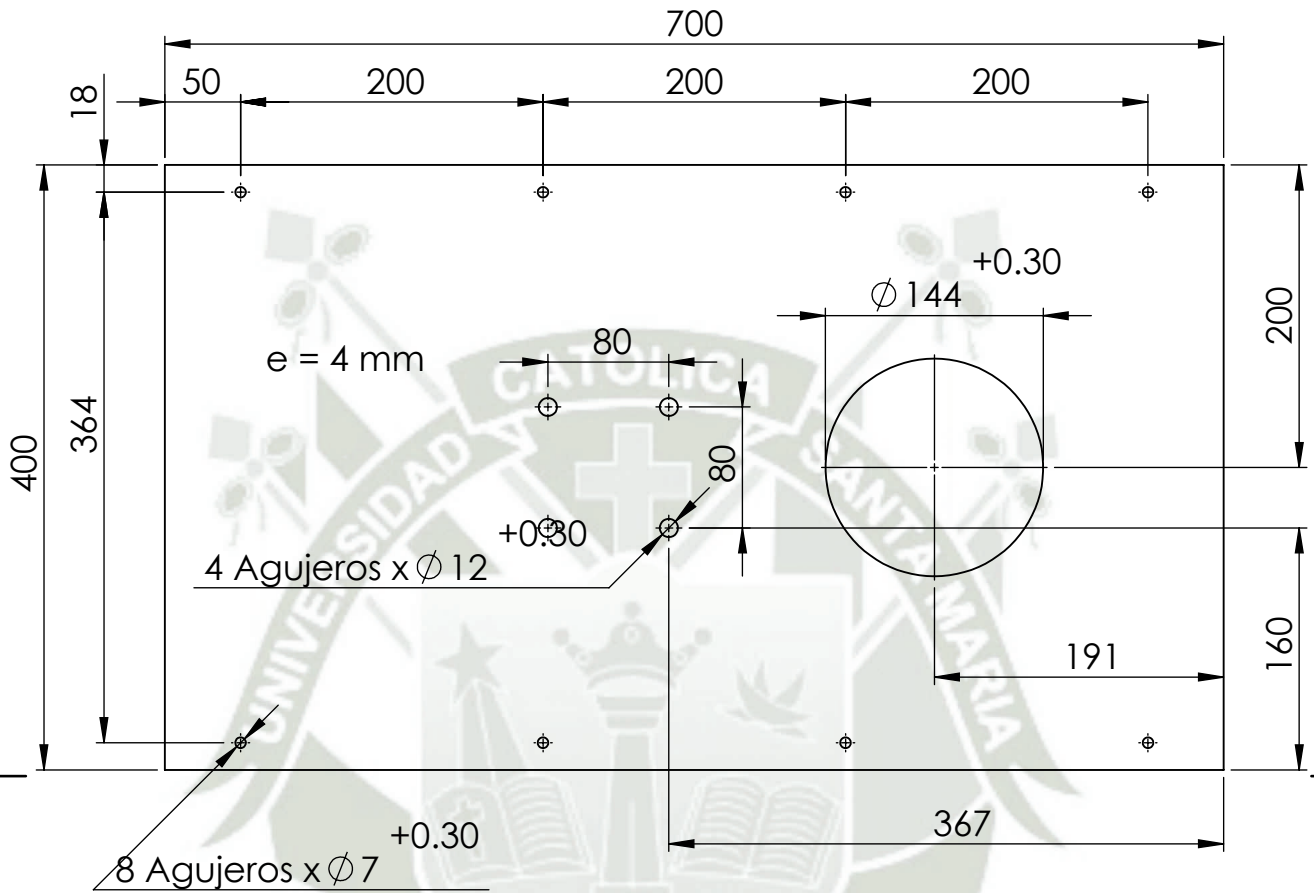
Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Tapa posterior**

Rev. 0 Pág.  
ESCALA 1:5 28 de 30



Diferencias en mm para medidas nominales en mm					
GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General: DIN 7168 - m	Material: ASTM A36	Acabado superficial: N11: 0.025 mm
-------------------------------------	-----------------------	---------------------------------------



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

Fecha  
25/05/2022

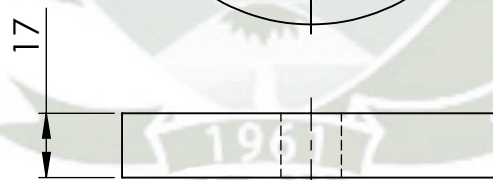
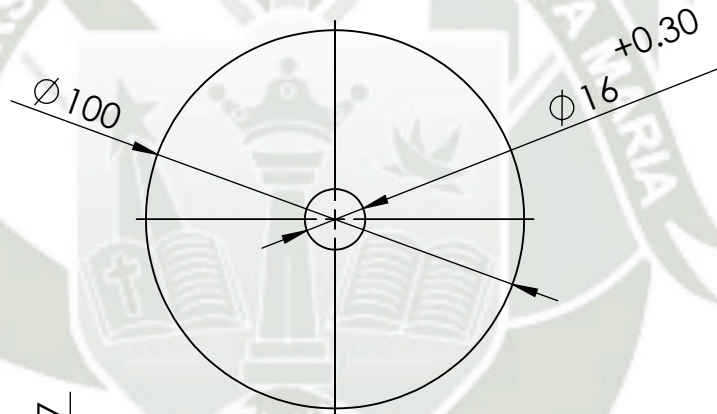
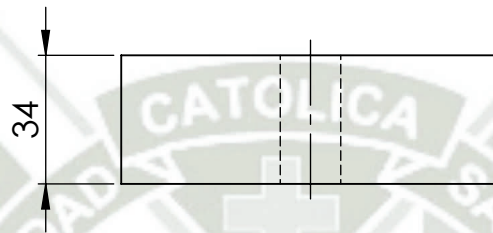
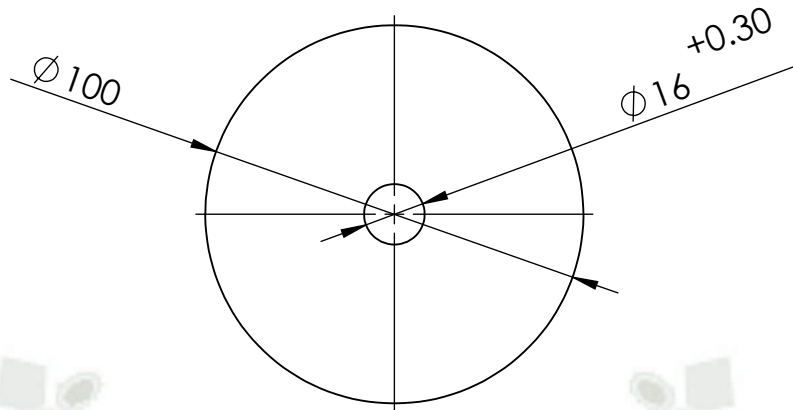
**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Tapa superior**

Rev. 0  
ESCALA  
1:5

Pág.  
29 de 30

N9



Diferencias en mm para medidas nominales en mm

GRADO DE PRECISION	desde 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400
m(mediano)	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tolerancia General:

DIN 7168 - m

Material:

AI SI 1020

Acabado superficial:

N9: 0.063 mm



## Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías  
Físicas y Formales

Elaborado por:  
Zapata Márquez, Oscar Eduardo  
Quispe Apaza, Abimael

Fecha  
25/05/2022

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica  
Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica

Revisado por:  
Alcázar Rojas, Hermann Enrique

Fecha  
25/05/2022

**Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de desgaste tipo Pin on Disk**

**Pesas**

Rev. 0 Pág.  
ESCALA 1:2 30 de 30