



## **Acta de Correcciones al Proyecto de Grado Ingeniería Mecánica**

**Fecha:** 09 de junio del 2023

**Autores:** Christian David Rengifo Orjuela y Nel Krauss Tovar

**Nombre del Proyecto de Grado:** Diseño de Máquina de Ensayos de Impacto Mecánico

**Director:**

Como indica el artículo 2.27 de las Directrices de Trabajo de Grado, he verificado que los estudiantes indicados arriba han implementado todas las correcciones que los Jurados del Proyecto de Grado definieron que se efectuaran, como consta en el Acta de Calificación correspondiente.

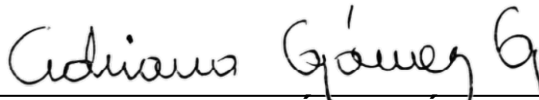
Directora de tesis: Adriana Gómez Gómez

Nota de Aceptación

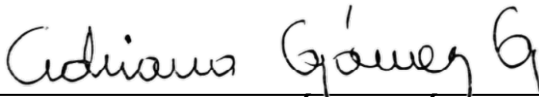
Aprobado por el Comité de Trabajo de Grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Pontificia Universidad Javeriana para optar el título de Ingeniero Mecánico.



**Dr. Hernán Camilo Rocha Niño**  
Decano de la Facultad de Ingeniería



**Dra. ADRIANA GÓMEZ GÓMEZ**  
Directora de la Carrera de Ingeniería Mecánica.



**Dra. ADRIANA GÓMEZ GÓMEZ**  
Director(a) Trabajo



**ING. Juan David Contreras Perez**  
Jurado 1



**ING. Mario Fernando González Ramírez**  
Jurado 2



# **Diseño de Máquina de Ensayos de Impacto Mecánico**

**Christian David Rengifo Orjuela**

**Nel Krauss Tovar**

**Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico**

Directora:

PhD. Adriana Gómez Gómez

Codirector:

PhD. Mario Muñoz Vélez

Programa de Ingeniería Mecánica

Departamento de Ingeniería Civil e Industrial

Facultad de ingeniería y Ciencias

Pontificia Universidad Javeriana sede Cali

Santiago de Cali, Colombia

2023



Pontificia Universidad  
**JAVERIANA**  
Cali



Res. 2333 del 2012

Cali, 31 de mayo 2023.

## **Carta de aval del Trabajo de Grado**

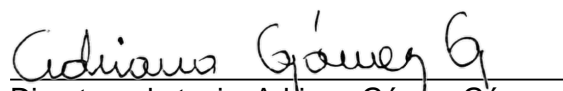
**Tema:** Diseño de Máquina de Ensayos de Impacto Mecánico.

**Integrantes:** Christian David Rengifo Orjuela  
Nel Krauss Tovar

Mediante la presente se certifica que el trabajo de grado fue revisado con satisfacción y se realizaron todas las correcciones pertinentes al documento, cumpliendo con los requisitos para su entrega.

**Director de tesis:** Adriana Gómez Gómez

Para Constancia de lo anterior se firma en la ciudad de Cali a los 31 días del mes de mayo de 2023.

  
Directora de tesis: Adriana Gómez Gómez

## Declaración de obra original

Nosotros, Christian David Rengifo Orjuela y Nel Krauss Tovar declaramos lo siguiente:

Hemos leído el Acuerdo 535 de 2010 del Consejo Directivo de la Pontificia Universidad Javeriana. «Política de Propiedad Intelectual» y la Normatividad Nacional relacionada al respeto de los derechos de autor. Este anteproyecto representa nuestro trabajo original, excepto donde hemos reconocido las ideas, las palabras, o materiales de otros autores.

Cuando se han presentado ideas o palabras de otros autores en proyecto de grado, hemos realizado su respectivo reconocimiento aplicando correctamente los esquemas de citas y referencias bibliográficas en el estilo requerido.

Hemos obtenido el permiso del autor o editor para incluir cualquier material con derechos de autor (por ejemplo, tablas, figuras, instrumentos de encuesta o grandes porciones de texto).

Por último, hemos sometido esta disertación a la herramienta de integridad académica, definida por la universidad.



---

Christian David Rengifo Orjuela



---

Nel Krauss Tovar

## Resumen

En el presente trabajo, se diseñó una máquina de ensayos de impacto mecánico. Esta es empleada para medir la tenacidad de diferentes materiales sometidos a impactos, lo cual es fundamental en la industria automotriz, aeroespacial, naval y civil. Por otro lado, tiene la capacidad de poder intercambiar entre ensayos de tipo Charpy e Izod y está ideada para que pueda ser implementada en la Pontificia Universidad Javeriana (Cali). Esto con el objetivo de que los estudiantes puedan familiarizarse con este tipo de ensayos y desarrollar habilidades para modificar y/o mejorar los mecanismos del diseño.

La problemática que motivó el diseño de esta máquina es la escasez y el elevado costo de equipos adecuados para realizar estos ensayos. Inicialmente, se definieron las restricciones del diseño usando las normas técnicas (ASTM e ISO), se realizaron entrevistas y encuestas a personal calificado de la PUJ. Posteriormente, se realizaron: el diseño conceptual y de detalle mediante las subfunciones de la máquina, los cálculos de las piezas críticas para validar su resistencia ante las fuerzas que generadas durante el funcionamiento de la máquina y las validaciones computacionales por el método de elementos finitos (MEF).

Finalmente, se realizaron los planos de la máquina, los cuales mostraron un diseño sencillo y económico, en el cual se seleccionaron materiales de fácil adquisición en el mercado. Sumado a ello, se dejó a disposición los archivos CAD de cada pieza como valor agregado, brindando así la posibilidad del estudio computacional de la máquina y de una posterior mejora al diseño.

**Palabras clave:** impacto, tenacidad, Charpy, Izod, método de elementos finitos, archivos CAD.

## Abstract

In this work, a mechanical impact testing machine was designed. It is used to measure the toughness of different materials subjected to impacts, which is crucial in the automotive, aerospace, naval, and civil industries. On the other hand, it has the ability to switch between Charpy and Izod type tests and is designed to be implemented at Pontificia Universidad Javeriana (Cali). The objective is to familiarize students with this type of testing and develop skills to modify and/or improve design mechanisms.

The problem that motivated the design of this machine is the scarcity and high cost of adequate equipment for performing these tests. Initially, design constraints were defined using technical standards (ASTM and ISO), interviews, and surveys with qualified personnel from PUJ. Subsequently, conceptual and detailed design were carried out using the machine's sub-functions, critical parts were calculated to validate their resistance to the forces generated during machine operation, and computer validations were performed using the finite element method (FEM).

Finally, the machine's plans were obtained, which showed a simple and economical design, in which materials readily available in the market were selected. In addition, CAD files of each part were made available as added value, thus providing the possibility of computational study of the machine and subsequent design improvement.

**Keywords:** impact, toughness, Charpy, Izod, finite element method, CAD files.

# Tabla de contenido

<b>1. TABLA DE CONTENIDO.....</b>	<b>4</b>
<b>2. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>10</b>
<b>3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....</b>	<b>11</b>
<b>4. OBJETIVOS.....</b>	<b>12</b>
3.1. OBJETIVO GENERAL.....	12
3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	12
<b>5. MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>13</b>
4.1. CONCEPTOS FUNDAMENTALES.....	13
4.1.1. Impacto.....	13
4.1.2. Tenacidad.....	13
4.1.3. Diagrama Esfuerzo - Deformación.....	14
4.1.4. Carga y Resistencia al Impacto.....	15
4.1.5. Concentradores de Esfuerzos y Sensibilidad a la Muesca.....	16
4.1.6. Factor de Seguridad.....	19
4.1.7. Teorías de Falla.....	19
4.1.7.1. Teoría de la Energía de Distorsión (ED).....	20
4.1.7.2. Análisis de Falla Resultante por Carga Estática.....	21
4.1.7.3. Análisis de Falla por Fatiga Debida a Cargas Variables.....	21
4.2. ENSAYOS MECÁNICOS DE IMPACTO.....	22
4.2.1. Ensayo Charpy.....	22
4.2.2. Ensayo Izod.....	23
4.2.3. Ensayo de Impacto por Caída Libre.....	24
4.2.4. Efecto de la Temperatura sobre los Valores de Impacto.....	24
4.3. TIPOS DE MATERIALES.....	25
4.3.1. Materiales Dúctiles.....	25
4.3.2. Materiales Frágiles.....	26
4.4. PRINCIPIOS FÍSICOS DE FUNCIONAMIENTO.....	27
4.4.1. Ensayo de Impacto con Péndulos.....	27
4.4.2. Ensayo de Impacto con Máquinas de Caída Libre.....	29
4.4.3 Centro de Impacto (L).....	29
4.5. NORMATIVAS.....	30
4.5.1. EN ISO 179-1: (Plastics-Determination of Charpy Impact Properties).....	31
4.5.2. ASTM: E23 - 18 (Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials). 31	
4.5.3. ASTM: D256 - 13 (Standard Test Method for Tensile-Impact Energy to Break Plastics and Electrical Insulating Materials).....	31
4.5.4. ASTM: A327/A327M - 11 (Standard Test Methods for Impact Testing of Cast Irons).....	31
4.5.5. ASTM: E208-20 (Standard Test Method for Conducting Drop-Weight Test to Determine Nil-Ductility Transition Temperature of Ferritic Steels).....	32
4.6. CARACTERÍSTICAS DE LAS PROBETAS Y SUS MATERIALES.....	32
4.6.1. Plásticos.....	33
4.6.2. Aceros.....	34
4.6.3. Hierro Gris y Blanco.....	34
4.6.4. Hierro Maleable o Dúctil.....	35
4.7. PROCESO DE SOLDADURA.....	37
4.7.1 PROCESO DE DISEÑO PARA SOLDADURA.....	38
4.8. METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	38
4.9. MÉTODO POR ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	39

4.9.1. TEORÍA DE LA ELASTICIDAD .....	40
4.10. ANTECEDENTES DEL PROYECTO.....	40
4.10.1. <i>Tinius Olsen Modelo IT504</i> .....	41
4.10.2. <i>Diseño e Implementación de una Interfaz de Usuario para la Instrumentación del Péndulo de Impacto Zwick 5102 para la Caracterización Mecánica de Materiales Poliméricos</i> .....	42
4.10.3. <i>Diseño de Dispositivo de Prueba para Validación de Sincronización entre Cámara de Alta Velocidad y Máquina de Prueba de Caída de Peso (Modelo Amsler HIT230F)</i> .....	43
4.10.4. <i>Instrong MPX Series</i> .....	45
4.10.5. <i>Diseño y Construcción de Máquina para Prueba de Impacto tipo Charpy</i> .....	46
4.10.6. <i>Diseño de Péndulo de Impacto tipo Charpy para Evaluar la Tenacidad de Materiales Metálicos en Laboratorio de Materiales</i> .....	48
<b>6. METODOLOGÍA.....</b>	<b>49</b>
5.1. DELIMITACIÓN DE LAS RESTRICCIONES Y REQUERIMIENTOS DEL DISEÑO.....	49
5.1.1. ESTABLECIMIENTO DE LOS INTERVALOS DE RESISTENCIA AL IMPACTO.....	49
5.1.2. DEFINICIÓN DE LOS TIPOS DE ENSAYOS DE IMPACTO DE LA MÁQUINA.....	51
5.1.3. IDENTIFICACIÓN DE LAS RESTRICCIONES Y REQUERIMIENTOS DE DISEÑO, ESPACIO, USO Y FUNCIONALIDAD.....	52
5.2. DISEÑO CONCEPTUAL MEDIANTE LA DESIGNACIÓN DE LAS SUBFUNCIONES DE LA MÁQUINA.....	53
5.2.1. FUNCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTO MECÁNICO.....	53
5.2.2. SUBFUNCIONES DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTO MECÁNICO.....	54
5.3. DISEÑO DE DETALLE CON BASE A LAS RESTRICCIONES DE DISEÑO.....	54
<b>7. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....</b>	<b>55</b>
6.3. SELECCIÓN DE MATERIALES Y DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA MÁQUINA.....	58
6.3.1. <i>Selección de Materiales</i> .....	58
6.3.2. <i>Cálculos para los Péndulos tipo Charpy e Izod</i> .....	59
6.3.2.1. <i>Brazo del Péndulo (S)</i> .....	59
6.3.2.2. <i>Altura de Caída (h)</i> .....	59
6.3.2.3. <i>Velocidad de Impacto (v)</i> .....	60
6.3.2.4. <i>Masa del Péndulo (m)</i> .....	60
6.3.2.5. <i>Determinación de Parámetros para los Péndulos tipo Charpy e Izod</i> .....	60
6.3.3. <i>Cálculos para el Subsistema de Soporte</i> .....	61
6.3.3.1. <i>Cálculo de la Deflexión Máxima</i> .....	70
6.3.3.2. <i>Diseño de la chaveta</i> .....	71
6.3.3.3. <i>Selección de Cojinetes</i> .....	73
6.3.4. <i>Cálculos para el Subsistema de Portamuestras</i> .....	76
6.3.4.1. <i>Análisis de las Columnas Charpy</i> .....	76
6.3.4.2. <i>Análisis de la prensa Izod</i> .....	77
6.3.5. <i>Cálculos para el Subsistema de Liberación</i> .....	79
6.4. <i>Elaboración del Diseño en Detalle</i> .....	81
6.4.1. DISEÑO DEL SUBSISTEMA PENDULAR.....	82
6.4.2. DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE SOPORTE.....	85
6.4.3. DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE PORTAMUESTRAS.....	87
6.4.4. DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE LIBERACIÓN .....	89
6.4.5. DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE SEGURIDAD.....	90
6.4.6. DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE MEDICIÓN .....	92
6.5. <i>Aplicación de los Procesos de Soldadura en el Diseño de la Máquina</i> .....	94
6.5.1. <i>Proceso de Soldadura entre Piezas del Mismo Material (AISI 1020)</i> .....	94
6.6. <i>Validación Computacional</i> .....	95
6.6.1. <i>Validación del Análisis Cinético del Péndulo</i> .....	95
6.6.2. <i>Validación de los Cálculos para los Subsistemas de la Máquina</i> .....	96
6.7. <i>Guía de Laboratorio</i> .....	97

7. Conclusiones.....98

# Índice de Tablas

TABLA 1 - ESTIMACIONES PARA ALGUNOS CONCENTRADORES DE ESFUERZOS .....	18
TABLA 2 - DIMENSIONES DE MUESTRAS PARA PRUEBA CHARPY EN POLÍMEROS [22].....	33
TABLA 3 - DIMENSIONES DE PROBETAS PARA ACEROS CON DUREZA MAYOR A HRC 50 .....	34
TABLA 4 - DIMENSIONES DE LAS PROBETAS (TIPO A Y M) PARA EL HIERRO GRIS Y BLANCO [25].....	34
TABLA 5 – HIERRO MALEABLE O DÚCTIL: VARIACIONES PERMISIBLES PARA PROBETA CHARPY CON MUESCA V ESTÁNDAR.....	35
TABLA 6 - HIERRO MALEABLE O DÚCTIL: VARIACIONES PERMISIBLES PARA PROBETA CHARPY SIN MUESCA.....	37
TABLA 7 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE FUNCIONAMIENTO DEL MODELO ZWICK 5102 [16] .....	43
TABLA 8 - INFORMACIÓN TÉCNICA DEL MODELO AMSLER HIT230F [32].....	44
TABLA 9 - ESPECIFICACIONES DEL MODELO INSTRONG MPX [24] .....	45
TABLA 10 - LISTA DE PIEZAS DEL PLANO DE MONTAJE DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTO TIPO CHARPY DE ARIAS Y NAKATA.....	48
TABLA 11 - VALORES DE RESISTENCIA AL IMPACTO DE POLÍMEROS COMUNES [36].....	50
TABLA 12 - ATMÓSFERA ESTÁNDAR PARA PROBETAS DE MATERIALES POLIMÉRICOS [22] .....	50
TABLA 13 - CLASES DE ATMÓSFERAS ESTÁNDAR CORRESPONDIENTE A DIFERENTES DESVIACIONES PERMITIDAS [38].....	51
TABLA 14 - DIMENSIONES PARA PROBETA DE PLÁSTICO ESTÁNDAR EN ENSAYOS DE IMPACTO MECÁNICO [38].....	51
TABLA 15 - VALORES DE ENERGÍA REQUERIDOS PARA LOS POLÍMEROS MÁS COMÚNMENTE EMPLEADOS EN LA INDUSTRIA .....	52
TABLA 16 - CONFIGURACIONES DE PARÁMETROS PARA LOS PÉNDULOS CHARPY E IZOD [35] .....	60
TABLA 17 - PARÁMETROS SELECCIONADOS PARA LA CAPACIDAD MÁXIMA DE LOS PÉNDULOS [35] .....	61
TABLA 18 - PARÁMETROS DEL FACTOR DE LA CONDICIÓN SUPERFICIAL $k_a$ DE MARIN [7] .....	65
TABLA 19 - FACTORES DE CONFIABILIDAD $k_e$ CORRESPONDIENTES A 8 DESVIACIONES ESTÁNDAR PORCENTUALES DEL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA [7].....	67
TABLA 20 - RECOMENDACIONES DE VIDA DE COJINETES PARA VARIAS CLASES DE MAQUINARIA [7].....	74
TABLA 21 - FACTORES DE APLICACIÓN DE CARGA EN COJINETES [7] .....	75
TABLA 22 - COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE PARES ROSCADOS [7] .....	78
TABLA 23 - LISTA DE PIEZAS DEL SUBSISTEMA PENDULAR .....	82
TABLA 24 - LISTA DE PIEZAS DEL SUBSISTEMA DE SOPORTE.....	85
TABLA 25 - LISTA DE PIEZAS DEL SUBSISTEMA DE PORTAMUESTRAS .....	88
TABLA 26 - LISTA DE PIEZAS DEL SUBSISTEMA DE LIBERACIÓN .....	89
TABLA 27 - LISTA DE PIEZAS DEL SUBSISTEMA DE SEGURIDAD .....	91
TABLA 28 - LISTA DE PIEZAS DEL SUBSISTEMA DE MEDICIÓN .....	93
TABLA 29 - RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS SUBSISTEMAS DE LA MÁQUINA.....	96
TABLA 30 - PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS ELECTRODOS SELECCIONADOS [43], [44] .....	97
TABLA 31 - POLÍMEROS CONVENCIONALES COMUNES, UNIDAD REPETITIVA QUE LOS CONFORMA Y ALGUNAS DE SUS APLICACIONES [45] .....	98
TABLA 32 - PROPIEDADES DE LOS MATERIALES SELECCIONADOS PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA [46] .....	98
TABLA 33 - INTERVALOS MÁXIMOS TÍPICOS DE PENDIENTES PERMISIBLES PARA COJINETES [7] .....	100
TABLA 34 - DIMENSIONES COMUNES PARA CHAVETAS CUADRADAS [7] .....	100
TABLA 35 - DIMENSIONES DEL COJINETE DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA [7] .....	101

# Índice de Figuras

FIG. 1 - DIAGRAMA DE ESFUERZO: DEFORMACIÓN PARA MATERIALES DÚCTILES [7] .....	14
FIG. 2 - DIAGRAMA DE ESFUERZO: DEFORMACIÓN PARA MATERIALES FRÁGILES [7] .....	15
FIG. 3 - MAPA DE CORRELACIÓN DE LA TENACIDAD Y RESISTENCIA A LA FRACTURA DE VARIOS MATERIALES [8]. .....	16
FIG. 4 - SENSIBILIDAD A LA MUESCA DE ACEROS Y ALEACIONES DE ALUMINIO SOMETIDOS A FLEXIÓN INVERSA [7] .....	18
FIG. 5 - DIAGRAMA DE FLUJO PARA SELECCIÓN DE TEORÍAS DE FALLA [7] .....	20
FIG. 6 - ESQUEMA DEL ENSAYO DE IMPACTO TIPO CHARPY [11] .....	23
FIG. 7 - PROBETA EMPLEADA EN: A) ENSAYO CHARPY, B) ENSAYO IZOD [11].....	23
FIG. 8 - ESQUEMA DEL ENSAYO DE IMPACTO POR CAÍDA LIBRE [13] .....	24
FIG. 9 - EFECTO DE LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN EN LA RESISTENCIA A LA FLUENCIA $S_y$ Y LA RESISTENCIA ÚLTIMA $S_{UT}$ EN ACEROS AL CARBONO Y ALEADOS [7].....	25
FIG. 10 - A) FRACTURA EN MATERIALES FRÁGILES, B) FRACTURA EN MATERIALES DÚCTILES [7].....	26
FIG. 11 - FRACTURA FRÁGIL DE UN MATERIAL METÁLICO QUE PRESENTA PATRÓN DE CHEVRON EN SU SUPERFICIE [14].....	26
FIG. 12 - ESQUEMA DE ANÁLISIS FÍSICO PARA EL PÉNDULO [16] .....	28
FIG. 13 - ESQUEMA DEL PÉNDULO EN RELACIÓN CON EL CENTRO DE PERCUSIÓN [18] .....	30
FIG. 14 - PLÁSTICOS: TIPOS DE PROBETAS Y SUS DIMENSIONES [22] .....	33
FIG. 15 - ESPÉCIMEN DE PRUEBA DE IMPACTO POR CAÍDA PARA ACEROS CON DUREZA MAYOR A HRC 50.....	34
FIG. 16 - HIERRO MALEABLE O DÚCTIL: PROBETA CHARPY CON MUESCA V ESTÁNDAR .....	35
FIG. 17 - HIERRO MALEABLE O DÚCTIL: PROBETA CHARPY CON MUESCA V ESTÁNDAR (PRODUCTOS TIPO TUBERÍA) .....	36
FIG. 18 - HIERRO MALEABLE O DÚCTIL: PROBETA CHARPY SIN MUESCA.....	37
FIG. 19 - PRIMERA FASE DEL CICLO DE VIDA DEL PRODUCTO SEGÚN EL PROCESO DE DISEÑO DE ULLMAN [27] ....	39
FIG. 20 - MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTOS MECÁNICOS (MODELO TINIUS OLSEN IT504).....	41
FIG. 21 - MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTOS MECÁNICOS (MODELO ZWICK 5102) [16].....	43
FIG. 22 - MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTOS MECÁNICOS (MODELO AMSLER HIT230F) [32] .....	44
FIG. 23 - MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTOS MECÁNICOS (MODELO INSTRONG MPX) [33].....	46
FIG. 24 - MODELO DE MÁQUINA DE PRUEBAS DE IMPACTOS MECÁNICOS ELABORADO POR L. DOMÍNGUEZ [25]....	47
FIG. 25 - ESQUEMA DE SISTEMA DE FIJACIÓN DE MÁQUINA DE PRUEBAS DE IMPACTOS MECÁNICOS [34] .....	47
FIG. 26 - PLANO DE MONTAJE DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTO TIPO CHARPY (ARIAS Y NAKATA) [35] 49	
FIG. 27 - FUNCIÓN DE NIVEL SUPERIOR PARA LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTO MECÁNICO.....	53
FIG. 28 - GRÁFICO DE ARAÑA SOBRE LAS CARACTERÍSTICAS DEL DISEÑO SEGÚN LAS PERSONAS ENTREVISTADAS 55	
FIG. 29 - DIAGRAMA CIRCULAR OBTENIDO A PARTIR DE ENCUESTA DE RESTRICCIONES PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA.....	56
FIG. 30 - DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTO MECÁNICO .....	57
FIG. 31 - VARIABLES IMPLICADAS PARA LOS CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA PENDULAR [18] .....	59
FIG. 32 - SUBSISTEMA DE SOPORTE: ESQUEMA DEL EJE DE ROTACIÓN .....	62
FIG. 33 - DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UNA VIGA SIMPLEMENTE APOYADA CON CARGA INTERMEDIA.....	63
FIG. 34 - DIAGRAMA DE LA FUERZA CORTANTE SOBRE EL EJE DE ROTACIÓN .....	64
FIG. 35 - DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR SOBRE EL EJE DE ROTACIÓN .....	64
FIG. 36 - VALOR DE $Kt$ PARA EJES REDONDOS CON RANURA DE FONDO PLANO EN FLEXIÓN Y/O TENSIÓN [7].....	66
FIG. 37 - FRACCIÓN DE RESISTENCIA A LA FATIGA ( $f$ ) [7] .....	68
FIG. 38 - ESQUEMA DE LA DEFLEXIÓN MÁXIMA EN EL EJE DE ROTACIÓN.....	70
FIG. 39 - ESQUEMA DE LA CHAVETAS CUADRADA EN RELACIÓN AL EJE Y ACOPLE DEL PÉNDULO.....	72
FIG. 40 -ESQUEMA DE COJINETE DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA CON DIÁMETROS DE ÁRBOL (DS) Y DE ALOJAMIENTO (DH) [7] .....	75
FIG. 41 - DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UNA VIGA EN VOLADIZO CON CARGA PUNTUAL EN EL EXTREMO.....	76
FIG. 42 - DIAGRAMA DE LA FUERZA CORTANTE SOBRE LA COLUMNA DEL PORTAMUESTRAS .....	77

FIG. 43 - DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR SOBRE LA COLUMNA DEL PORTAMUESTRAS .....	77
FIG. 44 - CONCENTRADOR DE ESFUERZOS PARA EJE REDONDO CON FILETE EN EL HOMBRO EN FLEXIÓN [7] .....	80
FIG. 45 - ESQUEMA DE LA DEFLEXIÓN MÁXIMA EN EL PIN DE LIBERACIÓN .....	81
FIG. 46 -SUBSISTEMA PENDULAR: A) PÉNDULO CHARPY .....	83
FIG. 47 - SUBSISTEMA PENDULAR: A) PÉNDULO IZOD.....	84
FIG. 48 - SUBSISTEMA DE SOPORTE: A) BASE, COLUMNAS DE SOPORTE, Y EJE DE ROTACIÓN.....	86
FIG. 49 - SUBSISTEMA DE SOPORTE: B) CHAVETAS, RODAMIENTOS Y ANILLOS DE RETENCIÓN .....	86
FIG. 50 - SUBSISTEMA DEL PORTAMUESTRAS: ENSAYO TIPO CHARPY E IZOD.....	88
FIG. 51 - SUBSISTEMA DE LIBERACIÓN: PIN DE BLOQUEO Y ACOPLA .....	90
FIG. 52 - SUBSISTEMA DE SEGURIDAD A: COMPUERTA DE SEGURIDAD .....	91
FIG. 53 - SUBSISTEMA DE SEGURIDAD A: COMPUERTA DE SEGURIDAD .....	92
FIG. 54 - SUBSISTEMA DE MEDICIÓN: DISCO DE MEDICIÓN ANGULAR.....	93
FIG. 55 - FUERZA DE IMPACTO DEL PÉNDULO EN FUNCIÓN DE SU DESPLAZAMIENTO ANGULAR .....	102
FIG. 56 - VELOCIDAD ANGULAR EN FUNCIÓN DEL DESPLAZAMIENTO ANGULAR .....	102
FIG. 57 - ACELERACIÓN ANGULAR EN FUNCIÓN DEL DESPLAZAMIENTO ANGULAR.....	103
FIG. 58 - SIMULACIÓN DEL EJE DE ROTACIÓN: ESFUERZO DE FLUENCIA (VON MISES) .....	103
FIG. 59 - SIMULACIÓN DEL EJE DE ROTACIÓN: FACTOR DE SEGURIDAD A FLUENCIA .....	104
FIG. 60 - SIMULACIÓN DEL EJE DE ROTACIÓN: FATIGA Y VIDA .....	104
FIG. 61 - SIMULACIÓN DEL PORTAMUESTRAS: ESFUERZO A FLUENCIA (VON MISES).....	105
FIG. 62 - SIMULACIÓN DEL PORTAMUESTRAS: FACTOR DE SEGURIDAD A FLUENCIA .....	105
FIG. 63 - SIMULACIÓN DEL PORTAMUESTRAS: COMPROBACIÓN DE FATIGA.....	106
FIG. 64 - SIMULACIÓN DEL PIN DE LIBERACIÓN: ESFUERZO A FLUENCIA (VON MISES) .....	106
FIG. 65 - SIMULACIÓN DEL PIN DE LIBERACIÓN: FACTOR DE SEGURIDAD A FLUENCIA .....	107
FIG. 66 - SIMULACIÓN DEL PIN DE LIBERACIÓN: COMPROBACIÓN DE FATIGA .....	107
FIG. 67 - DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE CINÉTICO DEL PÉNDULO .....	108
FIG. 68 - ESQUEMA DE LAS FUERZAS EN EL PUNTO DE CONTACTO.....	110
FIG. 69 - ESQUEMA DEL MOVIMIENTO CIRCULAR DEL PÉNDULO EN FUNCIÓN DEL DESPLAZAMIENTO ANGULAR .....	111

## **1. Introducción.**

Una máquina de pruebas de impacto es una herramienta capaz de medir, mediante principios físicos, la tenacidad de un material. Esta propiedad es comúnmente requerida por los códigos de construcción para estructuras críticas a la fractura. Estas estructuras deben soportar cargas pesadas, cíclicas y/o alta temperaturas tales como: puentes, edificios, aviones, turbinas y generadores de energía. La importancia de las pruebas de impacto data de 1824, cuando se iniciaron las discusiones teóricas de la habilidad de los materiales de resistir fuerzas impulsivas. Posteriormente, fue requerido el estudio de impacto para la construcción de vías férreas [1]. En 1857 Rodman desarrolló una máquina de pruebas de impacto por caída para caracterizar aceros para armas y, durante 30 años, fue la máquina utilizada para calcular la tenacidad de los productos de acero. A partir de 1895 se empezaron a establecer una gran cantidad de organizaciones internacionales de normalización como la ASTM (American Society for Testing Materials), lo que generó la necesidad de pruebas más robustas para la caracterización de materiales [1], dando paso a otros tipos de prueba como lo son el ensayo Charpy e Izod.

A lo largo de los años las organizaciones han realizado ajustes en las normativas, mejorando así la fiabilidad de las pruebas, incrementando su valor en la industria, aumentando la seguridad, reduciendo los costos iniciales y optimizando el tiempo de vida de las estructuras [1]. Todo lo anterior gracias a la caracterización de los materiales mediante pruebas como las de impacto mecánico. De acuerdo esto, los ensayos Charpy e Izod (los cuales son los más utilizados en la actualidad), constan de un sistema pendular que, mediante la diferencia angular entre el inicio y el final del péndulo al golpear una probeta, determinan la energía transferida a la probeta hasta el momento de su ruptura. Esto es a lo que se le denomina la tenacidad a la fractura de un material. Existen otras máquinas como la de caída libre, sin embargo, no es tan utilizada debido a que para obtener un valor de tenacidad preciso es necesario realizar una gran cantidad de pruebas.

Finalmente, contar con una máquina de pruebas de impacto es importante en el ámbito académico debido a que permite conocer el comportamiento de los materiales, caracterizarlos y estudiarlos bajo diferentes condiciones de carga, lo que se vuelve de vital importancia en el ámbito ingenieril para el diseño de sistemas más seguros y optimización de productos y estructuras. Esto a su vez permite el desarrollo de modelos predictivos y simulaciones numéricas con los datos obtenidos experimentalmente. En síntesis, es una herramienta útil para la investigación de materiales y desarrollo de estructuras con la cual se obtiene información esencial para la toma de decisiones en relación con el diseño ingenieril.

## **2. Planteamiento del Problema.**

En el mundo existen máquinas con diferentes configuraciones para realizar ensayos de impacto, que se rigen principalmente por el tipo de material de prueba (polímero, metálico, cerámico, entre otros). Al mismo tiempo, en el mercado se encuentran máquinas de impacto cuya funcionalidad y funcionamiento se encuentra restringida, ya que solo se puede acceder a los resultados y parámetros del proceso sin poder comprender de manera detallada todo el procedimiento y mecanismos que intervienen en esta. Tampoco existe posibilidad de mejora si no la ofrece el proveedor lo que al final sesga la posibilidad de aprendizaje y mejoramiento que debe brindar un ambiente estudiantil.

Considerando lo anteriormente mencionado, se busca diseñar una máquina para realizar ensayos de impacto que permita la caracterización de polímeros mediante ensayos que empleen péndulos o mecanismos afines. En este trabajo se evaluará la posibilidad de implementar una máquina de ensayos de impacto mecánico que incluya ensayos tanto de tipo Charpy como Izod, teniendo en cuenta las restricciones consignadas en el proceso de diseño. Por lo que se plantea el proyecto de diseño de una máquina de carácter académico, lo cual permite tener acceso al final del desarrollo de toda la información del diseño. Dando así la posibilidad de mejoramiento en posteriores trabajos y, al ser una solución de uso académico, no requiere de certificación. En consecuencia, puede resultar más económica que las alternativas que se encuentran en el mercado.

### **3. Objetivos.**

Los objetivos propuestos para el desarrollo del proyecto de diseño de la máquina se presentan a continuación.

#### **3.1. Objetivo General.**

Diseñar una máquina de pruebas de impacto mecánico con fines académicos para medir la resistencia al impacto de materiales poliméricos.

#### **3.2. Objetivos Específicos.**

- Definir las restricciones y requerimientos que se considerarán durante el proceso de diseño.
- Realizar el diseño conceptual mediante la definición de las subfunciones de la máquina.
- Elaborar el diseño de detalle mediante la selección de los materiales y determinación de las dimensiones.
- Validar el diseño mediante el cumplimiento de los requerimientos y las restricciones.

## 4. Marco Teórico.

En este apartado se presenta una breve síntesis de los conceptos fundamentales relacionados con el diseño de una máquina de impacto y algunos antecedentes que relacionan el diseño, la fabricación y el software empleado en proyectos similares con el objetivo de dar apoyo y sustentación al proyecto.

### 4.1. Conceptos Fundamentales.

En esta primera parte se exponen los conceptos fundamentales relacionados con las propiedades de los materiales, teniendo en cuenta que esta máquina debe medir la resistencia al impacto.

#### 4.1.1. Impacto.

El impacto se define como una colisión o choque entre 2 o más objetos donde se transfiere la energía cinética de un cuerpo a otro [2]. Esta puede ser destructiva si la energía transferida es mayor a la capacidad de absorción del material. La capacidad de un material de absorber energía cuando es sometido a impacto se denomina tenacidad y se mide de manera experimental con máquinas de ensayos de impacto [3].

Diversas piezas de ingeniería están sometidas a cargas de impacto, algunos ejemplos a destacar son: los pistones en motores de diferentes tipos de vehículos, los puentes, las vías férreas, el chasis de los automóviles, entre otros. De ahí la importancia de caracterizar la tenacidad de los materiales utilizando máquinas de laboratorio.

#### 4.1.2. Tenacidad.

La tenacidad es una propiedad mecánica definida como la capacidad de absorción de energía de un material hasta alcanzar el punto de fractura o justo antes de romperse [3]. En el diseño mecánico, la tenacidad es un indicador importante para prevenir fracturas súbitas o fallas desastrosas en elementos, estructuras y máquinas. En realidad, se puede realizar la distinción entre dos tipos de tenacidad: a la fractura y al impacto.

En primer lugar, la *tenacidad a la fractura* ( $K_{IC}$  o  $J_{IC}$ ) indica la resistencia al crecimiento de grietas con relación al factor de intensidad de tensión crítica al inicio de la propagación de una fisura inestable o una fractura completa bajo la carga estática. [4]. Para entrar en detalle, este parámetro se emplea cuando existe una fractura rápida, su unidad de medida es  $[MN \cdot m^{-3/2}]$  y la Ecuación (1) describe su variación respecto al factor de intensidad a la tensión [5].

$$K_c = \sqrt{EG_c} \quad (1)$$

De donde:

E: módulo de Young

$G_c$ : tasa de liberación de energía de tensión

En la actualidad, es fundamental conocer los parámetros como la fractura a la tenacidad de materiales plásticos, metales, cerámicos y aleaciones usados en estructuras y máquinas para poder definir el factor de seguridad (FS) de los diseños y realizar una adecuada fabricación o construcción.

En segundo lugar, la *tenacidad al impacto* es representada por la *energía de impacto de Charpy* ( $K_V$ ) que es también denotada como CVN (muesca en V) y CVU (muesca en U). Adicionalmente, esta propiedad indica la energía que se necesita para fracturar un material al aplicar este tipo de ensayo con una alta velocidad de deformación [6].

#### 4.1.3. Diagrama Esfuerzo - Deformación.

Una forma de definir la tenacidad de un material es mediante el diagrama esfuerzo-deformación, que es una representación gráfica obtenida a partir de una prueba de tensión estándar de materiales dúctiles o frágiles, y permite calcular las siguientes propiedades mecánicas: límite elástico, la resistencia a la fluencia (materiales dúctiles), la resistencia última, la resistencia a la fractura y por medio del área bajo la curva se puede obtener la cantidad de energía que puede absorber el material [7]. Es decir, la tenacidad del material ensayado. En la [Fig. 1] se puede observar la gráfica para materiales dúctiles.

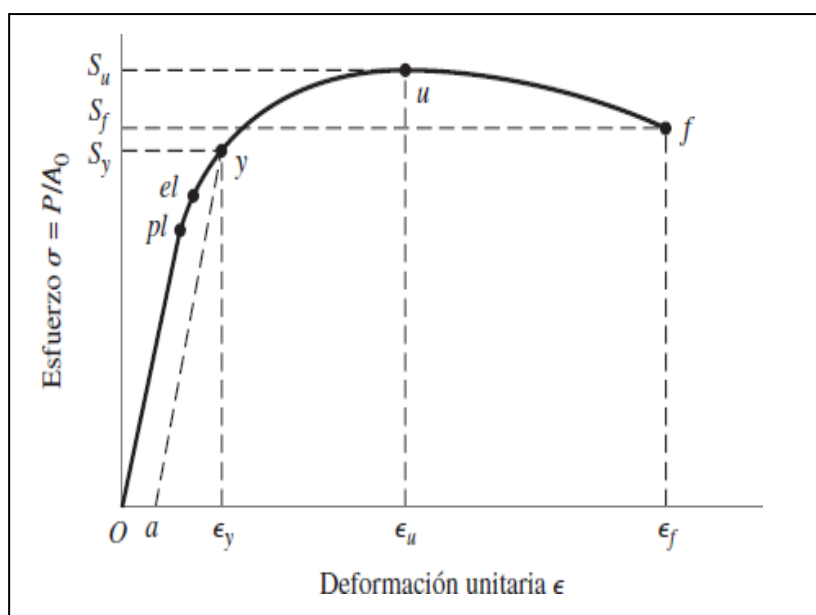


Fig. 1 - Diagrama de esfuerzo: deformación para materiales dúctiles [7].

La deformación del material de una probeta estándar está dada por  $l - l_0$ , donde  $l$  es la longitud de la probeta en función del aumento de la carga, y  $l_0$  es la longitud inicial de la probeta (longitud calibrada). Con base a esto, la deformación unitaria se calcula a partir de la ecuación (2) [7].

$$\epsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (2)$$

Por otro lado, como los materiales frágiles se deforman mucho menos que los materiales dúctiles, su resistencia máxima ( $u$ ) y su resistencia a la fractura ( $f$ ), convergen en un mismo valor y sus curvas

difieren en gran medida. Esto, a su vez, disminuye el área bajo la curva por lo que se puede inferir que los materiales frágiles tienen una tenacidad menor a los materiales dúctiles. Lo anterior se puede evidenciar en la [Fig. 2].

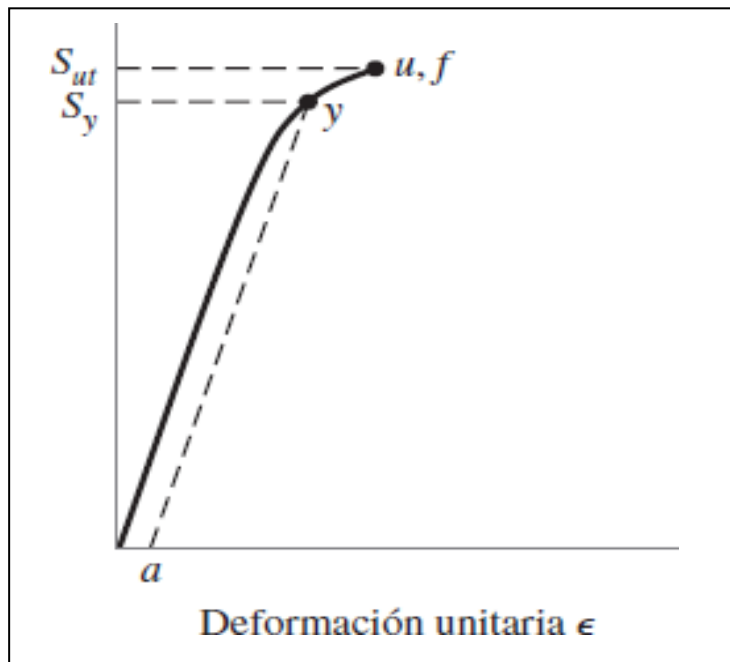


Fig. 2 - Diagrama de esfuerzo: deformación para materiales frágiles [7].

#### 4.1.4. Carga y Resistencia al Impacto.

La carga de impacto se establece si el tiempo de aplicación de una fuerza es menor que un tercio del periodo natural de vibración mínimo de la pieza. De otro modo, es simplemente una carga estática [7]. En relación con lo anterior, las pruebas de Charpy e Izod proporcionan datos de la tenacidad bajo condiciones dinámicas, en vez de estáticas y se emplean probetas de geometrías específicas para determinar la fragilidad y resistencia al impacto de un material. En la [Fig. 3] se presenta una ilustración donde se evidencia la correlación de algunos materiales con sus propiedades de resistencia y tenacidad a la fractura.

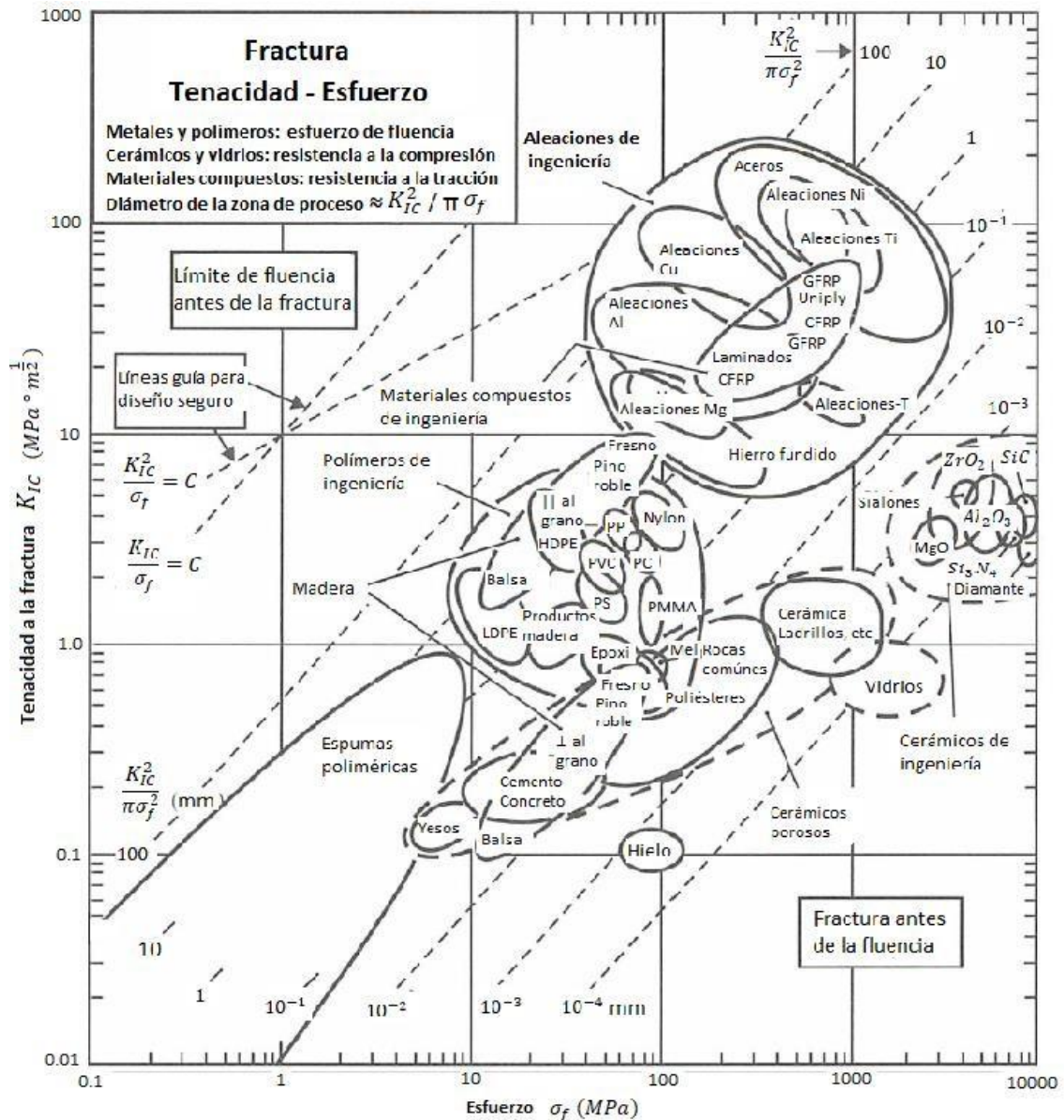


Fig. 3 - Mapa de correlación de la tenacidad y resistencia a la fractura de varios materiales [8].

Como se puede observar en la [Fig. 3], los materiales que presentan una mayor tenacidad son los materiales metálicos, como los aceros de ingeniería. Los materiales poliméricos y cerámicos presentan una menor tenacidad y requieren un menor esfuerzo para su fractura, por lo que se puede estimar un rango de trabajo para la máquina de impacto entre 1 y 1000 MPa de esfuerzo, abarcando la mayoría de los materiales de interés (polímeros, cerámicos y metales).

#### 4.1.5. Concentradores de Esfuerzos y Sensibilidad a la Muesca.

Los concentradores de esfuerzos ( $K_T$  o  $K_{T_s}$ ) son efectos localizados generados por cambios de geometría, o rayaduras en una pieza o en un elemento de máquina. Esto es relevante ya que en los ensayos de impacto se emplean probetas que pueden o no presentar muescas. Debido a esto, el cálculo de la tenacidad se debe realizar teniendo en cuenta los concentradores de esfuerzos.

Si el material es dúctil y se expone a una carga se puede causar fluencia, generando endurecimiento por deformación e incrementando la resistencia a la fluencia del material en el punto crítico donde se encuentra el concentrador de esfuerzo. En el caso de cargas variables, estos concentradores de esfuerzo están asociados con la falla por fatiga y se denominan comúnmente como factor de concentración de esfuerzos por fatiga ( $K_f$  o  $K_{fs}$ ), que generalmente es de mayor interés debido al efecto del endurecimiento por deformación, generando que un material dúctil falle de manera frágil en el concentrador de esfuerzos. Además, se debe tener en cuenta la sensibilidad de la muesca ( $q$ ) debido a que existen materiales que son más sensibles a los concentradores de esfuerzo por lo que este valor penaliza el factor de concentración de esfuerzos dependiendo de la sensibilidad de material que se haya experimentalmente y, para los materiales más comunes, se encuentran gráficos y tablas para determinar su valor [7].

A los esfuerzos a fluencia y por fatiga se les aplica una modificación por medio de dos ecuaciones para así obtener el esfuerzo real. La ecuación (3) se usa para calcular los esfuerzos normales y la ecuación (4) para los esfuerzos cortantes.

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_o \quad (3)$$

$$r_{max} = K_{ts} \cdot r_o \quad (4)$$

De donde:

$K_t$  : concentrador de esfuerzos normales a fluencia

$K_{ts}$  : concentrador de esfuerzos cortantes a fluencia

$\sigma_o$  : esfuerzo (flexión) teórico máximo

$r_o$  : esfuerzo (torsión) teórico máximo

La única diferencia con las ecuaciones para esfuerzos por fatiga es que las variables poseen un subíndice (f). Estas se aplican en caso de que las cargas del elemento estudiado sean dinámicas o cíclicas. Ahora bien, respecto las expresiones para calcular los valores de la sensibilidad de la muesca, tenemos las ecuaciones (5) y (6) para esfuerzos normales y cortantes, respectivamente.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (5)$$

$$q_s = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad (6)$$

De donde:

$K_f$  : factor de concentración del esfuerzo (normal) por fatiga

$K_{fs}$  : factor de concentración del esfuerzo (cortante) por fatiga

Sin embargo, la sensibilidad de la muesca es comúnmente obtenida a partir de gráficas de tendencias como función del radio de la muesca y la resistencia última de un material específico. En el caso de este proyecto, se emplea la [Fig. 4] que contiene la sensibilidad de la muesca para el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNSA92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.

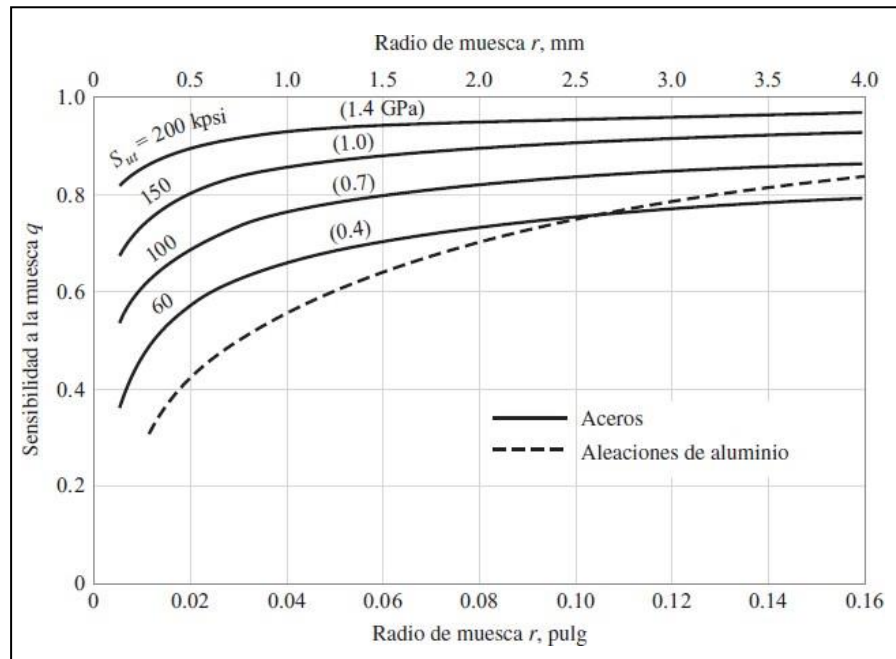


Fig. 4 - Sensibilidad a la muesca de aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa [7].

Se hace la aclaración que para radios de muesca más grandes se usan valores de  $(q)$  correspondientes a la ordenada  $r = 0,16$  in (4 mm).

Una forma práctica y útil cuando se diseñan piezas es realizar una estimación de los factores de concentración del esfuerzo cuando no se tienen las dimensiones exactas. En la Tabla 1 se presentan los valores para estimar los concentradores cuando las piezas experimentan esfuerzos axiales, flexionantes o a torsión. Cabe resaltar que algunos valores no se encuentran consignados dado que no se pueden obtener fácilmente.

Tabla 1 - Estimaciones para algunos concentradores de esfuerzos

Tipo de concentrador	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0,02$ )	2,7	2,2	3,0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0,1$ )	1,7	1,5	1,9
Cuñero fresado ( $r/d = 0,02$ )	2,1	3,0	-
Cuñero de patín o trapezoidal	1,7	-	-
Ranura para anillo de retención	5,0	3,0	5,0

#### 4.1.6. Factor de Seguridad

Para Gere y Goodno [9], el factor de seguridad ( $n$ ) es la relación entre la resistencia a la falla del material y el esfuerzo máximo que se espera que experimente el componente o sistema en su operación. Matemáticamente, el factor de seguridad se puede expresar como:

$$\text{Factor de seguridad} = \text{Resistencia a la falla del material} / \text{Esfuerzo máximo esperado}$$

En el diseño mecánico, el factor de seguridad se utiliza para garantizar que el componente o sistema tenga una capacidad suficiente para soportar las cargas y condiciones de operación esperadas, sin fallar. El factor de seguridad debe ser mayor que 1 para garantizar que el componente o sistema sea seguro y confiable. Este valor depende de varios factores, como el nivel de riesgo aceptable, la precisión de los cálculos y la variabilidad en las condiciones de carga y operación.

En general, se recomienda un factor de seguridad de al menos 1,5 para aplicaciones estáticas y un factor de seguridad de al menos 2 para aplicaciones dinámicas o sujetas a cargas cíclicas o repetitivas. Sin embargo, en algunos casos se pueden requerir factores de seguridad mayores, dependiendo de las normas y estándares aplicables y de la criticidad de la aplicación.

#### 4.1.7. Teorías de Falla

Las teorías de falla son métodos o modelos matemáticos que se utilizan para predecir el punto de falla de un material o estructura. Estas teorías se basan en la mecánica de materiales y se utilizan para determinar cuándo un material o estructura alcanza su límite de resistencia y falla. También, pueden variar en su enfoque y en las variables que consideran, pero todas tienen como objetivo determinar la capacidad de un material o estructura para soportar una carga antes de que falle.

Según Shigley [7], algunas teorías de falla se centran en la tensión máxima que un material puede soportar, mientras que otras consideran la deformación o la energía acumulada en la estructura. De hecho, las teorías se clasifican según el comportamiento del material (dúctil o frágil) y de acuerdo con qué tan conservativo se es en el análisis (significa que se asume que un material o estructura es más débil de lo que realmente es en la práctica, y se considera un margen de seguridad adicional al calcular su capacidad de resistencia). Con base a lo anterior, las teorías generalmente aceptadas son:

##### **Materiales dúctiles (criterios de fluencia)**

- Esfuerzo cortante máximo (ECM)
- Energía de distorsión (ED)
- Mohr – Coulomb para materiales dúctiles (CMD)

##### **Materiales frágiles (criterios de fractura)**

- Esfuerzo normal máximo (ENM)
- Mohr - Coulomb para materiales frágiles (CMF)
- Mohr modificada (MM)

Las teorías de falla son importantes porque permiten a los ingenieros y diseñadores predecir cuándo y cómo puede ocurrir una falla en una estructura, lo que les permite tomar medidas para evitar fallas

catastróficas. También son útiles para optimizar el diseño de estructuras para garantizar la seguridad y la eficiencia. Por tal motivo, para este diseño es fundamental contar con un criterio de selección de las teorías de falla en caso tal de que sea necesario analizar un componente sometido a cargas estáticas o variables. Se presenta la [Fig. 5] en la que se evidencia un diagrama de flujo para la selección del criterio de falla, de donde ( $\epsilon_f$ ) significa el porcentaje de deformación real a la fractura de un material, ( $S_{yt}$ ) se refiere a la resistencia última del material en tensión y ( $S_{yc}$ ) es la resistencia última del material en compresión.

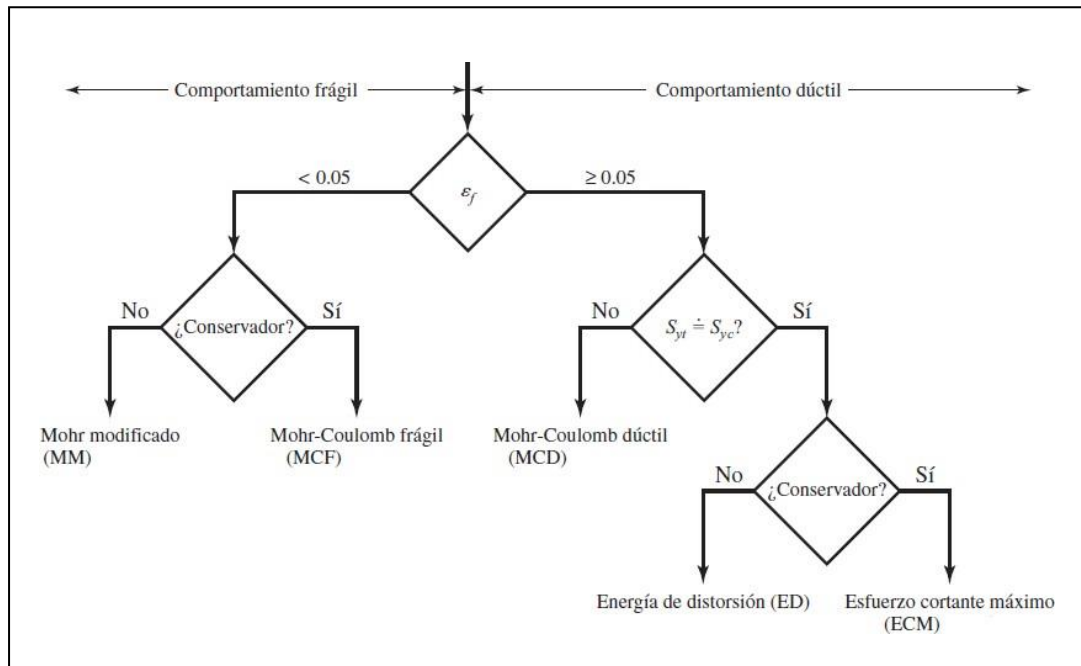


Fig. 5 - Diagrama de flujo para selección de teorías de falla [7].

#### 4.1.7.1. Teoría de la Energía de Distorsión (ED)

La teoría de energía de distorsión, también conocida como teoría de Von Mises, es una teoría de falla que establece que la falla en un material dúctil se produce cuando la energía de deformación por distorsión en el material supera un valor límite. Ahora bien, la ecuación (7) se emplea para calcular el esfuerzo plano (relaciona los esfuerzos normales  $\sigma_x$  y  $\sigma_y$  con el esfuerzo por cortante  $r_{xy}$ ) en un elemento [7].

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3r_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

Asimismo, una simplificación de los esfuerzos complejos se puede representar por medio de un solo valor, el esfuerzo de Von Mises, el cual puede compararse con la resistencia a la fluencia del material estudiado. A partir de esto, la expresión (8) es la ecuación de diseño utilizada en el criterio de falla por el método de la teoría de energía de distorsión.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n_y} \quad (8)$$

De donde:

$S_y$  : resistencia a la fluencia

$n_y$  : factor de seguridad ala fluencia

#### 4.1.7.2. Análisis de Falla Resultante por Carga Estática

El análisis de falla resultante por carga estática (fuerza estacionaria o par de torsión que se aplica a un elemento sin cambiar su magnitud ni dirección) se realiza para identificar si un componente puede fallar bajo cargas estáticas que se aplican de forma continua. Al efectuarse este análisis, se pueden evitar fallas futuras en la pieza sustituyendo el material, fortaleciendo la estructura o cambiando el componente antes de que ocurra la falla [7].

#### 4.1.7.3. Análisis de Falla por Fatiga Debida a Cargas Variables

A diferencia de la falla por cargas estáticas, que ocurre cuando la estructura alcanza el límite de su resistencia, la fatiga puede ocurrir incluso cuando las cargas aplicadas son inferiores a la resistencia máxima del material. El diseño adecuado de los componentes de la máquina de ensayos debe tener en cuenta la fatiga para garantizar su confiabilidad y seguridad a largo plazo. Por ello, es importante realizar este análisis de falla.

Para calcular la resistencia a la fatiga (de la muestra de viga rotativa) de aceros ( $S'_e$ ) se aplica la ecuación (9) , la cual depende de la resistencia a la tensión mínima del material estudiado ( $S_{ut}$ ).

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (9)$$

No obstante, para calcular el límite de resistencia a la fatiga de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier tipo de carga ( $S_e$ ), se deben de considerar los factores que modifican dicho límite por medio de la ecuación de Marin (10). En ella, se tienen en cuenta el tipo de material del elemento, su proceso de manufactura, el entorno al que está sometido y otros factores para obtener una estimación más cercana [7].

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (10)$$

De donde:

$k_a$ : factor de superficie

$k_b$ : factor de tamaño

$k_c$ : factor de carga

$k_d$ : factor de temperatura

$k_e$ : factor de confiabilidad

$k_f$ : factor de efectos varios

$k_a$ : factor de superficie

Del mismo modo que para el factor de seguridad a fluencia, se tiene la ecuación (11) para calcular el FS a fatiga.

$$n_f = \frac{S_f}{\sigma_{rev}} \quad (11)$$

De donde:

$S_f$ : resistencia a la fatiga

$\sigma_{rev}$ : esfuerzo reversible

## **4.2. Ensayos Mecánicos de Impacto.**

A continuación, se presentan los tipos de pruebas de impacto más comunes, los cálculos a realizar y sus respectivas normativas. Para determinar la tenacidad de un material existen una gran cantidad de métodos denominados ensayos mecánicos de impacto. Estos ensayos emplean diferentes configuraciones y especificaciones según el material y el tipo de probeta (sin estar entallada o con muesca). No obstante, para el desarrollo del presente diseño, se optó por seleccionar a modo de estudio tres de los más utilizados en la actualidad: el ensayo Charpy (viga simple), Izod (viga en voladizo) y el Ensayo de Impacto por Caída.

### **4.2.1. Ensayo Charpy.**

El ensayo Charpy es un método para determinar la tenacidad de un material mediante la energía absorbida de un péndulo que golpea una probeta con geometría y configuración específica (características enunciadas en la normativa ASTM), que también depende del material de la muestra. Se le denomina ensayo de viga simple debido a que la muestra se encuentra en una base con 2 apoyos [10]. En la [Fig. 6] se presenta un esquema general de este tipo de ensayo.

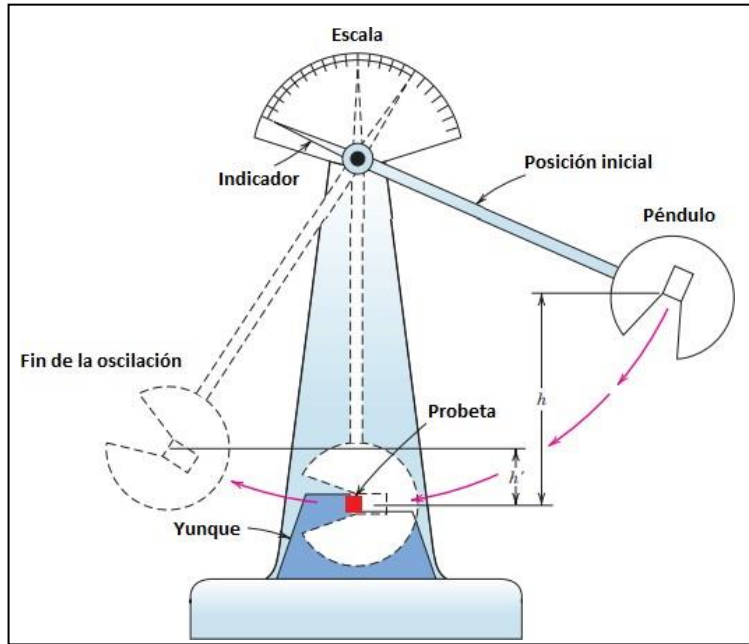


Fig. 6 - Esquema del ensayo de impacto tipo Charpy [11].

#### 4.2.2. Ensayo Izod.

El ensayo Izod es otro sistema para determinar la tenacidad de un material de manera similar al del método Charpy. En este existe una variación de las características de la probeta y el tipo de sujeción que en este caso es similar a una viga en voladizo donde la muestra se encuentra aprisionada en uno de sus lados. Como se mencionó en el anterior método, todas las características técnicas de este ensayo están enunciadas en la normativa ASTM y cambian según el material sometido a la prueba [10]. A continuación, en la [Fig. 7] se ilustra la configuración de sujeción de la probeta para el ensayo Charpy e Izod, respectivamente. Con esto se pretende observar cuál es la característica principal que diferencia a estos dos tipos de ensayos.

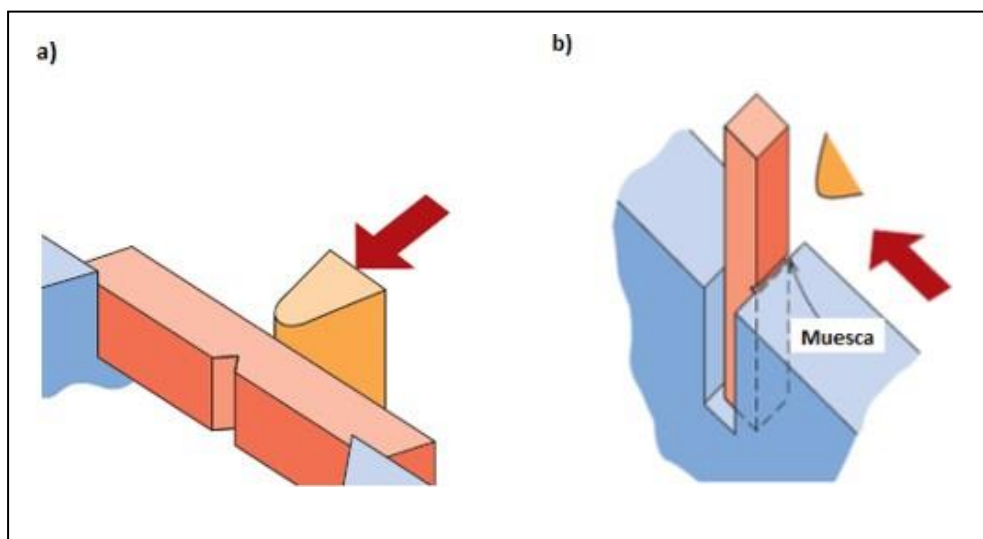


Fig. 7 - Probeta empleada en: a) Ensayo Charpy, b) Ensayo Izod [11].

#### 4.2.3. Ensayo de Impacto por Caída Libre.

El ensayo de impacto por caída se emplea generalmente para materiales metálicos. Este funciona mediante un peso unido a unos raíles que impacta en caída libre sobre una probeta, y este proceso se repite en diferentes probetas aumentando la altura o el peso hasta que está presente una fractura. Por lo tanto, a este ensayo se le denomina de carácter cualitativo debido a que depende en mayor medida de la observación de las probetas y sus valores pueden ser menos precisos. Todas las características técnicas se encuentran enunciadas en la normativa ASTM E208 la cual contempla su aplicación en aceros ferríticos [12]. En la [Fig. 8] se observa un esquema de una máquina de ensayo de impacto por caída libre.

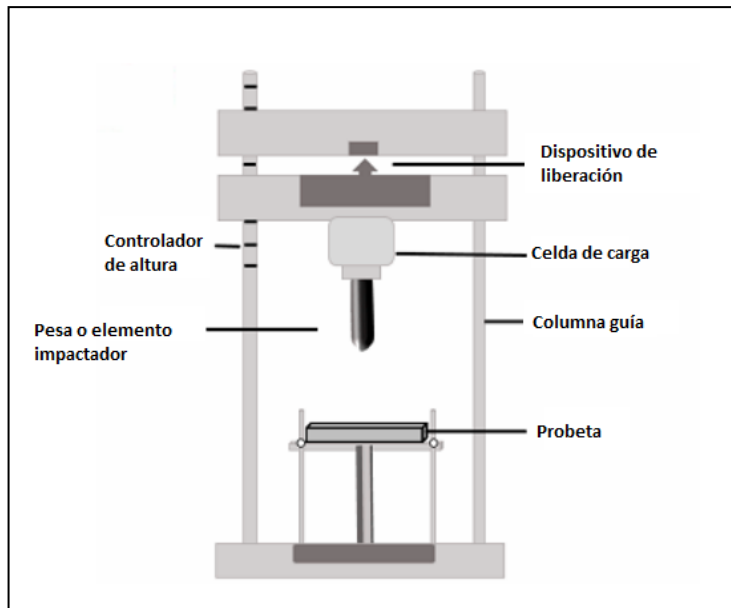


Fig. 8 - Esquema del ensayo de impacto por caída libre [13].

#### 4.2.4. Efecto de la Temperatura sobre los Valores de Impacto.

La temperatura afecta las propiedades de resistencia y la ductilidad o fragilidad de los materiales. Este efecto se encuentra, para algunos materiales caracterizados, en gráficos de resistencia contra la temperatura generados experimentalmente mediante un ensayo de termofluencia.

Para los aceros, a medida que aumenta la temperatura, la resistencia a la tensión y a la fluencia disminuye. De este modo, incrementando en gran medida la ductilidad del material [7]. Relacionando lo anterior con el diagrama de esfuerzo-deformación, se establece que también se incrementa la capacidad de absorción de energía del material. Esto se ve representado en la [Fig. 9].

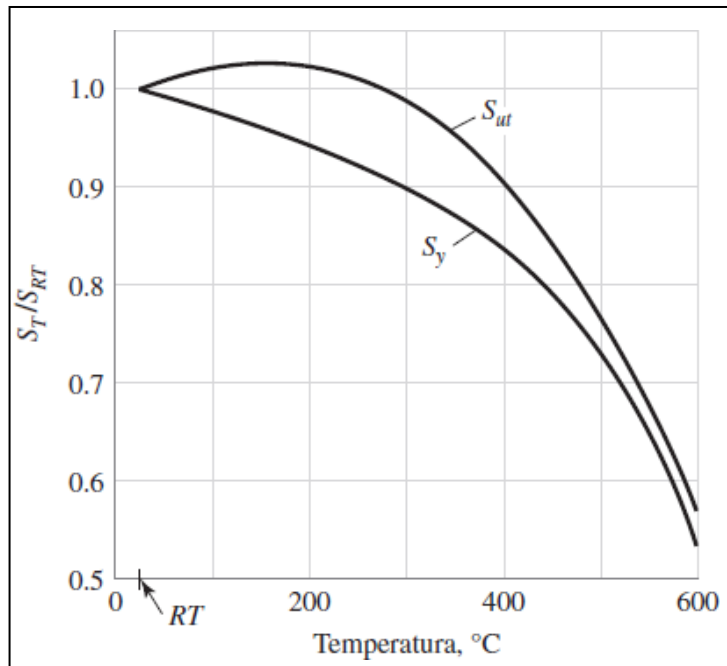


Fig. 9 - Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la fluencia  $S_y$  y la resistencia última  $S_{ut}$  en aceros al carbono y aleados [7].

### 4.3. Tipos de Materiales.

Se realiza la descripción de los tipos de materiales que existen de acuerdo con su porcentaje de deformación y sus propiedades mecánicas. Esto con el propósito de poder asignar el tipo de ensayo mecánico adecuado a cada probeta empleada en el proceso.

#### 4.3.1. Materiales Dúctiles.

Son los materiales cuya deformación real es mayor a 0,05 y presentan una resistencia a la fluencia identificable. En estos materiales se genera una deformación apreciable durante la propagación de grietas antes de fracturarse a menos que se presenten mecanismos de fatiga o si se trabaja por debajo de la temperatura de transición, generando que el material falle de manera frágil [7]. Por otro lado, los materiales que comúnmente presentan propiedades dúctiles son los metales (acero, aluminio) y los polímeros. En la [Fig. 10] se puede observar cómo es el tipo de falla para un elemento dúctil y su diferencia morfológica respecto a una falla frágil.

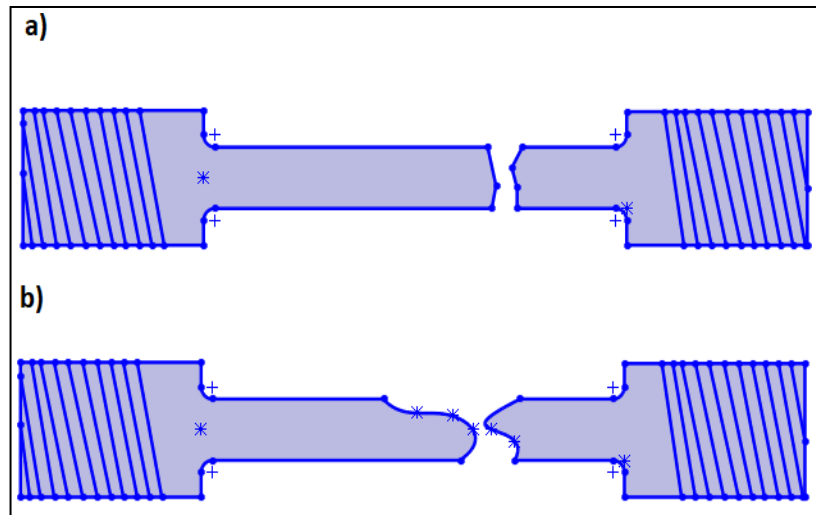


Fig. 10 - a) Fractura en materiales frágiles, b) Fractura en materiales dúctiles [7].

#### 4.3.2. Materiales Frágiles.

Los materiales frágiles son aquellos cuya deformación real a la fractura es 0,05 o menor. En adición, los materiales más frágiles son los cerámicos y algunos metales a bajas temperaturas (vidrio, porcelana, ladrillo). Con base a lo anterior, una forma de apreciar una fractura frágil es observar si la superficie del elemento posee un patrón característico “V” denominado líneas de Chevron [7]. A continuación, en la [Fig. 11] se presenta una ilustración de una falla para un material frágil en el que se evidencia dicho patrón de Chevron.



Fig. 11 - Fractura frágil de un material metálico que presenta patrón de Chevron en su superficie [14]

#### 4.4. Principios Físicos de Funcionamiento.

A continuación, se presentan los mecanismos más comunes que se utilizan para la realización de los ensayos de impactos mecánicos. De hecho, aunque pueden emplearse diferentes herramientas y sistemas, todos están regidos bajo un mismo principio: la energía de absorción. Es importante resaltar que los fundamentos teóricos y ecuaciones se basaron en el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [7]

##### 4.4.1. Ensayo de Impacto con Péndulos.

Los ensayos de impacto con péndulo corresponden a los ensayos de tipo Charpy. Al iniciar la oscilación pendular, toda la energía del sistema es potencial. Después, una parte de esta energía se transforma en energía cinética al impactar y otra parte en pérdidas por fricción respecto al aire y entre las piezas que constituyen a la máquina. Este mecanismo pendular hace uso de la energía absorbida para calcular la tenacidad de un material. A la energía absorbida también se le denomina valor de impacto y se determina por medio de la diferencia entre la energía potencial del sistema que se está analizando antes y después del impacto [15]. De este modo, realizando un balance de energía en el sistema y teniendo en cuenta la normativa de la ASTM, se puede hallar la resistencia al impacto y queda las ecuaciones (12) y (13).

$$U_i = U_f + E_a + W_{fr} \quad (12)$$

$$E_a = U_i - U_f \quad (13)$$

De donde:

$U$ : energía potencial

$W_{fr}$ : pérdidas de energía (por fricción del aire y rozamiento en el péndulo)

$E_a$ : energía absorbida

En la [Fig. 12] se observa un esquema en donde se realiza el análisis físico al péndulo y se denotan todas sus variables.

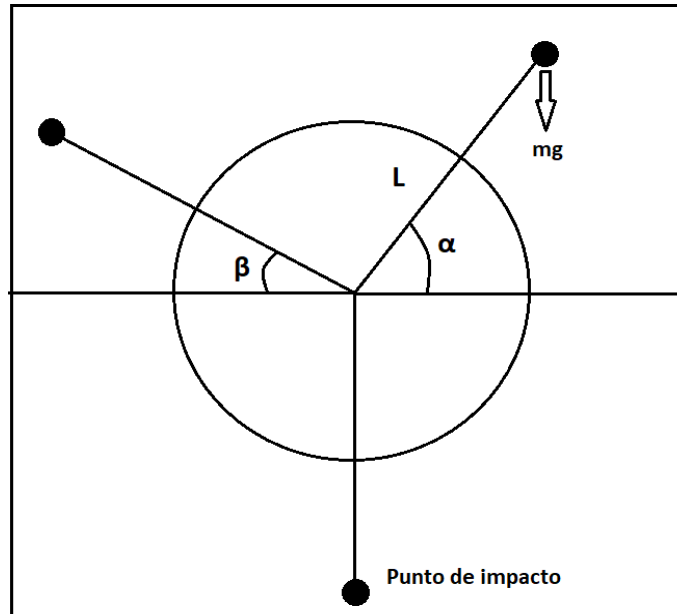


Fig. 12 - Esquema de análisis físico para el péndulo [16].

De esta manera, si se conocen el ángulo inicial ( $\alpha$ ) y el final ( $\beta$ ) de aplicación de la carga a la que se eleva el péndulo después de la fractura de la muestra, se puede calcular dicha energía de absorción mediante la ecuación (14).

$$E_a = MgL[\cos(\alpha) - \cos(\beta)] \quad (14)$$

De donde:

M: masa acoplada al extremo del sistema.

g: aceleración de la gravedad.

L: longitud del péndulo.

El cálculo del valor de impacto se puede efectuar considerando o no las pérdidas por fricción. Si se sabe que la resistencia al impacto depende de la energía absorbida y del ancho ( $b$ ) que se encuentra en la muesca, queda la siguiente ecuación (15).

$$R_{\text{impacto}} = \frac{E_a}{b} \quad (15)$$

Con base a lo anterior, si se desprecian las pérdidas por fricción, la resistencia al impacto está dada por la ecuación (17).

$$R_{\text{impacto}} = \frac{E_a}{b} = \frac{(\text{sen}\alpha - \text{sen}\beta)}{b} W \quad ; \quad W = MgL \quad (17)$$

En el caso contrario, se consideran todas las pérdidas por fricción como un factor de corrección ( $F_a$ ) y se agrega a la ecuación (14). Además, se reordena la ecuación (16) y da como resultado la ecuación (17).

$$E_{a(\text{corregida})} = W[\cos(\alpha) - \cos(\beta)] - F_a \quad (17)$$

Teniendo en cuenta este factor para las pérdidas ( $F_a$ ) con la energía absorbida, la resistencia al impacto queda expresada en la ecuación (18).

$$R_{\text{impacto}} = \frac{E_{a(\text{corregida})}}{b} = \frac{W(\text{sen}\alpha - \text{sen}\beta) - F_a}{b} \quad (18)$$

#### 4.4.2. Ensayo de Impacto con Máquinas de Caída Libre.

El ensayo de impacto por caída libre funciona bajo el principio de energía potencial gravitacional que depende principalmente de 3 factores: la masa, la gravedad y la altura como se puede observar en la ecuación (19).

$$E_p = Mgh \quad (19)$$

La energía potencial se transforma en energía cinética conforme cae y se calcula mediante la ecuación (20).

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad (20)$$

Al momento de impactar contra la probeta toda la energía potencial se convierte en energía cinética y se transfiere a la probeta. Se igualan las ecuaciones (19) y (20) para finalmente obtener la ecuación (21).

$$Mgh = \frac{1}{2}mv^2 \quad (21)$$

Finalmente, se determina el límite de tenacidad de manera cualitativa cuando el material presenta un agrietamiento. Esto genera un resultado menos preciso al obtenido en otros tipos de ensayo debido a que solo contamos con los criterios de la energía dada por la altura, el peso y si esta rompe o no la probeta, por lo que generar un análisis preciso de la tenacidad de un material requeriría realizar el ensayo en una gran cantidad de probetas para ir reduciendo el margen de valores posibles.

#### 4.4.3 Centro de Impacto (L).

El centro de impacto o percusión (L) es el punto donde la máxima energía de cualquier impacto es totalmente transferida. Y, como se observa en la [Fig. 13], se mide desde el centro de rotación hasta el punto de impacto [17]. De forma general, este centro puede ser determinado matemáticamente una vez la máquina ha sido ensamblada. Sin embargo, se debe de calcular el periodo de oscilación del péndulo de manera experimental.

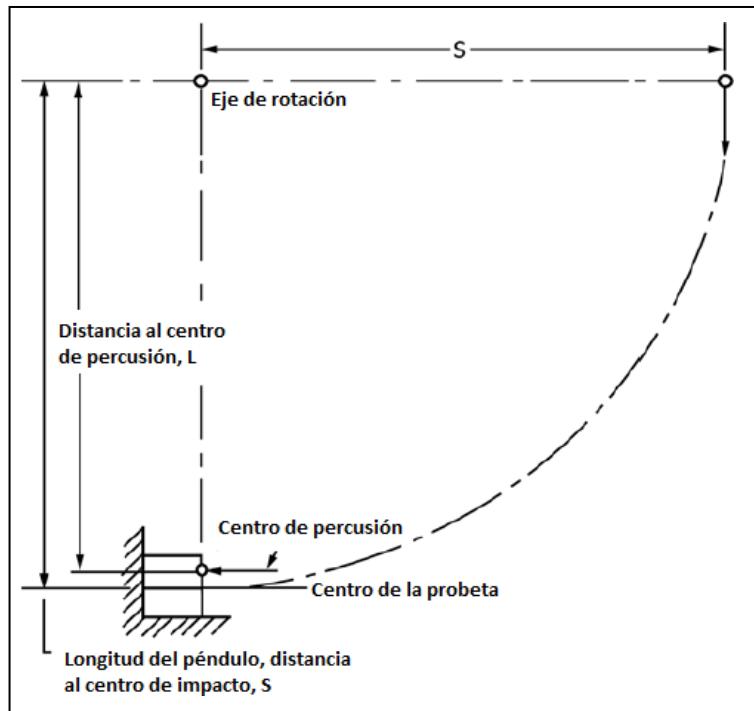


Fig. 13 - Esquema del péndulo en relación con el centro de percusión [18].

La importancia del centro de percusión radica en que, al impactar un cuerpo en este punto, todas las fuerzas resultantes son transferidas. Por tal motivo, no se generan reacciones en el centro de rotación y, por ende, en el apoyo [19].

Para medir el periodo de oscilación se debe emplear un dispositivo capaz de medir el tiempo con precisión de 0,2 s. Se balancea el péndulo a través de un ángulo no mayor a  $15^\circ$  y se registra el tiempo de cien ciclos completos. Por tanto, el periodo resulta ser el tiempo de cien ciclos dividido por cien [18]. Teniendo esto presente, se emplea la ecuación (22).

$$L = \frac{gp^2}{4\pi^2} \quad (22)$$

En adición, para calcular el centro de impacto en ensayos tipo Charpy, se usa una probeta en la posición para pruebas. Con el percutor en contacto con la probeta, debe coincidir el borde del percutor con el centro de la probeta con una posible desviación de  $\pm 2,5$  mm [18].

Por último, respecto al centro de impacto en ensayos tipo Izod, se puede considerar como la línea de contacto cuando el péndulo está puesto en contacto con una probeta en la posición normal para pruebas a una distancia específica que varía dependiendo del tipo de ensayo Izod [20].

#### 4.5. Normativas.

Se explican de manera detallada las normas técnicas empleadas para los ensayos mecánicos de impacto de diferentes materiales. Se describen los procedimientos, medidas y lineamientos que se deben tener en cuenta al realizar cada ensayo, según el tipo de material, probeta y la máquina de pruebas empleada.

(Péndulo o Caída libre). Respecto a algunos datos que se incluyen en la norma se encuentran: tipo de ensayo (Charpy o Izod) dimensiones y clase de probeta, la carga aplicada, aspectos para tener en cuenta al medir el equipo, herramientas utilizadas y la preparación adecuada del ensayo.

Es preciso añadir que, según la norma ISO (*International Organization for Standardization*), los resultados de estos ensayos para probetas con muesca suelen ser expresados en  $\left(\frac{kJ}{m^2}\right)$ . Es decir, se divide la energía absorbida por la probeta al llegar a una condición de fractura entre la sección transversal de la zona de entalla o muesca [21]. En contraste, la normativa de la ASTM (*American Society for Testing Materials*), reporta los resultados en  $\left(\frac{J}{m}\right)$ . Como en la norma ISO, se tiene en cuenta la energía absorbida

del elemento, pero tiene una ligera variación y consiste en que esta energía se divide entre el ancho que está albergado en la base de la muesca. Por último, es preciso mencionar que se emplea el Sistema Internacional de Unidades (SI) en cada norma a menos de que se especifique lo contrario.

#### **4.5.1. EN ISO 179-1: (Plastics-Determination of Charpy Impact Properties).**

La normativa ISO 179-1 para materiales poliméricos define los parámetros para la realización de la prueba de impacto Charpy para: termoplásticos rígidos, termo endurecibles rígidos, compuestos termoplásticos o termo endurecibles reforzados con fibras y polímeros de cristal líquido termotrópicos. Estos pueden probarse bajo diferentes configuraciones de probetas (con o sin muesca) [22].

Se recomienda realizar pruebas en 10 probetas consistentes o hasta que el coeficiente de variación entre los datos sea menor al 5%. Las probetas laminares (con capas), si se desean probar por su dirección normal y paralela, se deben utilizar 10 probetas por dirección [22].

#### **4.5.2. ASTM: E23 - 18 (Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials).**

La norma ASTM E23 - 18 para materiales metálicos, especifica que se debe emplear el ensayo Charpy o el ensayo Izod. Cabe resaltar que estos métodos no contemplan problemas en materiales a una temperatura menor a  $-196^{\circ}\text{C}$  [10]. Las características esenciales para realizar este ensayo son:

- Una muestra con las características indicadas para cada tipo de prueba (Charpy, Izod)
- Una serie de bases para ubicar la muestra de acuerdo con el tipo correspondiente.
- Un péndulo con la energía suficiente para romper la muestra.
- Un dispositivo de medida para medir la energía absorbida por la muestra.

#### **4.5.3. ASTM: D256 - 13 (Standard Test Method for Tensile-Impact Energy to Break Plastics and Electrical Insulating Materials).**

La norma ASTM D 1822 - 13 comprende los ensayos de impacto en materiales plásticos (rígidos o flexibles) que se realizan mediante un dispositivo tipo péndulo, donde la probeta se encuentra anclada como parte del péndulo e impacta alcanzando una velocidad de aproximadamente 3.5 m/s, dirigiendo la energía a la muestra. Además, se puede realizar con 2 tipos de probetas: tipo L y tipo S [23].

#### **4.5.4. ASTM: A327/A327M - 11 (Standard Test Methods for Impact Testing of Cast Irons).**

La norma ASTM A327/A327M - 11 específica que para ensayos de impacto de hierros fundidos (gris, blanco, maleable, dúctil y dúctil austemperado), se debe emplear el ensayo Charpy y que las unidades de medida empleadas pueden ser las del (SI) o las del Sistema Anglosajón de Unidades (pulgada - libra). Adicionalmente, se debe emplear una máquina tipo péndulo con una capacidad de al menos 150 J [110 ft - lbf], como se usa para la prueba de viga simple para el acero descrita en la ASTM E23 [10]. En caso contrario, se puede realizar una modificación en la máquina que se base en usar una escala más sensible o que el péndulo tenga una menor capacidad. Bajo esta restricción, se obtendrán valores de menos de 34 J [25 ft - lbf] [24].

Por otro lado, es importante considerar que este ensayo se debe realizar a temperatura ambiente ( $21 \pm 5.5^{\circ}\text{C}$  [ $70 \pm 10^{\circ}\text{F}$ ]), y que la caracterización de la tenacidad debe basarse en la prueba de al menos tres especímenes. Además, se debe tener en cuenta que las probetas no deben presentar rebabas o marcas de maquinado en su superficie, ya que esto afecta el resultado del ensayo y puede producir valores imprecisos [24].

#### **4.5.5. ASTM: E208-20 (Standard Test Method for Conducting Drop-Weight Test to Determine Nil-Ductility Transition Temperature of Ferritic Steels).**

La norma ASTM E208-20 es específica para ensayos de impacto por caída libre para aceros ferríticos. Expone las especificaciones de la máquina y la energía que debe proveer el peso (entre 340 J a 1900 J). Este ensayo se encuentra limitado debido a que las probetas deben tener una dureza mínima de HRC 50 lo que se determina mediante un ensayo de dureza Rockwell, esto excluye todo material con una dureza menor y tampoco se recomienda para aceros con un espesor menor a 15,9 mm [12].

#### **4.6. Características de las Probetas y sus Materiales.**

Las características de las probetas y sus materiales se detallan en el siguiente apartado. Se describe la información esencial que debe tenerse en cuenta para realizar el ensayo de impacto mecánico, al emplear una probeta de un material específico con el objetivo de medir su tenacidad. Se realiza una descripción con base a las normas descritas con anterioridad y se da en evidencia qué tipo de ensayo se debe emplear para cada material con las respectivas consideraciones, dimensiones, maquinado de la probeta y cómo es el ensayo si el espécimen presenta muesca o no.

Se tiene en consideración que las probetas que fallaron de forma frágil (bajos porcentajes de deformación) al emplear el ensayo de impactos mecánico, se rompen en dos secciones. En contraste, aquellas con mayor ductilidad, se doblan sin romperse en algunos casos o tienden a presentar una elongación en su punto de fractura. Como se mencionó anteriormente, la temperatura y la composición química son factores importantes que deben considerarse para obtener los resultados deseados.

#### 4.6.1. Plásticos.

Para polímeros existen varios tipos de configuraciones para las probetas dependiendo del tipo de plástico y las comparaciones que se deseen realizar. En la [Fig. 13] se detallan esquemáticamente dichas configuraciones con sus respectivas dimensiones.

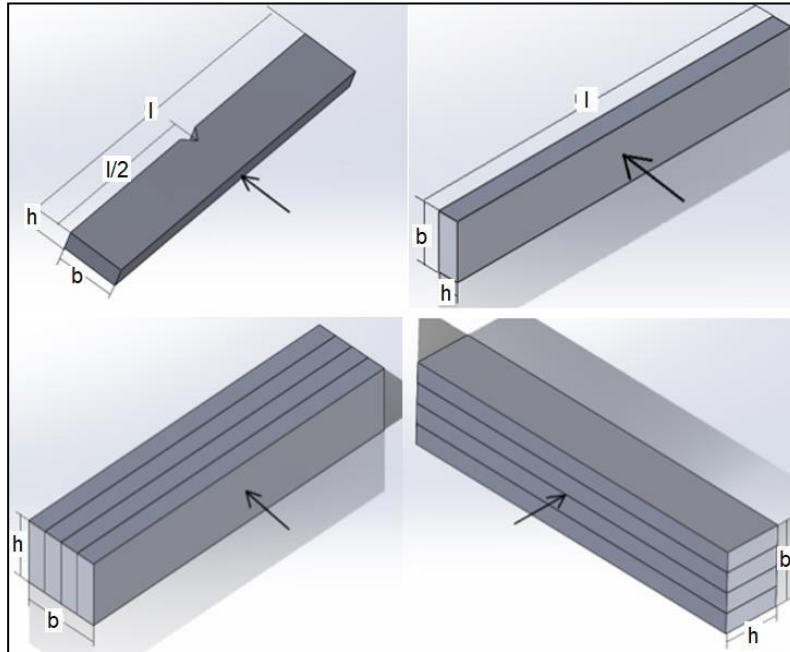


Fig. 14 - Plásticos: tipos de probetas y sus dimensiones [22].

En la Tabla # se muestran las características esenciales de este tipo de probetas para polímeros y algunas recomendaciones.

Tabla 2 - Dimensiones de muestras para prueba Charpy en polímeros [22]

Tipo de muestra	Longitud, $l$	Dimensiones en mm	
		Ancho, $b$	Espesor, $h$
1	$80 \pm 2$	$10 \pm 0,2$	$4 \pm 0,2$
2 (b)	$25h$	10 o 15	3
3 (b)	$11h$ o $13h$	10 o 15 (c)	3 (d)
a) Las dimensiones de la muestra ( $l,b,h$ ) están definidas de acuerdo a $h \leq b \leq l$ .			
b) Muestras tipo 2 y 3 deberán ser usados solo para materiales que exhiben una fractura de corte interlaminar.			
c) 10 mm para materiales reforzados con una estructura fina y 15 mm para refuerzos con estructura gruesa.			
d) El espesor requerido si el espécimen es cortado de una lámina o pieza, puede ser igual al de la pieza, encima de 10,22 mm.			

#### 4.6.2. Aceros.

Para aceros con una dureza mayor a HRC 50 en ensayos de impacto por caída, se utiliza una probeta rectangular como se muestra en la [Fig. 15] y la Tabla 3 contiene sus respectivas dimensiones.

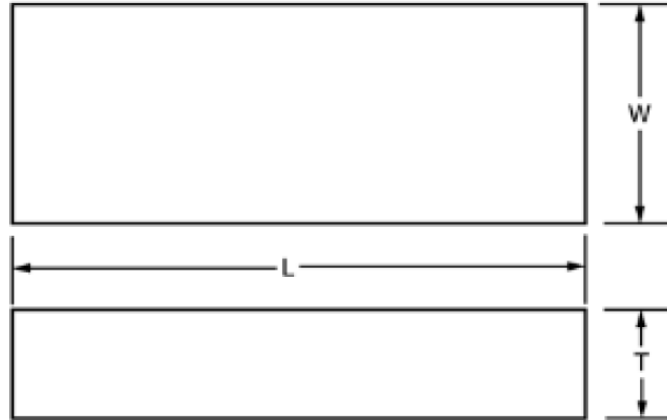


Fig. 15 - Espécimen de prueba de impacto por caída para aceros con dureza mayor a HRC 50.

Tabla 3 - Dimensiones de probetas para aceros con dureza mayor a HRC 50.

Dimensión	Unidades	Tipo de muestra					
		P - 1		P - 2		P - 3	
		Dimensión	Tolerancia	Dimensión	Tolerancia	Dimensión	Tolerancia
T, espesor	in	1,0	± 0,12	0,75	± 0,04	0,62	± 0,02
	mm	25	± 2,5	19	± 1,0	16	± 0,5
L, longitud	in	14,0	± 0,5	5,0	± 0,5	5,0	± 0,5
	mm	360	± 10	130	± 10	130	± 10
W, ancho	in	3,5	± 0,1	2,0	± 0,04	2,0	± 0,04
	mm	90	± 2,0	50	± 1,0	50	± 1,0

#### 4.6.3. Hierro Gris y Blanco.

Para el hierro gris y blanco únicamente aplica el ensayo Charpy. Las muestras de ensayo deberán tener una forma cilíndrica simple (barra redonda), maquinados o esmerilados hasta un acabado liso y deberán cumplir con las dimensiones de la Tabla 4.

Tabla 4 - Dimensiones de las probetas (Tipo A y M) para el hierro gris y blanco [25].

	Tipo A	Tipo M
Diámetro	28,572 ± 0,050 mm	20,00 ± 0,03 mm
	[1,125 ± 0,002 in]	[0,787 ± 0,001 in]
Longitud	200 ± 13 mm	120 ± 2 mm
	[8,0 ± 0,5 in]	[4,73 ± 0,08 in]

<b>Span</b>	152,0 ± 0,7 mm	100,0 ± 0,5 mm
	[6,00 ± 0,03 in]	[3,937 ± 0,020 in]

El span en la Tabla 4 hace referencia a la distancia entre dos apoyos intermedios de una estructura que en este caso es la probeta usada. En cuanto al procedimiento se debe realizar el ensayo bajo las condiciones especificadas en esta tabla y, para los demás aspectos, las pruebas en estos materiales están regidas bajo la norma ASTM E23 [10].

#### 4.6.4. Hierro Maleable o Dúctil.

La realización del ensayo puede efectuarse tanto para probetas con muescas como sin ellas. Sin embargo, es importante recalcar que la probeta sin muescas se emplea para hierros que presentan propiedades de baja tenacidad a la fractura ya que se producirán valores de energía más altos.

Suponiendo que a los hierros se les realizará el ensayo después de aplicarles algún tipo de tratamiento térmico (templado, revenido, normalizado, entre otros), se debe aplicar un esmerilado en sus caras longitudinales y finalmente el corte de la muesca. Para probetas con muescas, se emplean las dimensiones especificadas en la [Fig. 16] y en la se encuentran sus posibles variaciones.

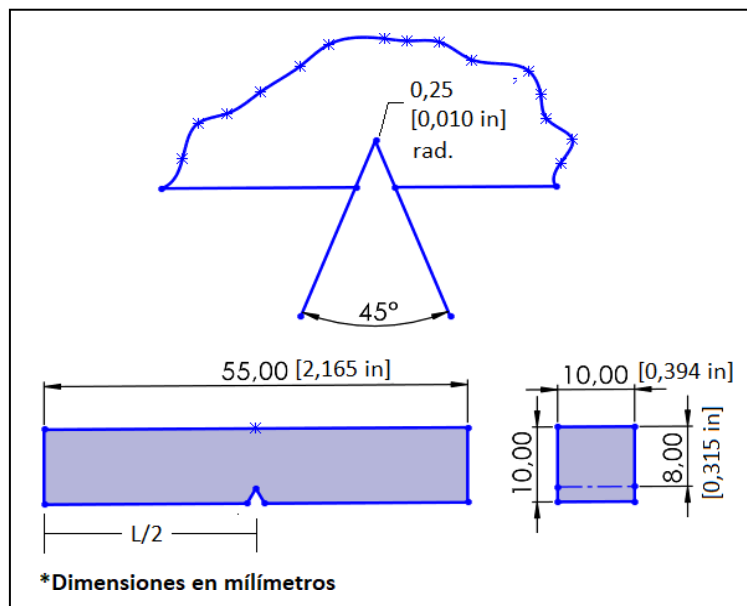


Fig. 16 – Hierro maleable o dúctil: Probeta Charpy con muesca V estándar.

Tabla 5 – Hierro maleable o dúctil: variaciones permisibles para probeta Charpy con muesca V estándar.

Los lados adyacentes deberán tener las dimensiones de la sección transversal.	90° ± 10 min
	± 0,03 mm [± 0,001 in]
Longitud de la muestra, L	± 0, - 2,5 mm [± 0, - 0,100 in]
Ángulo de la muesca	± 1°
Radio de la muesca	± 0,03 mm [± 0,001 in]

Dimensión hasta la parte inferior de la muesca	$\pm 0,03 \text{ mm } [\pm 0,001 \text{ in}]$
Distancia a la muesca, L/2	$\pm 1 \text{ mm } [\pm 0,040 \text{ in}]$

En el caso de probetas con muesca para productos tipo tubería en hierros dúctiles cuyas dimensiones se pueden observar en la [Fig. 17], el espesor de la cara con muesca debe ser igual al espesor total de la pared de la tubería ( $t$  [mm/in]). Si lo anterior no se cumple, el espécimen se debe maquinarse para que el espesor de la pared de la tubería no exceda la altura máxima admitida en la máquina de ensayos de impacto. Además de lo anterior, los resultados de la prueba para este tipo de tuberías se les debe hacer una corrección bajo la ecuación (23).

$$\text{Valor de impacto corregido} = \left( \frac{10.2}{t} \left[ \frac{0.40}{t} \right] \right) \times \text{valor de impacto medido} \quad (23)$$

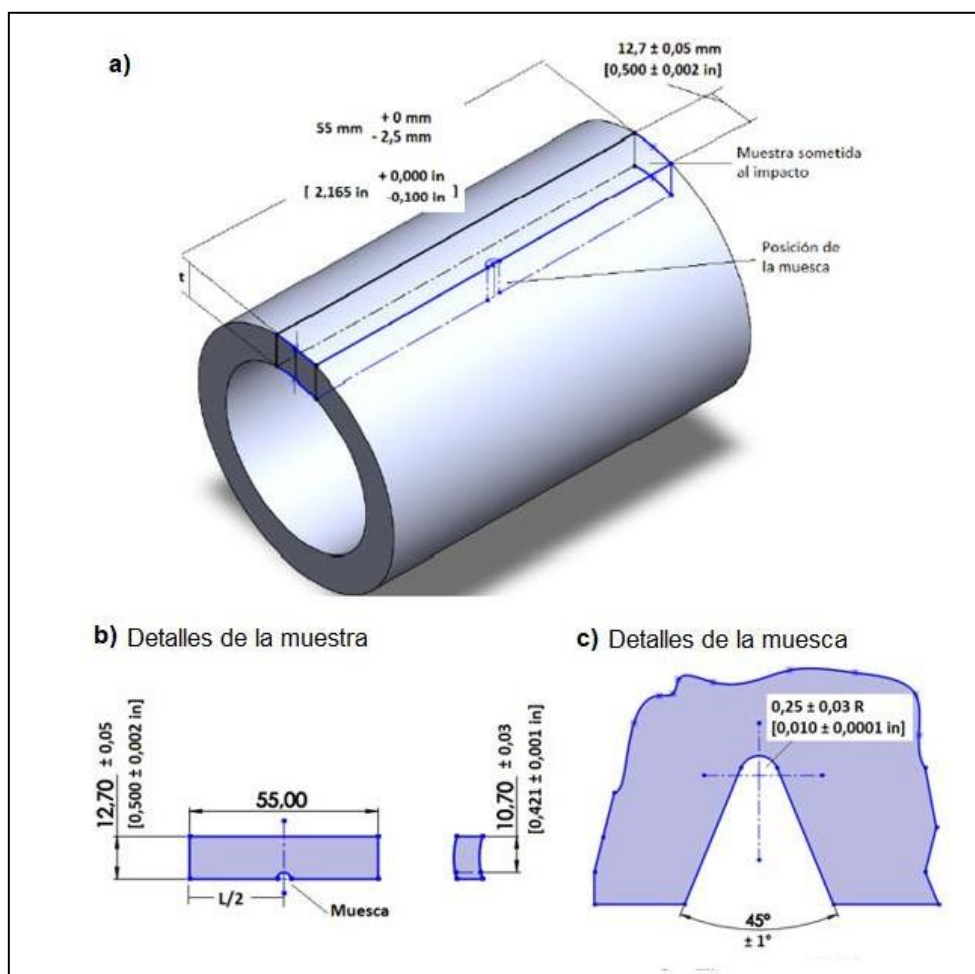


Fig. 17 – Hierro maleable o dúctil: probeta Charpy con muesca V estándar (productos tipo tubería).

Nota – En el diagrama (a) el símbolo  $t$  representa el espesor de la pared de tubería. Además, las variaciones permitidas para  $L/2$  deben ser  $\pm 1 \text{ mm } [\pm 0,040 \text{ in}]$ .

Según la norma ASTM, las probetas sin muesca se pueden aplicar para todo tipo de hierros dúctiles austemperados o aquellos sometidos a diferentes tratamientos térmicos siempre y cuando se haya

especificado previamente esta condición. En la [Fig. 18] se puede observar las dimensiones correspondientes a este tipo de probeta.

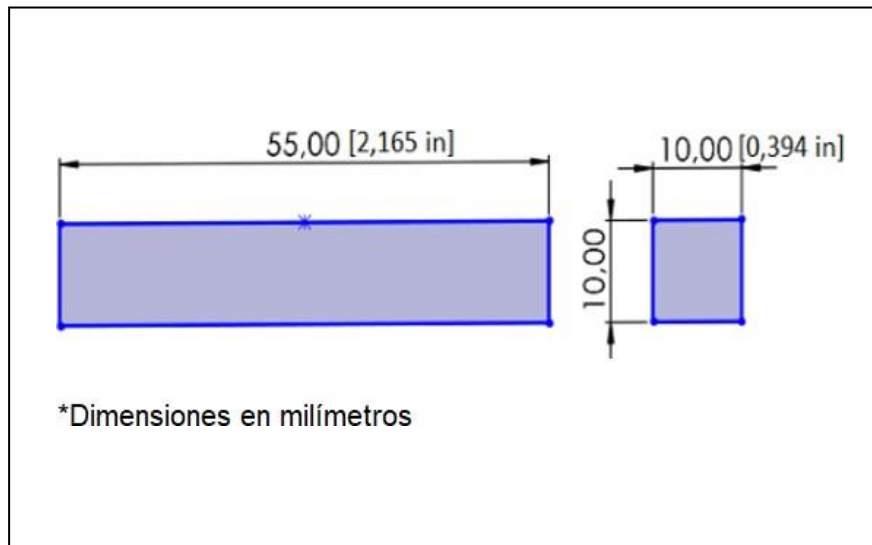


Fig. 18 - Hierro maleable o dúctil: probeta Charpy sin muesca.

Tabla 6 - Hierro maleable o dúctil: variaciones permisibles para probeta Charpy sin muesca.

Los lados adyacentes deberán tener las dimensiones de la sección transversal	90° ± 10 min
	± 0,03 mm [± 0,001 in]
Longitud de la muestra, L	±0, - 2,5 mm [± 0, - 0,100 in]

#### 4.7. Proceso de Soldadura.

En principio, se menciona el proceso de soldadura dado que es un proceso utilizado en gran medida para la unión permanente de piezas por lo que es posible que se requiera en el diseño para realizar uniones de piezas y mecanismos debido a que los metales son los materiales más utilizados para la construcción de la gran mayoría de máquinas y mecanismos. Según la Asociación Americana de Soldadura (AWS) [26] la soldadura es definida como "un proceso de unión de materiales mediante la fusión de las superficies de contacto, con o sin el uso de un material de aporte". En la soldadura, se utiliza una fuente de calor y/o presión para fundir los materiales que se van a unir, y luego se solidifican para formar una unión permanente. El proceso de soldadura puede ser realizado utilizando diferentes tipos de fuentes de calor, como una llama, arco eléctrico, rayo láser, o fricción. Además, pueden utilizarse diferentes tipos de materiales de aporte, dependiendo del proceso de soldadura y los materiales que se van a unir. En adición, el proceso está regido por la siguiente normatividad.

- American Welding Society
- ASTM International
- ASME (Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos)
- API (Instituto Americano del Petróleo)

En virtud de lo anterior, la confiabilidad en un procedimiento de soldadura está basada en el correcto cumplimiento de tres formatos:

1. El registro de calificación de la habilidad del soldador o WPQR (Welder Performance Qualification Record).
2. Registro de la calificación del procedimiento o PQRC (Procedure Qualification Record).
3. Especificación del procedimiento de soldadura o WPS (Welding Procedure Specification).

A propósito de sus ventajas, se tiene que es un proceso económico, de unión permanente y se desarrolla en campo. Eso sí, requiere de personal calificado debido a que se deben tener en cuenta unos lineamientos de seguridad y la calidad de la unión depende de los parámetros y la habilidad del soldador. En realidad, la soldadura es utilizada en una amplia variedad de industrias, incluyendo la construcción, la fabricación de maquinaria, la aeronáutica y la industria automotriz, entre otras. La soldadura es una técnica de unión muy importante en la industria, ya que permite unir materiales de forma permanente y crear estructuras y componentes resistentes y duraderos.

#### **4.7.1 Proceso de Diseño para Soldadura.**

Cuando se emplean metales dúctiles en el diseño de estructuras de ingeniería, incluidas las soldaduras, la resistencia del diseño normalmente se basa en un análisis para asegurar que las tensiones aplicadas no la superen. Si se produce una falla por debajo del nivel de resistencia del diseño, se considera una falla frágil. Estas fallas pueden ser causadas por la presencia de discontinuidades o defectos en forma de grietas de tamaño crítico en la soldadura o el material base, que no afectan significativamente la distribución de tensiones nominales y a menudo se pasan por alto en el proceso de diseño.

Se utilizan técnicas de la mecánica de fractura para proteger el diseño contra los efectos de las discontinuidades en las soldaduras. A través de este análisis, se puede determinar el tamaño mínimo o crítico de un defecto similar a una fisura que podría iniciar la propagación inestable de grietas bajo tensión de tracción. Sin embargo, en elementos sujetos a cargas cíclicas, corrosión o ambas, pueden aparecer grietas en concentradores de esfuerzos que se consideran discontinuidades aceptables. Estas pequeñas grietas podrían crecer mediante extensiones estables de la fisura con cada aplicación de esfuerzo de tracción hasta alcanzar el tamaño crítico. Para estas condiciones, es esencial conocer la tasa de crecimiento de las grietas para establecer criterios de aceptación e inspecciones frecuentes.

En síntesis, las uniones soldadas a menudo contienen ciertas discontinuidades que pueden causar problemas en el diseño de sistemas mecánicos. Aunque se podría intentar diseñar juntas completamente libres de discontinuidades, esto no es realista, ya que depende de la habilidad del soldador. Por lo tanto, se debe establecer un límite razonable. La idea finalmente es determinar qué tipos y niveles de discontinuidades son aceptables y diseñar en consecuencia. [26].

#### **4.8. Metodología de Diseño.**

A continuación, se describe brevemente la metodología de diseño mecánico que se considera para el desarrollo del proyecto. De acuerdo con Ullman [27], el proceso de diseño es la organización y gestión de las personas y la información que desarrollan en la evolución de un producto. Adicionalmente, se

establece que es un proceso de una o más soluciones satisfactorias de problemas y, que transforma dicho problema mal definido en un producto final.

Este proceso consta de una serie de fases que se basan en el ciclo de vida del producto. Sin embargo, para el desarrollo de este proyecto, se tienen en cuenta únicamente los pasos de la primera fase: identificar la necesidad, planificar el proceso de diseño, generar los requerimientos de ingeniería, desarrollar el diseño conceptual y, finalmente, el diseño de detalle. Lo anterior se expone en el siguiente esquema [Fig. 19].

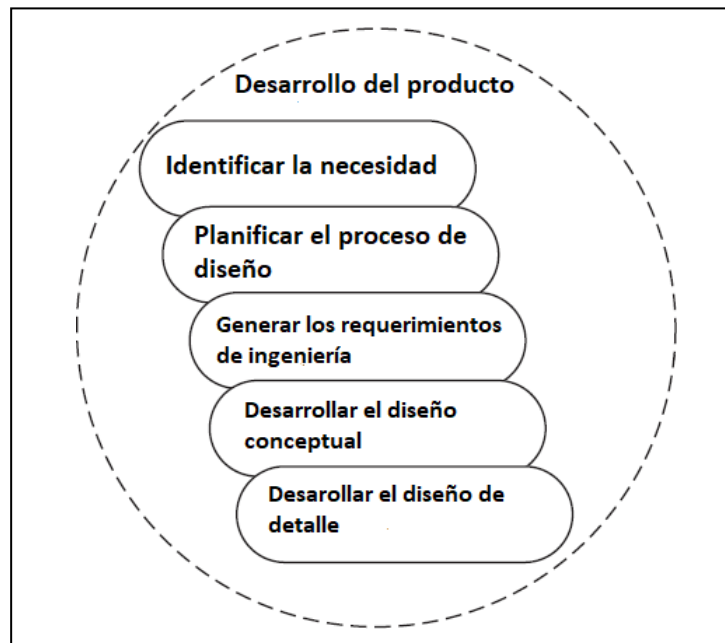


Fig. 19 - Primera fase del ciclo de vida del producto según el proceso de diseño de Ullman [27].

Para complementar, esta metodología basa su éxito en el costo de diseño, esfuerzo, costo final del producto, calidad y el tiempo invertido en el proyecto.

#### **4.9. Método por Elementos Finitos (MEF).**

Debido a que solo se realizara el diseño de la máquina de ensayos de impacto, la validación de este por medios computacionales se vuelve de vital importancia para el desarrollo del proyecto, por lo que se puede utilizar el método de elementos finitos que de acuerdo con Reddy [28], el método por elementos finitos (MEF) es una técnica matemática y computacional que fue introducida en la década de 1950. Es utilizada para encontrar una solución aproximada a un problema complejo de ingeniería y ciencia para convertirlo en uno más simple y manejable. De este modo, consiste en dividir el problema en fracciones más pequeñas o discretas denominadas elementos. Cada parte es representada mediante una serie de ecuaciones matemáticas que, con base a determinados principios físicos, describen el comportamiento mecánico del sistema analizado. Entonces, la combinación de los elementos constituye la solución global del problema.

Dicho método involucra la simulación de la distribución de fuerzas, deformaciones y temperaturas en materiales y estructuras. Entrando en detalle, el MEF se basa en la teoría de la elasticidad y su técnica se basa en la discretización de un dominio continuo en una malla (la cual puede ser fina o gruesa) de elementos finitos interconectados, donde las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento de un material se resuelven de forma simultánea y en cada uno de los elementos de la malla.

Ahora bien, el método por elementos finitos es utilizado en muchos campos de la ingeniería, verbigracia: la mecánica estructural, mecánica de fluidos, transferencia de calor, dinámica de estructuras, acústica, electromagnetismo, análisis de fallas, predicción de propagación de grietas, entre otros. Como ejemplos concretos tenemos la posibilidad de simular estructuras de acero, puentes, aeronaves, flujo de líquidos y gases en tuberías, automóviles, sistemas de refrigeración - calefacción y maquinaria pesada.

Finalmente, se considera que la mayor desventaja del MEF es su elevado costo en términos de tiempo de análisis, pericia y capacidad de cómputo. Aun así, el uso de este método es de gran importancia en la ingeniería para optimizar diseños y predecir el rendimiento de productos antes de su fabricación, lo cual lleva a una mejora en la precisión y confiabilidad de las soluciones a problemas complejos.

#### **4.9.1. Teoría de la Elasticidad.**

Ante todo, convendría destacar que la comprensión del proyecto es fundamental para su desarrollo, por lo que resulta esencial conocer la teoría en la que se basa el MEF, tal como se mencionó previamente. Según Cauchy [29], la teoría de la elasticidad describe el comportamiento elástico de sólidos continuos. Es una teoría fundamental en la mecánica de materiales que se basa en la hipótesis de que los sólidos tienen una respuesta elástica lineal. Es decir, que el esfuerzo y la deformación de un material son proporcionales dentro de su rango elástico.

A su vez, Timoshenko y Goodier [29] plantean una extensión de esta teoría en la que se enfocan en la deformación de vigas y placas delgadas. Se basa en la conjetura de que el plano de sección transversal permanece plano después de la deformación. Esto significa que carece de cambio en la geometría transversal durante la alteración del elemento. La teoría incluye el efecto del esfuerzo cortante (es una consecuencia de la ley de Hooke, que establece que el esfuerzo y la deformación son directamente proporcionales) en la deformación de estos materiales y utiliza ecuaciones diferenciales parciales para describir su comportamiento elástico, lo cual permite una mejor comprensión de la distribución del esfuerzo y la deformación dentro del material. En términos generales, esta teoría es esencial en el diseño y análisis de estructuras compuestas por elementos delgados y tiene aplicaciones en diversos campos de la ingeniería y la física.

#### **4.10. Antecedentes del Proyecto.**

En los antecedentes del proyecto se indican algunos de los trabajos que se efectuaron con relación al Diseño de una Máquina de Ensayos de Impactos Mecánicos y que brindan información útil para el desarrollo del proyecto. Más aún, se expone una corta descripción del funcionamiento de cada antecedente y se presenta su diseño.

#### 4.10.1. Tinius Olsen Modelo IT504.

El diseño IT504 corresponde al de una máquina de ensayos de impactos mecánicos para materiales plásticos desarrollada por la empresa Tinius Olsen. Este modelo funciona tanto para ensayos tipo Izod como para ensayos de tipo Charpy. De acuerdo con lo anterior, las normas empleadas para esta máquina son la ASTM-D256/ISO 180 y la ASTM-D6110/ISO 179 para Izod y Charpy, respectivamente. Además, emplea un mecanismo de péndulo bifurcado o también denominado péndulo de arco sectorial. Lo anterior con el propósito de mejorar la rigidez del sistema en la dirección del impacto y, como consta de un diseño aerodinámico, ayuda a reducir la fricción con el aire y evita las pérdidas de energía. Por otro lado, al sistema se le puede incorporar diferentes pesos sin necesidad de modificar toda la máquina, logrando así aumentar la energía pendular. Respecto a la capacidad de ajuste de pesas, se destaca que puede empezar con un incremento (sin tener en cuenta el peso predeterminado del péndulo) de: 2,4,8 y 16 lb-pie. En la [Fig. 20] se presenta una ilustración de este modelo [30].

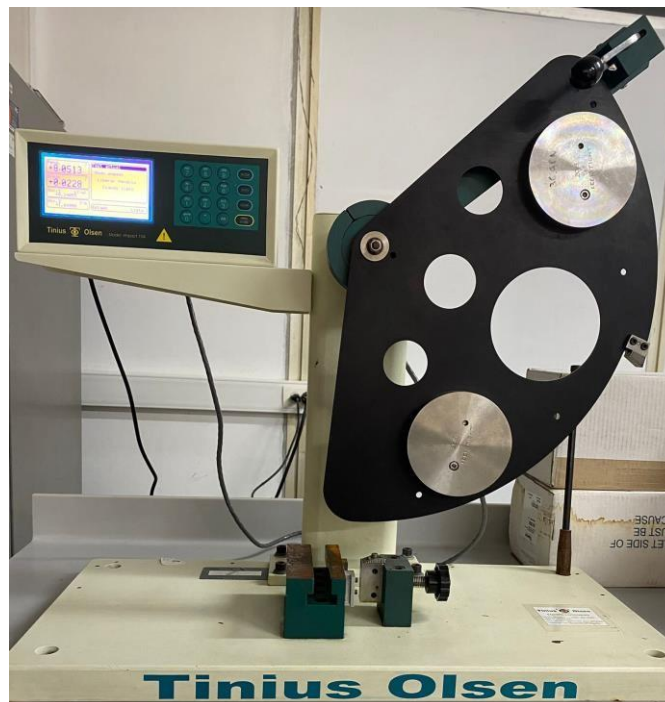


Fig. 20 - Máquina de ensayos de impactos mecánicos (Modelo Tinius Olsen IT504).

El funcionamiento de esta máquina consta de medir la energía sobrante del péndulo después de romper la probeta en el impacto. Luego esta energía, por medio de relaciones y cálculos matemáticos, es traducida en fuerza de impacto o resistencia al impacto. Adicionalmente, es posible utilizar este modelo simplemente visualizando los datos en la pantalla digital que se observa en la [Fig. 20] o se puede conectar al software Horizon para exportar una configuración determinada y la información necesaria para replicar el ensayo en otro lugar deseado [30].

Para cambiar entre la configuración Charpy e Izod se debe adicionar o remover los yunques del bloque de ranura en T ubicados en la base del sistema y cambiar los ajustes en la pantalla para realizar la

medición correcta de los datos. Por último, el modelo IT504 cuenta con un punto de liberación de probeta ajustable en la parte inferior que permite modificar la altura de caída y el punto desde donde el péndulo va a impactar para así lograr variar la energía o la velocidad con la que cae el sistema pendular [30].

#### **4.10.2. Diseño e Implementación de una Interfaz de Usuario para la Instrumentación del Péndulo de Impacto Zwick 5102 para la Caracterización Mecánica de Materiales Poliméricos.**

Campo y Rincón [16] exponen el proceso de diseño e implementación de una interfaz de usuario para un péndulo de impacto. Lo anterior permitiendo obtener los valores de resistencia de impacto y energía en diferentes pruebas como Charpy, Izod y tracción de impacto. Asimismo, obteniendo desviaciones estándar para la resistencia al impacto en un rango de 0,004 a 0,133 ft·lbf/in y un error máximo del 3,5 % para ensayos tipo Izod. Los cuales son valores aceptables con base a la norma de estandarización para ensayos de impacto ASTM D256. [16]. Por tal motivo, se analiza que es un referente para un posible desarrollo del sistema de control de la máquina de impacto.

Implementaron un diseño electrónico y una interfaz gráfica la cual permite capturar, procesar y obtener los diferentes resultados de energía y resistencia de impacto de materiales poliméricos. En ese marco, usaron técnicas de moldeo para la fabricación de las probetas, una fuente de alimentación (5V DC y 12V DC), emplearon un sensor de temperatura LM35 que brinda una precisión importante, con un error típico menor a 1°C cuando se calibra a 25°C en un rango de 100°C y otros elementos clave para el desarrollo de la electrónica de la máquina.

Tal y como en el modelo Tinius Olsen IT504, el funcionamiento de la máquina consta en liberar desde una altura específica un péndulo pesado, quien, debido a su masa y a la fuerza gravitacional, rompe una probeta ubicada en los soportes de la base del sistema. Con respecto al ángulo inicial de caída del péndulo debe estar relacionado con la velocidad del sistema en el momento del golpe y del punto de contacto con la probeta. Lo anterior, teniendo en cuenta la norma ASTM D256 que describe los ensayos de impacto mecánico tipo Izod para plásticos.

Adicionalmente, esta norma estipula que la velocidad del péndulo en el momento del impacto debe estar entre 3 m/s y 6 m/s [16]. En la [Fig. 21] se ilustra el diseño para este modelo.



Fig. 21 - Máquina de ensayos de impactos mecánicos (Modelo Zwick 5102) [16].

Por último, se presenta la Tabla 7 en la que se destacan las principales características de funcionamiento del modelo Zwick 5102 [16].

Tabla 7 - Características principales de funcionamiento del modelo Zwick 5102 [16].

Modelo Zwick 5102			
Rango de aplicación	Ángulo de deflexión	Longitud del péndulo	Velocidad de impacto
Hasta 0,5 J	160°	225 mm	2,93 m/s

#### 4.10.3. Diseño de Dispositivo de Prueba para Validación de Sincronización entre Cámara de Alta Velocidad y Máquina de Prueba de Caída de Peso (Modelo Amsler HIT230F).

Pospisilik, Mizera, Manas, Hilova y Pleva [31] describen la metodología de diseño para validar la información obtenida del ensayo por caída libre mediante la sincronización de cámaras de alta velocidad. Lo anterior les permitía obtener una mejor calidad de video y observación del comportamiento de las muestras sometidas a este ensayo de impacto.

Plantean que una máquina de ensayos de impacto por caída libre se emplea para determinar algunas propiedades mecánicas de distintos materiales mediante la evaluación macro y microscópica de grietas

que se originan en las probetas luego de realizar la prueba. Sin embargo, establecen que la implementación de un sistema que ayude a observar en mayor detalle el movimiento de caída brinda información más precisa acerca de parámetros de la máquina tales como la fuerza de impacto y la deflexión de la muestra.

Para la realización de este sistema, se empleó la máquina de ensayos de impacto por caída libre modelo Amsler HIT230F desarrollada por ZwickRoell [32]. Por tanto, se selecciona este antecedente a manera de estudio en relación con su configuración y dimensiones para el desarrollo del diseño de este proyecto. Se presenta la [Fig. 22] en la que se ilustra el modelo con su respectivo esquema.

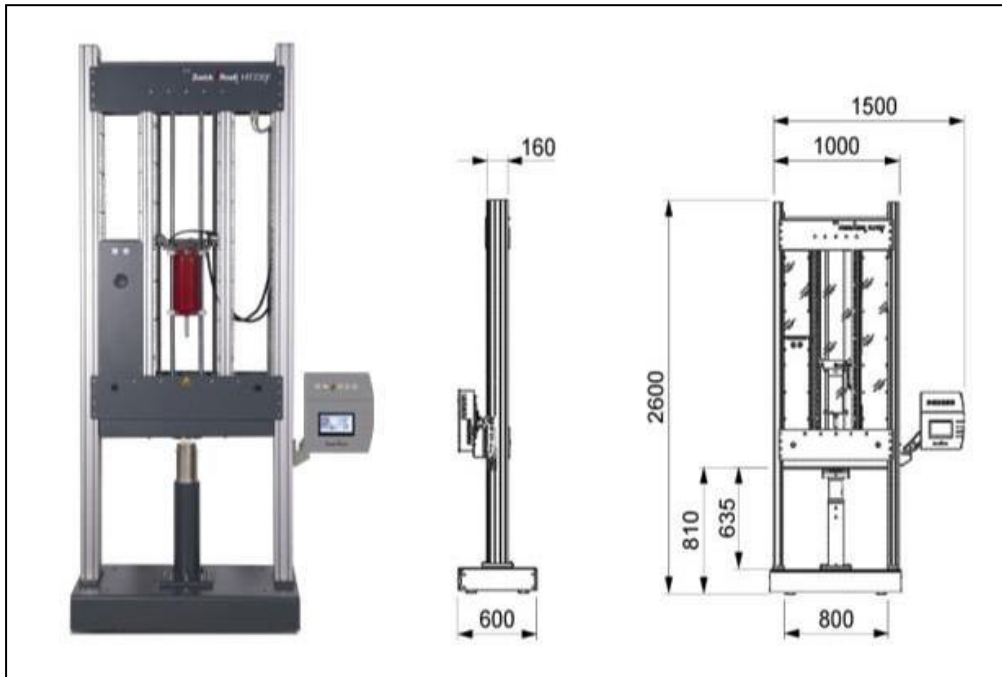


Fig. 22 - Máquina de ensayos de impactos mecánicos (Modelo Amsler HIT230F) [32].

Este modelo está regido bajo las normas ISO 6603-02 y ASTM D3763. Además, está especialmente diseñado para pruebas de punción multiaxial en materiales plásticos. Agregando a lo anterior, se presenta la Tabla 8 en la que está consignada la información técnica de la máquina.

Tabla 8 - Información técnica del modelo Amsler HIT230F [32].

<b>Modelo Amsler HIT230F</b>	
<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
Velocidad de impacto máxima	4,4 m/s
Velocidad de impacto mínima	1,5 m/s
Peso de caída	23,5 kg
Energía potencial máxima	230 J
Energía potencial mínima	25,4 J
Altura de caída máxima	1000 mm
Altura de caída mínima	110 mm
Espesor máximo de la probeta	10 mm

#### 4.10.4. Instrong MPX Series.

Las Instrong MPX series son péndulos motorizados para pruebas de impacto con preferencia a materiales metálicos estos modelos funcionan bajo estándares Charpy e Izod, están disponibles en capacidades desde 300 a 900 Joules. Cuenta con el software Bluehill Impact que permite, precargar métodos de ensayo, reportes enriquecidos y exportación de información. El péndulo se encuentra en un ambiente cerrado que permite realizar pruebas de probetas no expuestas al medio ambiente. La masa del martillo se puede intercambiar para graduar sin remover el martillo, cuenta con un sistema motorizado de retorno, cuenta también con altura graduable para ajustar el sistema a diferentes velocidades y niveles de energía y trabaja bajo los estándares ASTM E23 y ISO 148 [33]. las especificaciones de la máquina se pueden observar en la Tabla 9.

Tabla 9 - Especificaciones del modelo Instrong MPX [24].

Energía de impacto (J)	Ángulo de inicio (ajustable)	Longitud del péndulo (mm)	Velocidad máxima (m/s)	Dimensiones del sistema (mm)	Peso neto (kg)	Energía
300 - 900	150°	762	5,3	L: 2200 h: 1117 w: 1190	1293	230 VAC 1 fase 50/60 Hz 15 A

Cabe resaltar que, en este diseño, el desarrollo electrónico es significativamente mayor en comparación con los otros modelos mencionados anteriormente dado que su estructura permite unas condiciones de funcionamiento más controladas y las partes mecánicas están accionadas a partir de componentes electromecánicos. A continuación, se presenta en la [Fig. 23] una ilustración de esta máquina en donde se puede observar el sistema pendular con su respectiva interfaz de visualización.



Fig. 23 - Máquina de ensayos de impactos mecánicos (Modelo Instron MPX) [33].

#### **4.10.5. Diseño y Construcción de Máquina para Prueba de Impacto tipo Charpy.**

El objetivo de este proyecto fue diseñar y construir una máquina de pruebas de impacto tipo Charpy de fácil manejo, poco mantenimiento y que además utilizara materiales disponibles en el mercado nacional para su construcción, permitiendo que sus costos de fabricación sean bajos [34]. En el trabajo se describe todo el proceso de diseño, cálculos y el paso a paso seguido para su construcción, esto permite evaluar y comparar el proceso que se debe llevar a cabo para el diseño y a su vez presenta detalladamente todos los mecanismos básicos necesarios por lo que es una fuente de inspiración para el proceso de diseño que se debe realizar. En la [Fig. 24] se presenta una ilustración de esta máquina.



Fig. 24 - Modelo de máquina de pruebas de impactos mecánicos elaborado por L. Domínguez [25].

Por último, en la [Fig. 25] se puede evidenciar el esquema del sistema de sujeción de la máquina para pruebas de impacto el cual es de especial interés para el desarrollo del proyecto. De este diseño se evidencia un sistema completamente mecánico con algunos pines de sujeción, discos y palancas que permiten la liberación del péndulo de forma manual.

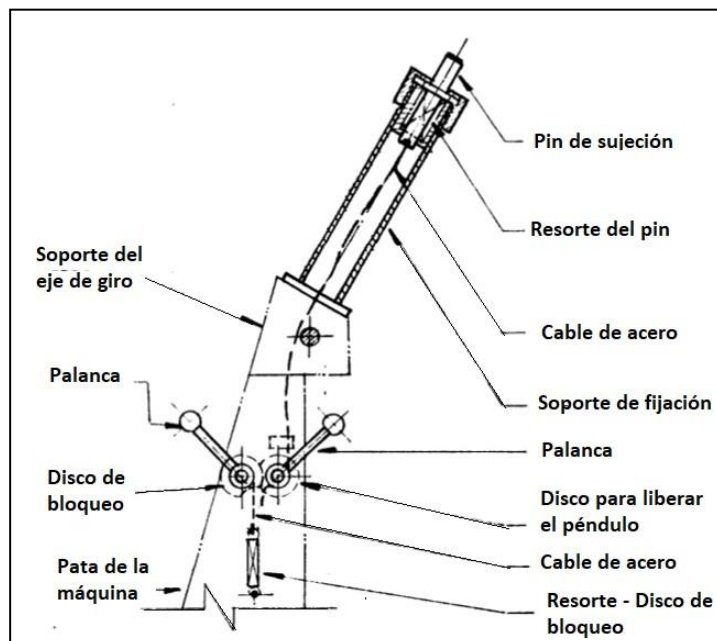


Fig. 25 - Esquema de sistema de fijación de máquina de pruebas de impactos mecánicos [34].

#### 4.10.6. Diseño de Péndulo de Impacto tipo Charpy para Evaluar la Tenacidad de Materiales Metálicos en Laboratorio de Materiales.

El objetivo de este proyecto fue el planteamiento del diseño de una máquina de impacto tipo Charpy para el laboratorio de materiales de la universidad Javeriana Cali. Este diseño se realizó para poder caracterizar materiales metálicos y tiene un objetivo muy similar al de este proyecto, por lo que se pueden extraer características y conceptos relevantes para complementarlo. Al mismo tiempo se tiene en cuenta de que el documento fue realizado por estudiantes de ingeniería industrial. Esto implica que el proceso de diseño tenga otro enfoque, metodología y una estructuración del documento diferente

Arias y Nakata [35] siguieron la normativa ASTM E23 – 15 e investigaron los materiales metálicos mayormente empleados en la región, definiendo así la cantidad de energía requerida para el diseño de la máquina. Además, compararon costos de materiales y máquinas según referencias comerciales y diseñaron piezas de acuerdo con la función que cumplen en el sistema. De manera simultánea, realizaron un modelado computacional el cual se ve representado en la [Fig. 25] y la Tabla 10 presenta la descripción de cada pieza de acuerdo con su numeración.

Tabla 10 - Lista de piezas del plano de montaje de la máquina de ensayos de impacto tipo Charpy de Arias y Nakata.

Número de pieza	Descripción
1	Martillo
2	Impactador
3	Brazo
4	Eje de rotación
5	Rodamiento SEALMASTER SF – 32
6	Columnas de soporte vertical
7	Sistema de arrastre
8	Agujas indicadoras
9	Tablero de dial
10	Tapas de soporte de rodamientos
11	Rodamiento SEALMASTER SF – 24
12	Eje de freno
13	Ganchos de sujeción
14	Sistema de seguridad del freno
15	Palanca de accionamiento
16	Pin de seguridad en forma de bastón
17	Yunques
18	Soportes de la muestra

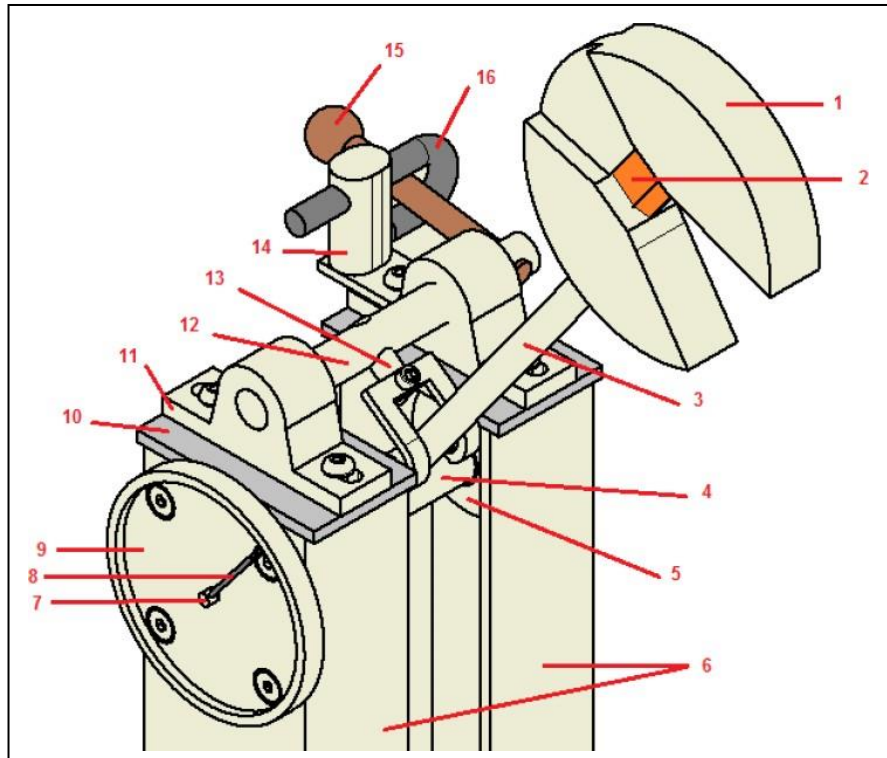


Fig. 26 - Plano de montaje de la máquina de ensayos de impacto tipo Charpy (Arias y Nakata) [35].

## 5. Metodología.

Con base en la información recolectada en el marco teórico, se presenta la metodología que incluye la descripción de las actividades que se realizaron para lograr los objetivos específicos. Adicionalmente, es importante destacar que en el desarrollo de la metodología del diseño se incluyó la explicación detallada del cómo se obtuvieron las restricciones del diseño, las especificaciones, el diseño conceptual y el diseño en detalle del proyecto.

### 5.1. Delimitación de las Restricciones y Requerimientos del Diseño.

En esta sección se expone el desarrollo de las actividades preliminares del diseño en las que se incluye una revisión bibliográfica de diferentes materiales, encuestas, entrevistas y la selección de los ensayos de impacto mecánico que se emplearán. El objetivo de describir dichas actividades es dar claridad al proceso realizado para la obtención de las restricciones de diseño, las cuales se encuentran registradas en la sección de resultados.

#### 5.1.1. Establecimiento de los Intervalos de Resistencia al Impacto.

Para establecer los intervalos de resistencia al impacto que se medirán con la máquina a diseñar, se realizó una búsqueda en la literatura con el fin de establecer cuáles son algunos de los polímeros más comúnmente empleados en la industria. En la Tabla 31 del Anexo I se presentan dichos polímeros, la unidad repetitiva que los conforma y algunas de sus aplicaciones. Lo expuesto previamente se desarrolló con el objetivo de analizar y establecer los valores operacionales de la máquina.

Una vez definidos los polímeros más comunes, se realizó la búsqueda de los valores de resistencia al impacto de algunos polímeros. Esto se puede evidenciar en la Tabla 11, que contiene además los intervalos de resistencia al impacto según la temperatura a la cual se ensaya el material y si la probeta presenta muesca o no.

Tabla 11 - Valores de resistencia al impacto de polímeros comunes [36].

Polímero	Temperatura °C	Resistencia al impacto [kJ/m <sup>2</sup> ]	
		Con muesca	Sin muesca
ABS	23	[7,9 – 63]	[108 – 130]
	- 30	[5,44 – 12,1]	[66,7 – 80]
HDPE	23	[6,14 – 18,6]	[590 – 600]
	- 30	[3,33 – 16,3]	[590 – 600]
LDPE	23	[590 – 600]	[590 – 600]
	- 30	[590 – 600]	[590 – 600]
LLDPE	23	[590 – 600]	[590 – 600]
	- 30	[590 – 600]	[590 – 600]
PP Homopolímero	23	[3,06 – 4,78]	[71,6 – 85,9]
	- 30	[1,91 – 2,64]	[18,6 – 19,9]
PP Copolímero de impacto	23	[6,95 – 12,4]	[590 – 600]
	- 30	[4,05 – 5,8]	[590 – 600]
PS Cristal	23	[2,86 – 3,15]	[8,6 – 14,9]
	- 30	[1,9 – 2,1]	[3,87 – 4,27]
PA 6,6	23	[10,8 – 20,9]	[590 – 600]
	- 30	[3,29 – 7,16]	[590 – 600]
PLA	23	[1,3 – 2,8]	[16 – 25]
PET	23	[6,19 – 6,83]	[590 – 600]

Como se puede observar en la Tabla 11, los valores de resistencia al impacto varían dependiendo de la temperatura del material. Por tal motivo, se consultó la norma ISO- 291 (Plastics - Standard Atmospheres for Conditioning and Testing) [37] y se encontró la Tabla 12 en la que se especifican las condiciones estándar a las que los polímeros son expuestos.

Tabla 12 - Atmósfera estándar para probetas de materiales poliméricos [22].

Símbolo para atmósfera estándar	Temperatura del aire °C	Humedad relativa (RH) %	Consideraciones *
23/50	23	50	Para países no tropicales
27/65	27	65	Para países tropicales
*Al obtener datos comparativos para polímeros, ej: bases de datos, se deberá usar una atmósfera de 23/50			

Se realiza la aclaración que los valores de la Tabla 12 se aplican a altitudes normales con una presión

atmosférica entre 86 kPa y 106 kPa y una velocidad de circulación del aire  $\leq 1$  m/s. Finalmente, se tiene la Tabla 13 en la que se consignan los diferentes niveles de tolerancia para la temperatura y humedad relativa.

Tabla 13 - Clases de atmósferas estándar correspondiente a diferentes desviaciones permitidas [38].

Clase	Desviaciones permitidas en temperatura °C	Desviaciones permitidas en humedad relativa (RH) %	
		23/50	27/65
1	± 1	± 5	± 5
2	± 2	± 10	± 10

### 5.1.2. Definición de los Tipos de Ensayos de Impacto de la Máquina.

Para comenzar, es importante hacer énfasis en que esta definición se realizó con base en los valores de energía determinados anteriormente para el funcionamiento de la máquina. Para esto, se estudiaron las dimensiones de la probeta debido a que la energía de fractura varía con base al área transversal de la misma. Según la norma ISO 179-1 (Plastics – Determination of Charpy Impact Properties), la resistencia al impacto para polímeros está expresada en kilojoule por metro cuadrado [kJ/m<sup>2</sup>]. Por otro lado, la mayoría de las máquinas de ensayos de impacto mecánico expresan sus intervalos de operación en joules [J]. Por lo tanto, se debe considerar dicha área de la probeta dependiendo del material de trabajo para realizar el cálculo correspondiente [22]. En adición, se recurre a la norma ASTM D256 - 97 (Standard Test Methods for Determining the Izod Pendulum Impact Resistance of Plastics) para elaborar la Tabla 14 en la que se encuentran las dimensiones aproximadas para una probeta de material plástico [38].

Tabla 14 - Dimensiones para probeta de plástico estándar en ensayos de impacto mecánico [38].

Dimensiones de probeta de material plástico			
L (mm)	w (mm)	Área transversal (mm <sup>2</sup> )	Área transversal (m <sup>2</sup> )
63	5	315	0,0003

Conforme se detalló previamente, se realizó el cálculo aproximado de la energía necesaria para realizar el ensayo de impacto para todos los polímeros de la Tabla 31 en el Anexo I. Al analizar los datos, se observó que la mayoría de los polímeros presentan valores de energía bajos, a excepción del LDPE y el LLDPE. Por ende, se decidió realizar el diseño sin considerar estos dos últimos materiales, ya que se vería afectada la precisión de los resultados por la sensibilidad del sistema de medición al tener una diferencia tan significativa respecto a la energía de impacto requerida para fracturar los otros polímeros. En función de esto, se expone el valor mínimo y máximo de energía requerida por la máquina en la Tabla 15.

Tabla 15 - Valores de energía requeridos para los polímeros más comúnmente empleados en la industria.

<b>Valor</b>	<b>Resistencia al impacto [kJ/m<sup>2</sup>]</b>	<b>Energía [J]</b>
<b>Mínimo</b>	1,30	0,41
<b>Máximo</b>	63,00	19,85

Acerca de la capacidad máxima de la máquina, es esencial sopesar que, según la norma ASTM E23-16b, el límite superior del rango utilizable de la máquina es igual al 80 % de la capacidad de la máquina. En consecuencia, si el máximo valor de energía que se medirá es de aproximadamente 20 J para la probeta con mayor resistencia al impacto, la máquina debería de tener una capacidad de 25 J. No obstante, la capacidad mínima de la máquina se establece a partir de la resolución de la escala o dispositivo de lectura. Este límite inferior es igual a 25 veces la resolución de la escala. Por esa razón se definirá al seleccionar la escala en la etapa final del diseño [18].

A partir de lo ya mencionado, se llevó a cabo una búsqueda de mecanismos existentes que satisficieran los valores de resistencia al impacto y energía consignados con anterioridad. Se encontró que el péndulo de arco sectorial [30] es una opción viable ya que su capacidad de funcionamiento va desde los 2 J hasta los 25 J, lo cual está justo en el rango de energía requerido. Respecto a lo anterior, el concepto de poder incorporar peso puede resultar útil para alcanzar valores más altos de energía.

Luego, al analizar el uso de péndulos convencionales en máquinas de ensayos de impacto tipo Charpy e Izod, se evidenció que la longitud del brazo del péndulo y su respectivo peso son los factores determinantes para lograr aumentar la energía de impacto. Por ello, el modelo Zwick 5102 [16] no es adecuado, ya que la longitud del péndulo es de tan solo 225 mm y su rango de aplicación va hasta los 0,5 J.

Finalmente, el modelo Instron MPX [33] puede ser empleado tanto para ensayos tipo Charpy como Izod. Sin embargo, tiene gran capacidad (desde los 300 a los 900 J) y posee una longitud de 0,76 m. Además, esta configuración excede el límite de peso indicado en las restricciones de diseño. A causa de esto, se debe diseñar un mecanismo pendular que contenga un balance peso-longitud para así cumplir con el intervalo de funcionamiento.

### **5.1.3. Identificación de las Restricciones y Requerimientos de Diseño, Espacio, Uso y Funcionalidad.**

Con el objetivo de definir algunas de las restricciones de diseño de la máquina, se realizaron cinco entrevistas y una encuesta a seis personas, entre profesores y laboratoristas con conocimiento técnico y práctico de la Pontificia Universidad Javeriana sede Cali.

En los Anexos IV y V se presentan las preguntas tanto de la encuesta como de las entrevistas realizadas. Para analizar los resultados de las encuestas, se realizó un gráfico de araña en el cual se pueden identificar las características más relevantes respecto al diseño de la máquina según las personas entrevistadas. Obteniendo así calificaciones entre 1 y 5, siendo 5 la calificación más alta y 1 la más baja.

Por medio del gráfico y su respectiva calificación, se logró una visión general de las funcionalidades y características del diseño a las que se deben prestar mayor atención.

El objetivo principal de las encuestas es dejar en evidencia los datos cuantitativos de las características principales que se deben tener en cuenta en el proceso de diseño. Con ello se espera poder generar un primer acotamiento del proyecto con base a las respuestas dadas por personas con experiencia en el tema del diseño de piezas, máquinas y sistemas, o que se encuentran directamente relacionadas con el proyecto. Por otro lado, las entrevistas están enfocadas en brindar información para complementar el proyecto, evidenciando características adicionales para considerar, o correcciones a los conceptos e ideas obtenidas mediante la búsqueda bibliográfica. Este método de recolección de información busca expandir la visión del proyecto en lugar de acotarla como el mecanismo anterior.

## 5.2. Diseño Conceptual Mediante la Designación de las Subfunciones de la Máquina.

El diseño conceptual se realizó utilizando la técnica de descomposición funcional descrita por Ullman, que consiste en descomponer el problema en términos del flujo de energía, materiales e información [27] Esta técnica consiste en definir la función general de la máquina, y luego descomponer esta función en las subfunciones necesarias para realizar dicha función. Esto permite entender el completo funcionamiento de los sistemas que componen la máquina y así desarrollar el diseño conceptual.

### 5.2.1. Función General de la Máquina de Ensayos de Impacto Mecánico.

El punto de partida es entender la función general del sistema con base a las normas que describen el ensayo. Para ello, se realizó un diagrama de flujo con entradas y salidas del sistema que se presenta en la Fig. 27.

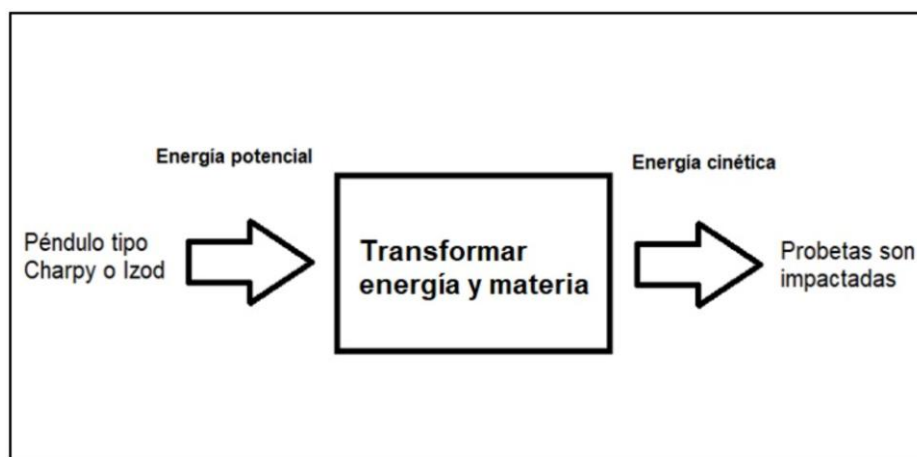


Fig. 27 - Función de nivel superior para la máquina de ensayos de impacto mecánico.

Como se puede observar, la entrada del flujo es el péndulo. Luego, al estar ubicado desde cierta inclinación y altura inicial, toda su energía es potencial. La función de la máquina es la de ser capaz de transformar la energía de un péndulo en energía cinética que es absorbida por la probeta del material que se impacta y puede resultar en la fractura completa o no de la muestra.

### **5.2.2. Subfunciones de la Máquina de Ensayos de Impacto Mecánico.**

Una vez definida la función, esta se descompuso en subfunciones más específicas. Esto es útil para encontrar alternativas de diseño que puedan simplificar el problema, mejorar el entendimiento de los mecanismos y hallar componentes ya existentes y posiblemente comerciales que cumplan con la función requerida [27]. Con esto en mente, se presentan a continuación las subfunciones de la máquina.

#### **Subfunciones.**

- Sostener la muestra a ensayar.
- Impactar la muestra a ensayar.
- Variar la masa de impacto.
- Cambiar el tipo de ensayo entre Charpy e Izod.
- Brindar apoyo y estabilidad a la máquina.
- Liberar el péndulo desde una altura inicial.
- Cuidar la integridad del usuario y de las máquinas cercanas.
- Medir el ángulo final del péndulo.

### **5.3. Diseño de Detalle con Base a las Restricciones de Diseño.**

Para el diseño en detalle, se parte de las subfunciones descritas en el diseño conceptual y de la búsqueda de los factores que puedan delimitar el diseño. Ante todo, se planteó la posibilidad de implementar la máquina de ensayos en el Laboratorio de Materiales y Procesos Industriales. Para ello, se determinaron las dimensiones del espacio por medio de un medidor de distancia láser. Cabe resaltar que las máquinas de este laboratorio se encuentran instaladas sobre una losa de concreto de 15 cm de espesor y a una distancia de aproximadamente 0.8 m del suelo. Esta losa tiene a su vez una base de cemento que soporta unos 3000 Psi. Adicionalmente, se consultó con el personal de recursos físicos acerca del límite de batería (se refiere a los puntos de conexión donde los distintos sistemas o suministradores se integran dentro del proceso o sistema en cuestión) de este espacio.

A continuación, se describe la metodología para la realización del diseño en detalle. Con base en la definición de las restricciones y del análisis de las alternativas de diseño, se desarrollaron los cálculos con base a las teorías y principios físicos expuestos en el marco teórico. Acto seguido, se identificaron los materiales y los procesos de manufactura requeridos para su construcción. El siguiente aspecto fue validar dichos cálculos computacionalmente por el método de elementos finitos y ajustar el diseño de ser necesario. Por último, se evaluó la viabilidad del diseño partiendo de un análisis de los recursos y consideraciones que se necesitarían para su construcción: costos, disponibilidad de materiales y piezas comerciales, adecuación del espacio disponible y cumplimiento de las normas y parámetros de seguridad.

## 6. Resultados y Discusión.

En este segmento se detallan los resultados obtenidos a partir de las actividades realizadas y descritas en la sección de metodología. De igual modo, se exponen las implicaciones, cálculos y desarrollo del diseño conceptual y del diseño en detalle de la máquina de ensayos de impacto. Sumado a ello, se presentan las conclusiones que se han obtenido después de haber analizado el diseño y realizado la validación de los datos por medio de simulaciones computacionales. De esta manera permitiendo comprender el alcance, relevancia del proyecto y viabilidad de la construcción de la máquina de ensayos.

### 6.1. Definición de las Restricciones y Requerimientos de Diseño, Espacio, Uso y Funcionalidad.

Los resultados de las encuestas y entrevistas se exponen a continuación. Primeramente, se tiene el siguiente gráfico de araña [Fig. 28] en el cual se presentan las características más importantes según la información extraída de la encuesta realizada a seis personas. Estas son: la seguridad, usabilidad, apariencia, facilidad de limpieza y mantenimiento. Además, se deberán tener en cuenta durante el diseño de la máquina de ensayos de impacto.

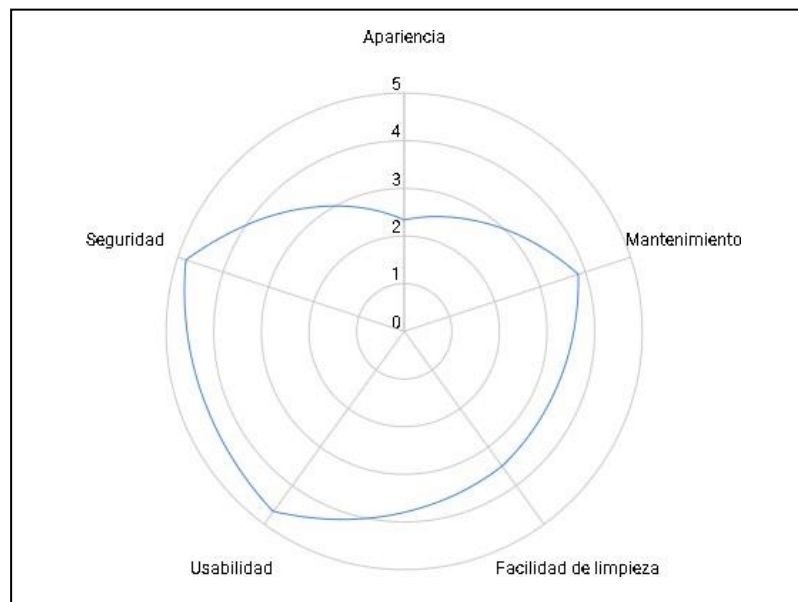


Fig. 28 - Gráfico de araña sobre las características del diseño según las personas entrevistadas.

Como se puede observar, los atributos que tuvieron una mayor puntuación son la seguridad y la usabilidad. Por lo tanto, se debe enfocar el diseño a que sea de fácil uso y que cuente con mecanismos que garanticen la seguridad del usuario.

Respecto a las preguntas cerradas realizadas se quería obtener información acerca de la opinión de los encuestados que cuentan con mayor experiencia en diseño. Se deseaba evaluar si lo más adecuado era realizar un diseño solo para materiales poliméricos o si también debía considerarse el ensayo en metales. De igual manera, se quería evidenciar si los encuestados consideraban la relevancia del diseño en el proceso investigativo y educativo de la comunidad. Además, se obtuvo la [Fig. 29] que muestra un

diagrama circular, donde el cincuenta por ciento de los encuestados respondieron que no considera relevante poder realizar las pruebas en metales sin tener en cuenta la normativa.



Fig. 29 - Diagrama circular obtenido a partir de encuesta de restricciones para el diseño de la máquina.

De lo anterior se plantea que lo más apropiado es centrarse en un diseño bien estructurado, siguiendo las normativas ISO y ASTM para polímeros. A su vez, todos los encuestados coinciden en que es importante al realizarse el diseño de la máquina, dejar como entregables los modelos CAD para posteriores modificaciones o mejoras. Se añade que la última pregunta de la encuesta arrojó que todos los encuestados coinciden en que el desarrollo del diseño e implementación de la máquina aporta al proceso educativo e investigativo de la comunidad universitaria. Asimismo, es primordial recalcar que no se encontró la utilidad de realizar un análisis estadístico de los datos obtenidos dado que el tamaño de la muestra tanto para la encuesta como para las entrevistas es muy bajo.

En lo referente a las entrevistas realizadas, se describe una síntesis de los datos obtenidos. Estas entrevistas se realizaron con un objetivo similar a las encuestas, basarse en la experiencia de otras personas. Sin embargo, no fueron hechas únicamente para hallar las restricciones del diseño sino para encontrar información que complementara la investigación y observar el problema de diseño desde una perspectiva distinta.

Principalmente, se resaltó la importancia de una buena ergonomía biométrica. Es decir, que la distancia entre el usuario, la máquina y el suelo, sea la más adecuada cuando se esté realizando el ensayo. Por otro lado, se mencionó que el diseño debería contar con un mecanismo de seguridad que proteja al usuario de los restos de material que pueden ser expulsados en varias direcciones luego del impacto a la probeta a su vez se debe restringir el acceso del usuario durante la realización de la prueba. Respecto al mantenimiento de la máquina se comentó que; si se usan pocas piezas, se diseñan mecanismos sin geometrías complejas, se realiza un ensamblaje sencillo, se emplean referencias comerciales y se le brinda una adecuada lubricación a la máquina, los costos se reducen sustancialmente. Además, hay que tener en cuenta un mantenimiento preventivo para evaluar el estado de las piezas sometidas al impacto y la lubricación de las piezas móviles para evitar posibles fallas o un desajuste en la máquina.

### **6.1.1. Lista de Restricciones del Diseño.**

Para finalizar, con base en toda la información obtenida anteriormente, se presenta una lista de las restricciones del diseño en cuanto al reporte de mediciones, dimensiones, peso y entorno. Adicional a esto, se deja en evidencia los tipos de ensayos que se van a emplear en el desarrollo del diseño.

#### **Restricciones del diseño.**

- Precisión de medición angular:  $\pm 1^\circ$
- Temperatura del entorno: [23 – 27] °C
- Peso máximo: 120 kg
- Límite de altura: 1,5 m
- Longitud máxima: 78 cm
- Ancho máximo: 1 m
- Materiales a ensayar: Polímeros comunes
- Rango de medición: 2,5 a 25J

En conclusión, con base a las restricciones y valores de resistencia al impacto establecidos y recomendaciones dadas por profesores y laboratoristas de la Pontificia Universidad Javeriana Cali, se definió que los ensayos de impacto mecánico bajo los cuales se diseña la máquina son Charpy e Izod.

### **6.2. Elaboración del Diseño Conceptual**

Continuando con el desarrollo, se presenta el diseño conceptual de la máquina de ensayos de impacto en la [Fig. 30]. La idea general se basaba en contar con dos estructuras que soportaran al eje en el que gira el péndulo, una base para soportar y fijar todo el sistema, una prensa para sostener las probetas y dos péndulos intercambiables: uno para el ensayo Charpy y el otro para Izod. Estos elementos debían tener la capacidad de poder agregarles o quitarles pesas y así aumentar la energía de impacto.

Este diseño cumple con cada una de las subfunciones definidas en la sección 5.2.2. A continuación se presentan los subsistemas definidos y las subfunciones que cumple cada uno.

Subsistema de soporte: Brindar apoyo y estabilidad a la máquina.

Subsistema de portamuestras: Sostener la muestra a ensayar.

Subsistema pendular Charpy e Izod: Impactar la muestra a ensayar, cambiar el tipo de ensayo entre Charpy e Izod y variar la masa de impacto.

Subsistema de liberación: Liberar el péndulo desde una altura inicial.

Subsistema de seguridad: Cuidar la integridad del usuario y de las máquinas cercanas.

Subsistema de medición: Medir el ángulo final del péndulo.

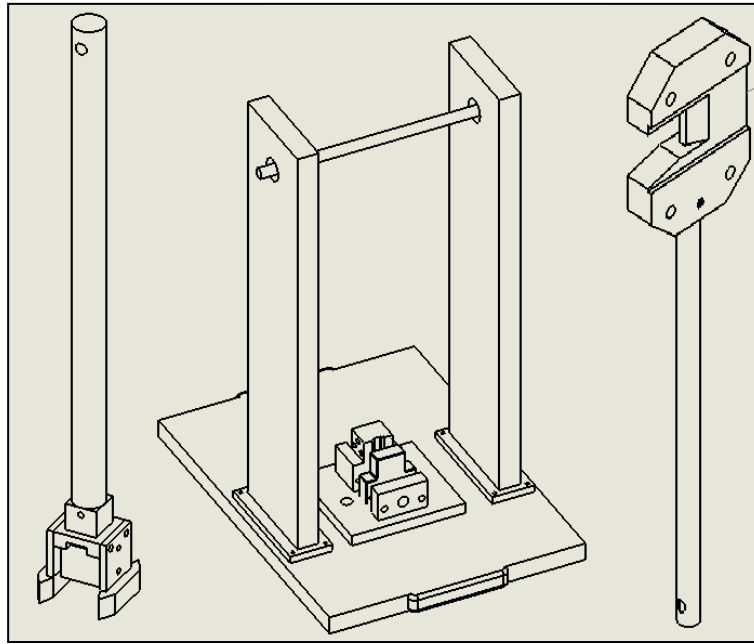


Fig. 30 - Diseño conceptual de la máquina de ensayos de impacto mecánico.

### **6.3. Selección de Materiales y Determinación de las Dimensiones de la Máquina.**

Se realizó la selección de materiales y los cálculos determinar las dimensiones correctas de cada pieza. Cabe destacar que, para la realización del desarrollo matemático y físico del diseño de la máquina para cada tipo de ensayo, se tuvieron en cuenta los lineamientos de las normas ASTM E23-16b y ASTM D256-97.

#### **6.3.1. Selección de Materiales.**

La selección de materiales es una de las decisiones más críticas que se toman en el diseño mecánico. La elección de un material adecuado es esencial para garantizar que una pieza o componente tenga las propiedades mecánicas necesarias para soportar las cargas y fuerzas que se le aplicarán en su uso. Esta selección también puede afectar la fabricación, el costo, la vida útil y el rendimiento del producto final. En esta sección, se exploró el proceso de selección de materiales en el diseño mecánico, en relación con: la aplicación específica para la cual se empleará el material, las propiedades mecánicas de los materiales y la disponibilidad en el mercado de estos.

En el diseño mecánico, la selección de los materiales puede aplicarse tanto antes como después de los cálculos, dependiendo del enfoque y de la complejidad del diseño. En algunos casos, puede primero tenerse en mente un material específico que se desea utilizar para el diseño, ya sea por su apariencia, resistencia, durabilidad, disponibilidad u otras propiedades. Por otro lado, se puede realizar primero los cálculos para determinar las cargas y las tensiones en las diferentes partes del diseño, y luego seleccionar el material que mejor se adapte a esas necesidades. Para este proyecto se realizó un enfoque mixto: la selección del material (de acuerdo con sus características, costo, maquinabilidad y recomendaciones según las normativas, profesionales y expertos) ocurre antes del desarrollo matemático y los cálculos se realizan para asegurarse de que el material elegido sea adecuado para el diseño en términos de sus propiedades y capacidades.

La terna de materiales seleccionados para la mayor parte de la estructura del diseño consistió en: acero al carbono 1020 laminado en frío (CR), acero al carbono 1045 estirado en frío (CD) y hierro fundido gris A48 Clase 40. Además, se escogieron dos polímeros (polipropileno y el PMMA, o también conocido como acrílico) para complementar algunos sistemas que no requieren de gran resistencia. Para las uniones atornilladas se recomendó el uso de acero bajo al carbono, más este último material está sujeto a la disponibilidad comercial de las piezas.

Todo lo anterior fue realizado con el objetivo de ayudar a minimizar riesgos estructurales y evitar la corrosión galvánica. Este es un proceso electroquímico que se produce cuando dos metales de diferente composición están en contacto directo en presencia de un electrolito. Por ejemplo, agua salada, soluciones de limpieza y fluidos corporales [39]. La corrosión galvánica es un factor importante por considerar dado que, si se utilizan metales diferentes en la construcción de una pieza mecánica o estructura, la corrosión galvánica puede debilitar los materiales y afectar negativamente su rendimiento y durabilidad.

Para mayor detalle, la Tabla 32 en el Anexo I muestra todos los materiales que se utilizaron para el diseño de la máquina de ensayos de impacto mecánico con sus respectivas propiedades, procesos y tratamientos.

### 6.3.2. Cálculos para los Péndulos tipo Charpy e Izod.

La norma que rige los cálculos para este tipo de ensayo es la ASTM E23-16b, como se mencionó anteriormente. Cabe resaltar que los procedimientos aplican tanto para Charpy como para Izod (aunque su geometría no sea la misma y el péndulo Izod sea ligeramente más largo) ya que comparten el mismo peso. En adición, se tomó como referencia el desarrollo realizado por K. Nakata y D. Arias acerca del diseño de un péndulo tipo Charpy para materiales metálicos [35].

#### 6.3.2.1. Brazo del Péndulo (S).

En primer lugar, para definir el brazo del péndulo se tuvo en cuenta la restricción del límite de altura, la cual es aproximadamente 2.5 m. Además, su longitud debe ser tal que se cuente con una buena ergonomía para su manipulación, no debe ser excesiva por los costos de los materiales y necesita satisfacer la condición de la capacidad máxima de energía con la que puede impactar la máquina. Debido a estas restricciones y a las recomendaciones de diseño de la normativa ASTM D256 [20] se decidió escoger un largo para el brazo (S) de 0.4 m. Para una mejor comprensión de las variables implicadas, se presenta la [Fig. 31].

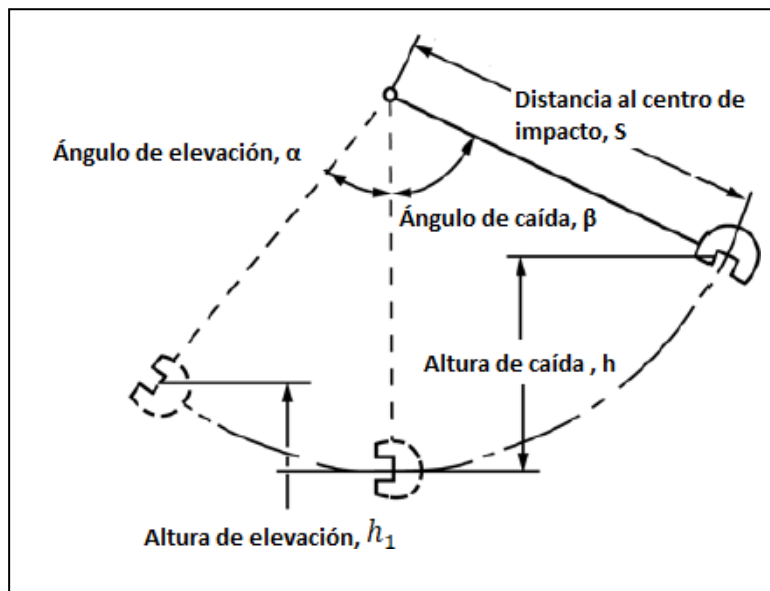


Fig. 31 - Variables implicadas para los cálculos del subsistema pendular [18].

#### 6.3.2.2. Altura de Caída (h).

Se requería calcular la altura de caída (h), la cual corresponde al punto de donde el péndulo es liberado. Se tomó un ángulo de caída inicial ( $\beta$ ) de  $100^\circ$  para realizar el análisis y, junto con la distancia del eje de rotación al centro de impacto (S), se aplicó la ecuación (24).

$$h = S(1 - \cos\beta) \quad (24)$$

$$h = 0,4 \text{ m} (1 - \cos 100^\circ) = 0,47 \text{ m}$$

### 6.3.2.3. Velocidad de Impacto ( $v$ ).

Para la velocidad de impacto ( $v$ ), se despreciaron inicialmente las pérdidas por fricción con el aire y las pérdidas de los rodamientos con fin de simplificar los cálculos debido a que se busca únicamente realizar una validación inicial simplificada donde se corrobore que la velocidad se encuentra dentro del rango, se empleó la ecuación (25). Además, se tuvo en cuenta un valor para la aceleración gravitacional ( $g$ ) de  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

$$v = \sqrt{2gh} \quad (25)$$

$$v = \sqrt{2 \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) 0,47 \text{ m}} = 3,03 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Como se mencionó, la norma estipula que la velocidad del péndulo en el momento del impacto debe estar entre  $3 \text{ m/s}$  y  $6 \text{ m/s}$ . Por tanto, la velocidad que podría obtener el péndulo está dentro del rango y se corroborara posteriormente, agregando otras variables como el ángulo de caída.

### 6.3.2.4. Masa del Péndulo ( $m$ ).

Para el cálculo de la masa del péndulo, se reordenó la ecuación (20). Dado que se tiene la condición de una capacidad de energía máxima ( $E_c$ ) para la máquina de  $25 \text{ J}$  y una velocidad de impacto de  $3,03 \text{ m/s}$ , se reemplazaron estos valores y se halló la masa ( $m$ ) que debería de tener el péndulo para poder fracturar los polímeros consignados en la Tabla 11.

$$m = \frac{2E_c}{v^2}$$

$$m = \frac{2(25 \text{ J})}{\left(3,03 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2} = 5,43 \text{ kg}$$

### 6.3.2.5. Determinación de Parámetros para los Péndulos tipo Charpy e Izod.

Se realizó el cálculo de las diferentes configuraciones que pueden resultar para los péndulos de  $0,4 \text{ m}$  de brazo y  $25 \text{ J}$  de energía, con base a la variación del ángulo de caída y la masa pendular. Esto por medio del software computacional de Excel y se registró en la Tabla 16.

Tabla 16 - Configuraciones de parámetros para los péndulos Charpy e Izod [35].

Ángulo de caída $\beta$ ( $^\circ$ )	Altura, $h$ (m)	Velocidad de impacto, $v$ (m/s)	Masa, $m$ (kg)
60	0,20	1,98	12,74
65	0,23	2,13	11,03
70	0,26	2,27	9,68
75	0,30	2,41	8,60
80	0,33	2,55	7,71
85	0,37	2,68	6,98
90	0,40	2,80	6,37
95	0,43	2,92	5,86
100	0,47	3,03	5,43
105	0,50	3,14	5,06

110	0,54	3,25	4,75
115	0,57	3,34	4,48
120	0,60	3,43	4,25
125	0,63	3,51	4,05
130	0,66	3,59	3,88
135	0,68	3,66	3,73
140	0,71	3,72	3,61
145	0,73	3,78	3,50
150	0,75	3,83	3,41
155	0,76	3,87	3,34
160	0,78	3,90	3,28
165	0,79	3,93	3,24
170	0,79	3,95	3,21
175	0,80	3,96	3,19

A partir del análisis de la Tabla 16 se pudo establecer que, a mayor ángulo de caída, menor será la masa requerida para que el péndulo pueda alcanzar la máxima energía de impacto. Por otro lado, se puede observar que se deben descartar los ángulos menores a 100° dado que no cumplen con el valor mínimo de velocidad. Con respecto a la selección de los parámetros óptimos para el diseño de la máquina, se resalta que deben cumplir con las restricciones de diseño: adecuada ergonomía y altura para la selección del ángulo de caída y, del mismo modo, moderado peso y el menor costo para decidir la masa del péndulo.

Según la normativa ASTM D256, el péndulo debe proveer una energía inicial de aproximadamente 2,5 J. El péndulo se puede usar para probetas que tengan una tenacidad menor al 85% de este valor, lo que equivaldría a unos 2,125 J. Para materiales de mayor tenacidad, se puede ir aumentando el peso del péndulo tratando de afectar mínimamente el centro de percusión hasta unos 25 J. Los valores mínimos y máximos descritos con anterioridad corresponden al rango donde se pueden probar la gran mayoría de polímeros y que se utiliza en la gran mayoría de máquinas [20]. Finalmente, se tiene la Tabla 17 en la que se presentan los parámetros seleccionados para operar la máquina en su capacidad máxima.

Tabla 17 - Parámetros seleccionados para la capacidad máxima de los péndulos [35].

Ángulo de caída $\beta$ (°)	Altura, h (m)	Velocidad de impacto, v (m/s)	Masa, m (kg)
120	0,60	3,43	4,25

Para el diseño del péndulo se decidió emplear un sistema con un ángulo de caída fijo de 120 ° y variar la masa de estos elementos. En su estado inicial, cada péndulo debe contar con una masa de aproximadamente 2,5 kilogramos. Luego, tener dos incrementos de 0,875 kg para alcanzar una masa total de 4,25 kg y satisfacer la capacidad máxima establecida según un límite de energía de 25 J.

### 6.3.3. Cálculos para el Subsistema de Soporte.

Para el subsistema de soporte, se tuvo en cuenta el análisis cinético del péndulo que se encuentra en el Anexo III. A partir de la fuerza encontrada, se realizó un análisis de las fuerzas de reacción en varias piezas para poder efectuar el diseño de la chaveta y la selección de cojinetes. Además, se calcularon los

momentos flectores y el esfuerzo máximo a flexión en varios puntos críticos del eje para seleccionar el material adecuado y encontrar el peso apropiado de la base para que cumpliera con la normativa ASTM. Por último, se hizo un análisis de falla resultante por cargas estáticas y variables para obtener el factor de seguridad a fluencia y a fatiga del eje de rotación.

Para comenzar, se presenta en la [Fig. 32] un esquema general del eje de rotación del subsistema de soporte en el que se pueden observar las dimensiones (en milímetros), los cambios de geometría y las cargas aplicadas. Este eje es soportado por cojinetes en A y E, posee dos anillos de retención en B y D, un chavetero en C y está sometido a una fuerza no rotativa en todo su centro.

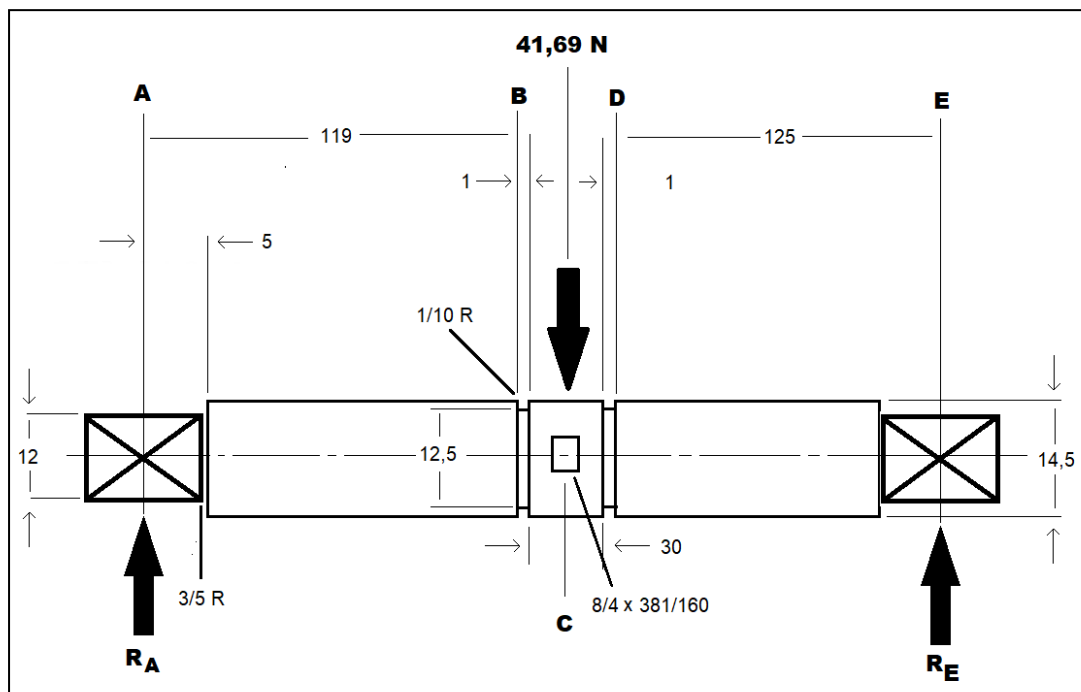


Fig. 32 – Subsistema de soporte: esquema del eje de rotación.

Las fuerzas de apoyo en el eje de rotación se calcularon mediante un análisis estático. Por otro lado, se consideró el peso del péndulo como la única carga ya que, como se mencionó anteriormente, en el impacto, todas las fuerzas resultantes son transferidas y no se generan reacciones en el centro de rotación ni en el apoyo. Con esto en mente, se tiene la [Fig. 33] en la que se muestra el diagrama de cuerpo libre (DCL) para el sistema analizado (distancia en milímetros).

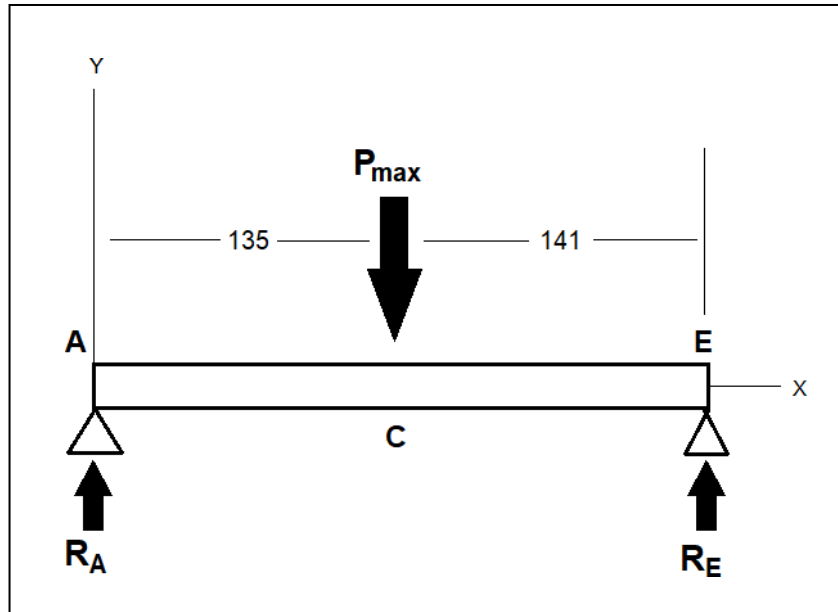


Fig. 33 - Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada con carga intermedia.

En primera instancia, se requería calcular la fuerza máxima ( $P_{max}$ ). La ecuación (12) se usó para calcular la fuerza máxima debida al peso del péndulo.

$$P_{max} = m_{max} \cdot g \quad (12)$$

$$P_{max} = (4,25 \text{ kg}) \cdot (9,81 \frac{m}{s^2}) = 41,69 \text{ N}$$

Para el diseño de la máquina, la distancia entre los cojinetes ( $l$ ) es de aproximadamente 276 mm. Con los anteriores datos, se procedió a calcular las reacciones en los cojinetes con la ecuación (13) .

$$R_A = \frac{P_{max} \cdot b}{l} ; R_E = \frac{P_{max} \cdot a}{l} \quad (13)$$

$$R_A = \frac{41,69 \text{ N} (141 \text{ mm})}{276 \text{ mm}} = 21,23 \text{ N}$$

$$R_E = \frac{41,69 \text{ N} (135 \text{ mm})}{276 \text{ mm}} = 20,39 \text{ N}$$

El siguiente paso fue determinar la fuerza cortante en el eje de rotación analizado como una viga simplemente apoyada con una carga intermedia ecuación (14).

$$V_{AC} = R_A ; V_{CE} = -R_E \quad (14)$$

En este caso, coincidió con el valor obtenido de las fuerzas de reacción. En la [Fig. 34] se evidencia su respectivo diagrama de cortante.

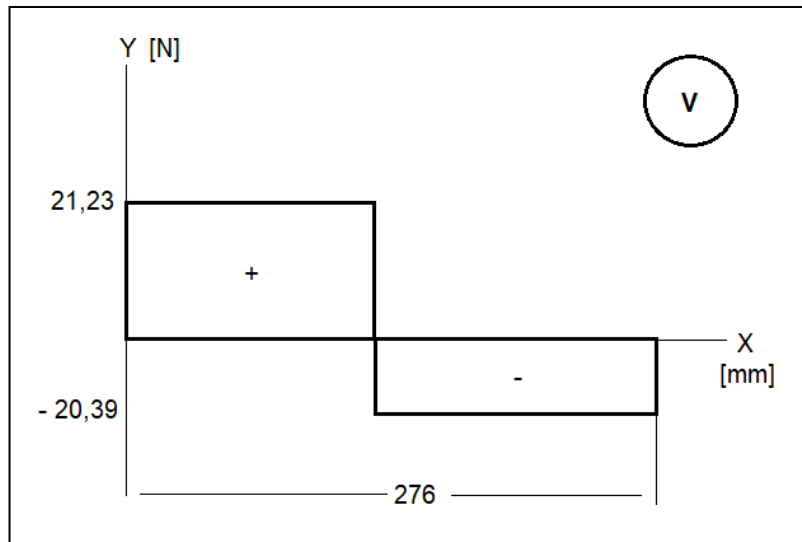


Fig. 34 - Diagrama de la fuerza cortante sobre el eje de rotación.

Para calcular los momentos flectores en el eje, se utilizó la ecuación (15). Lo anterior resulta en que el momento es máximo exactamente donde actúa la carga puntual.

$$M_{AC} = R_A \cdot x ; M_{CE} = R_E \cdot (l - x) \quad (15)$$

$$M_{max} = 21,23 \text{ N} (135 \text{ mm}) = 2866,05 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_B = 21,23 \text{ N} (119 \text{ mm}) = 2526,37 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_D = 20,39 \text{ N} (276 - 151 \text{ mm}) = 2548,75 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Del mismo modo que con el diagrama de cortante, se presenta en la [Fig. 35] el diagrama de momento flector para el eje de rotación.

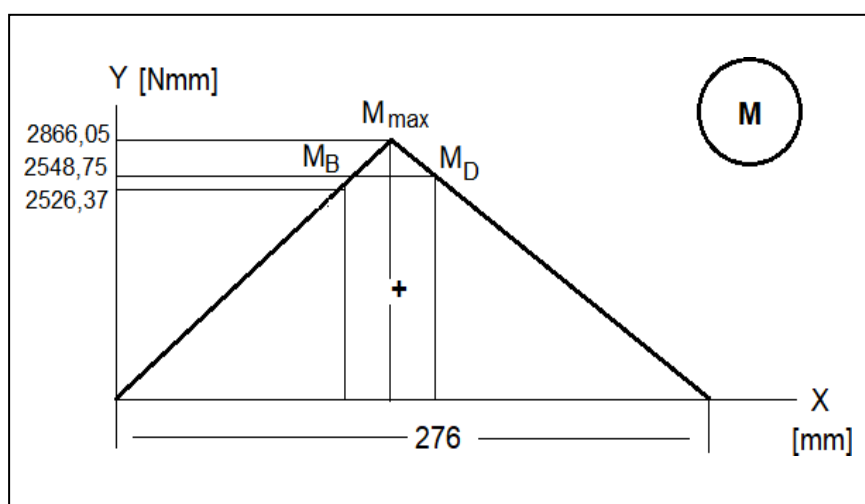


Fig. 35 - Diagrama de momento flector sobre el eje de rotación.

Para continuar con el desarrollo, se tomaron los datos del material del eje a partir de la Tabla 32 del Anexo I. Según lo anterior, el eje está diseñado con acero bajo al carbono AISI 1020 laminado en frío.

Su resistencia última a la tensión ( $S_{ut}$ ) es de 420 MPa y su resistencia a la fluencia ( $S_y$ ) tiene un valor de 350 MPa. Asimismo, dado que el material seleccionado es dúctil y no se requiere ser tan conservador porque es una aplicación que no está sometida a cargas significativas o a un medio corrosivo, se consideró que la selección de la teoría de falla más apropiada es la energía de distorsión para materiales dúctiles. También es importante introducir la ecuación (16) ya que con ella se calculó la inercia del elemento en las diferentes secciones que se analizaron.

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{eje})^4 \quad (16)$$

Como el elemento rota cuando se realiza el ensayo, se asumió que es una viga rotativa. Y, con un eje rotativo, el esfuerzo debido a flexión se vuelve un esfuerzo completamente invertido. Teniendo esto en cuenta y con base a que el material seleccionado para el eje es un acero, se calculó la resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotativa ( $S'_e$ ) por medio de la ecuación (9).

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} \quad ; \quad S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$$

$$S'_e = 0,5(420 \text{ MPa}) = 210 \text{ MPa}$$

Luego, para encontrar el límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ), se necesitó calcular los factores que modifican dicho límite. Inicialmente, se observó que existen puntos críticos por los posibles concentradores de esfuerzo y por estar cercanos a la carga del péndulo. Además, todos los puntos críticos tienen en común el factor de superficie ( $k_a$ ) que depende de la Tabla 18 y se calcula mediante la ecuación (17).

Tabla 18 - Parámetros del factor de la condición superficial  $k_a$  de Marin [7].

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ (kpsi)	$S_{ut}$ (MPa)	
Esmerilado	1,34	1,58	- 0,085
Maquinado o laminado en frío	2,70	4,51	- 0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	- 0,718
Como sale de la forja	39,9	272	- 0,995

$$k_a = a(S_{ut})^b = 4,51(420 \text{ MPa})^{-0,265} = 0,910 \quad (17)$$

Después, de acuerdo a la [Fig. 32], se procedió a analizar los puntos B, C y D para encontrar sus respectivos factores de seguridad a fluencia y a fatiga.

#### Análisis del punto B

Se empleó la ecuación (18) para calcular el esfuerzo. Se tiene que el momento ( $M_B$ ) es de 2526 N · mm y el diámetro del eje en este punto es de 14,5 mm. Por lo tanto ( $c$ ) tiene un valor de 7,25 mm y su inercia ( $I$ ) se calculó teniendo en cuenta la ecuación (16).

$$\sigma_{rev} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (18)$$

$$\sigma_{rev, B} = \frac{2526 \text{ N} \cdot \text{mm} (7,25 \text{ mm})}{\frac{\pi}{64} (14,5 \text{ mm})^4} = 8,44 \text{ MPa}$$

Lo que se realizó después de este paso fue determinar los concentradores de esfuerzo ( $K_f$ ). Para ello, se reordenó la ecuación (5) y se usó la [Fig. 4] que corresponde a la gráfica de sensibilidad a la muesca. A partir de un radio de muesca de aproximadamente 0,1 mm, se obtuvo que  $q = 0,4$ .

$$K_f = 1 + 0,4 \cdot (K_t - 1)$$

Como no se tenía el valor de ( $K_t$ ), se buscó una forma de ajustar el concentrador de esfuerzo del punto B. De acuerdo con esto, se muestra la [Fig. 36] que es empleada para ejes redondos con ranura de fondo plano en flexión y/o tensión. Los valores de ( $a$ ) y ( $t$ ) equivalen a 1 mm.

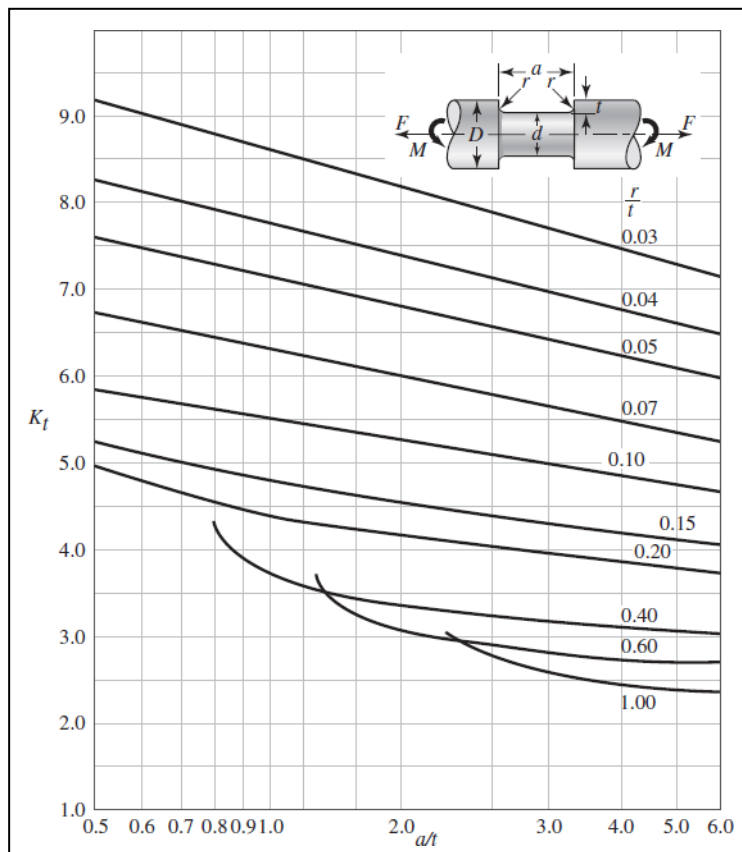


Fig. 36 - Valor de  $K_t$  para ejes redondos con ranura de fondo plano en flexión y/o tensión [7]

De la [Fig. 36] se obtuvo un ( $K_t$ ) de 5,5. Este valor se reemplazó en la ecuación (5) para así obtener el concentrador de esfuerzo.

$$K_f = 1 + 0,4 \cdot (5,5 - 1) = 2,8$$

Al comparar este valor con el consignado en la Tabla 1 (respecto a ranuras para anillos de retención a flexión), se concluyó que el concentrador obtenido está por debajo de la estimación usualmente empleada dado que en este caso sí se conocen todas las dimensiones. A partir de todos los datos calculados, se halló el esfuerzo máximo en el punto B usando la ecuación (3).

$$\sigma_{rev\ max, B} = 2,8 (8,44) = 23,63\ MPa$$

Una vez obtenido el esfuerzo máximo, se retomó la búsqueda de los valores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. El siguiente factor es el de tamaño ( $k_b$ ). Como se cuenta con un elemento rotativo a flexión se usó la ecuación (19).

$$k_b = 1,24(d_{eje})^{-0,107} = 0,884 \ ; \ 2,79 \leq d_{eje} \leq 51\ mm \quad (19)$$

Respecto a los factores de carga ( $k_c$ ) y de temperatura ( $k_d$ ), se estableció que son iguales a uno dado que únicamente existe flexión en este punto y debido a que la temperatura de operación es la ambiente. En el caso del factor de confiabilidad, se usó la Tabla 19 y se supuso una confiabilidad del 90 %.

Tabla 19 - Factores de confiabilidad  $k_e$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [7].

Confiabilidad %	Variación de transformación $Z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Por tanto, de la Tabla 19 se extrajo que su factor ( $k_e$ ) es igual a 0,814. Por último, se asumió que el factor de efectos varios ( $k_f$ ) es igual a uno. Mas se debe tener en consideración que esto puede cambiar dependiendo de variables como lo son la corrosión y los recubrimientos del material. El producto entre los anteriores factores y la resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotativa dio como resultado el límite de resistencia a la fatiga del elemento ( $S_e$ ). Esto, de acuerdo a la ecuación de Marin (10).

$$S_e = (0,910)(0,844)(1)(1)(0,814)(1)(210\ MPa) = 131,29\ MPa$$

El paso restante fue aplicar un método de aproximación de esfuerzo – vida para fatiga de alto ciclaje. Para una viga rotativa que se encuentra en un ciclaje elevado (entre  $10^3$  y  $10^6$ ), la ecuación (20) se emplea para calcular la resistencia a la fatiga ( $S_f$ ) que depende de determinados ciclos de falla.

$$S_f = a(N)^b \quad (20)$$

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \ ; \ b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right)$$

De donde:

$f$  : fracción de resistencia a la fatiga

Para obtener el coeficiente de ajuste de la curva ( $f$ ), se usó la [Fig. 37]. Esta gráfica depende de la resistencia última a tensión del material y sus unidades deben estar en el sistema inglés.

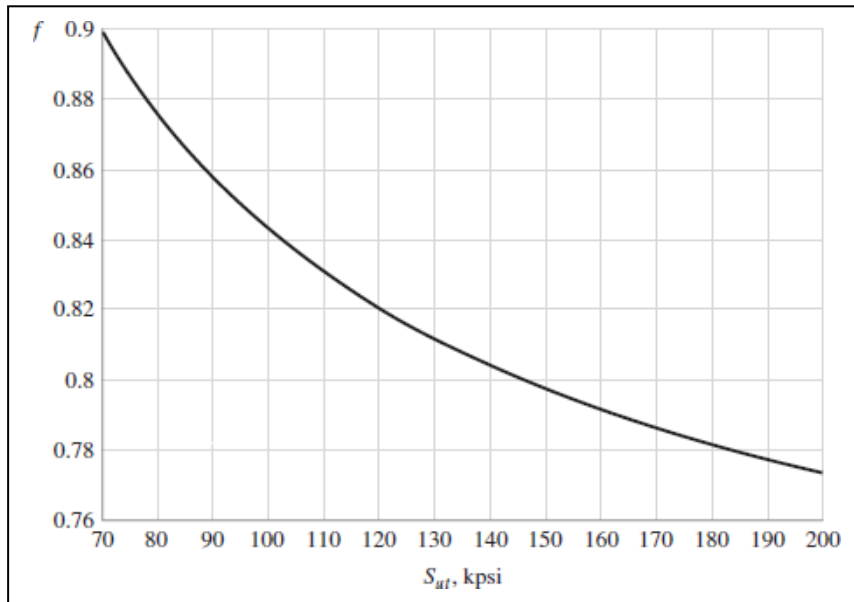


Fig. 37 - Fracción de resistencia a la fatiga ( $f$ ) [7].

De la [Fig. 37] se obtuvo un valor de 0,9 dado que el valor de la resistencia última a la tensión no se encuentra en el rango. Esto hizo posible un análisis conservador. Del mismo modo, como se estableció diseñar el eje a vida infinita,  $N = 10^6$  ciclos. Con esto, se procedió a calcular la resistencia a la fatiga con la ecuación (20).

$$a = \frac{(0,9 \cdot 420 \text{ MPa})^2}{131,3 \text{ MPa}} = 1088,23 \text{ MPa} ; \quad b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{0,9 \cdot 420 \text{ MPa}}{131,3 \text{ MPa}} \right) = -0,153$$

$$S_f = 1088(10^6)^{-0,153} = 131,41 \text{ MPa}$$

Lo último fue calcular los factores de seguridad a fluencia y a fatiga del eje de rotación para el punto B. Se utilizó la ecuación (8) y (11) para calcularlos, respectivamente.

$$n_y = \frac{350 \text{ MPa}}{23,6 \text{ MPa}} = 14,8$$

$$n_f = \frac{131,4 \text{ MPa}}{23,6 \text{ MPa}} = 5,6$$

De lo anterior se concluye que en el punto B, el principal mecanismo de falla es el de fatiga  $n_f > n_y$

### Análisis del punto D

Para este punto, se observó que el procedimiento es exactamente el mismo que en el punto B, dada su geometría. La única diferencia es que el momento flector es mayor. Por lo tanto, sus respectivos factores de seguridad son ligeramente menores.

$$\sigma_{rev\ max, D} = 23,84\ MPa$$

$$n_y = 14,7 \quad ; \quad n_f = 5,5$$

### Análisis del punto C

En el punto C se encuentra el cuñero y la carga aplicada. El diámetro del eje en esta sección es de 14,5 mm y aquí el momento es máximo ( $M_{max}$ ) con un valor de 2866,1 N · mm. Se aplicó la ecuación (16) así como se realizó para el punto B y se obtuvo el esfuerzo.

$$\sigma_{rev, c} = \frac{2866\ Nmm\ (7,25\ mm)}{\frac{\pi}{64}\ (14,5\ mm)^4} = 9,58\ MPa$$

Para determinar el concentrador de esfuerzo, simplemente se tomó el valor de referencia de la Tabla 1 para cuñeros fresados sometidos a flexión que cumplen con la relación  $r/d = 0,02$  y el valor de la sensibilidad a la muesca para aceros ( $q = 0,4$ ) como en los anteriores desarrollos. Por consiguiente, el valor de ( $K_t$ ) es de 2,14. Y estos valores se reemplazaron en la ecuación (5).

$$K_f = 1 + 0,4\ (2,14 - 1) = 1,46$$

Con el esfuerzo nominal y el concentrador de esfuerzos, se encontró el esfuerzo máximo en el punto C usando nuevamente la ecuación (16).

$$\sigma_{rev\ max, c} = 1,46\ (9,58\ MPa) = 13,99\ MPa$$

De acuerdo con el orden del análisis, se necesitaba encontrar el límite de resistencia a la fatiga del material. El único factor que presentaba una variación era el de tamaño. Para este punto, se tiene un ( $k_b$ ) igual a 0,931. Aplicando la ecuación de Marin (10), se halló el límite buscado.

$$S_e = (0,910)(0,931)(1)(1)(0,814)(1)(210\ MPa) = 144,89\ MPa$$

Sintetizando los cálculos, al aplicar el método de aproximación de esfuerzo – vida, se encontraron los factores de seguridad a fluencia y a fatiga en este punto.

$$n_y = \frac{350\ MPa}{14\ MPa} = 25,0$$

$$n_f = \frac{145\ MPa}{14\ MPa} = 10,4$$

Nuevamente se obtuvo que el mecanismo de falla principal es el de fatiga. Una forma más rápida de desarrollar el análisis era la de observar que si el esfuerzo reversible ( $\sigma_{rev}$ ) era menor que el esfuerzo de fluencia del material ( $S_y$ ), solamente se debía verificar fatiga ya que era el mecanismo más crítico. Teniendo en cuenta todo el desarrollo para el subsistema de soporte, se concluyó que el punto más crítico es el D ya que cuenta con los menores factores de seguridad de todo el sistema. Ahora bien, observando los resultados, se discutió que algunos factores de seguridad eran relativamente altos. En estos casos, se pueden realizar dos cosas: cambiar el material o el diámetro del eje. De este modo, se tendría un material que posea una menor resistencia a la fluencia o un eje que requiera menor cantidad de material. En ambos casos, reduciendo los costos de fabricación. De igual forma, al realizar el ensayo, el eje de rotación experimenta una carga de impacto para fracturar la probeta. Debido a esto se debe contar con un FS elevado que evite la falla de los elementos.

### 6.3.3.1. Cálculo de la Deflexión Máxima.

Para calcular la deflexión del eje donde se aplica la carga, se necesitó conocer ciertos parámetros como: la longitud del eje, la carga que actúa sobre él y las propiedades del material del que está hecho. En la [Fig. 38] se tiene un esquema general de la deflexión que experimenta el eje al aplicarle la carga.

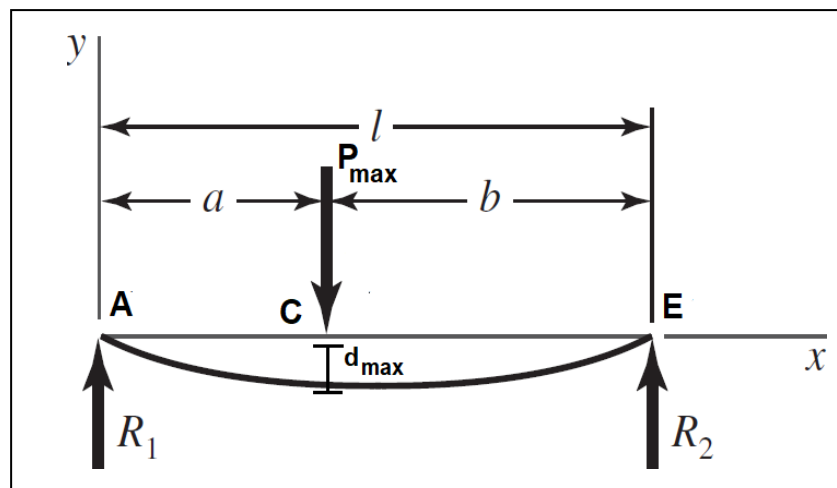


Fig. 38 - Esquema de la deflexión máxima en el eje de rotación.

A continuación, se describe el procedimiento general que se utilizó para calcular la deflexión máxima en el eje de rotación [40].

1. Primero, se determinó la carga (puntual o distribuida) que actúa sobre el eje. En este caso, la carga ( $P_{max}$ ) se calculó anteriormente y es de aproximadamente 41,7 N.
2. Después, establecieron las propiedades del material del eje: para el desarrollo se necesita conocer el módulo de elasticidad (E). De la Tabla 32 del Anexo I, se observó que para el acero 1020 laminado en frío se tiene un valor de 186 GPa (27 Mpsi).

3. Luego, se calculó el momento de inercia del eje de rotación. Para ello, se usó la ecuación (16) que se aplica para ejes sólidos de sección circular. En donde (d) corresponde al diámetro del eje en este punto, el cual es de 14,5 mm.

$$I_D = \frac{\pi}{64} (14,5 \text{ mm})^4 = 2169,9 \text{ mm}^4$$

4. Se empleó la ecuación (35) que relaciona todas las variables mencionadas y que permitió obtener la deflexión en el eje.

$$\delta_{max} = \frac{P_{max} \cdot a (3l^2 - 4a^2)}{48EI} \quad (35)$$

$$\delta_{max} = \frac{41,7 \text{ N} \cdot 135 \text{ mm} (3 \cdot (276 \text{ mm})^2 - 4 \cdot (135 \text{ mm})^2)}{48 \cdot (186 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}) (2170 \text{ mm}^4)} = 4,52 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$$

5. Se verificó que la deflexión máxima calculada fuera menor que la deflexión permisible (propiedad de un material que indica la cantidad máxima de deformación que se puede permitir sin comprometer su integridad estructural) del eje. En caso tal de ser mayor, se debe rediseñar el eje. Para encontrar la deflexión permisible se recurrió a la Tabla 33 en el Anexo I.
6. Se calculó entonces la pendiente en el eje ( $\theta_A$ ) por medio de la ecuación (36) para emplear la Tabla 33 y observar si la deflexión angular en un cojinete de bolas de ranura profunda es mayor que la deflexión máxima.

$$\theta_A = \frac{R_A \cdot a (l + a)}{6 \cdot EI} \quad (36)$$

$$\theta_A = \frac{21,23 \text{ N} \cdot 135 \text{ mm} (276 + 135) \text{ mm}}{6 \cdot (186 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}) (2170 \text{ mm}^4)} = 4,86 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

Del cálculo se puede analizar que la deflexión en el cojinete es significativamente menor que la deflexión permisible en el eje (0,001 rad). De lo anterior, se concluye que el eje cumple con las especificaciones de diseño y que no necesita ser rediseñado.

### 6.3.3.2. Diseño de la Chaveta.

El diseño de la chaveta (cuadrada) se realizó con el objetivo de restringir el giro del acople del péndulo ya que los cojinetes son los encargados de la rotación del eje. Esta chaveta actúa como fusible en una situación de sobrecarga al experimentar esfuerzos cortantes o por esfuerzos de apoyo. Por lo tanto, su factor de seguridad no puede ser muy elevado. Lo anterior evita que se dañen otras piezas más costosas. En la [Fig. 39] se puede observar un esquema general de la chaveta.

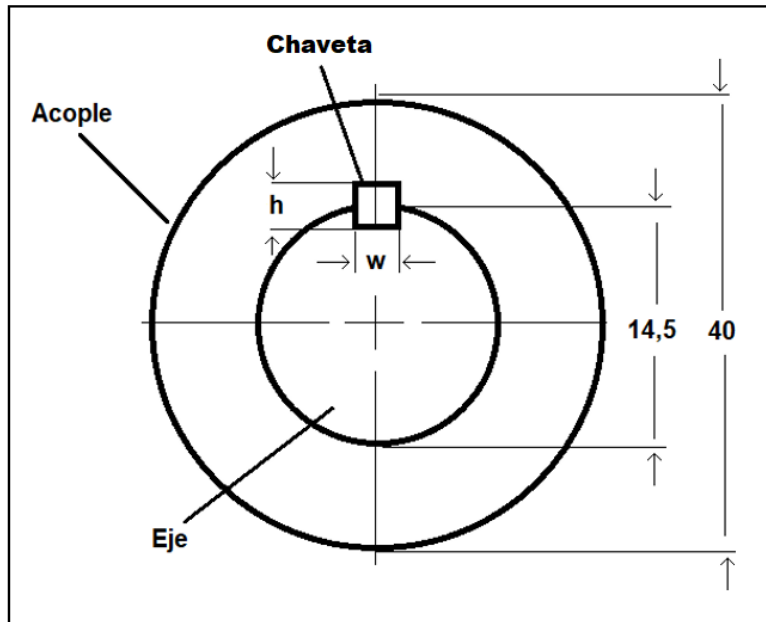


Fig. 39 - Esquema de la chaveta cuadrada en relación al eje y acople del péndulo.

Respecto a sus dimensiones, se tiene lo siguiente: el diámetro del eje es el que determina su grosor ( $w$ ), altura ( $h$ ) y profundidad del cuñero, su longitud ( $l$ ) no debe exceder 1,5 veces el diámetro del eje (esto evita torcedura excesiva con la deflexión angular del eje), En la Tabla 34 del Anexo I se presentan las dimensiones típicas (en mm) de las chavetas cuadradas.

Con base a lo anterior, el eje está entre los 14,29 mm y los 22,23 mm. Por lo tanto, su grosor es de 4,76 mm y es equivalente a su altura por ser una chaveta cuadrada. Su profundidad es simplemente la mitad de su altura y, se estimó su factor de seguridad mediante la variación de su longitud.

Para estimar el FS por cizallamiento, primero se halló la resistencia al esfuerzo cortante. Para ello, se buscó en la Tabla 32 la resistencia a la fluencia del acero 1020 laminado en frío y se empleó la teoría de la energía de distorsión ecuación (37). Esto, teniendo en cuenta que la fuerza que experimenta la chaveta es la de impacto y no la del peso del péndulo.

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y \quad (37)$$

$$S_{sy} = (0,577) \cdot (350 \text{ MPa}) = 201,95 \text{ MPa}$$

Luego, debido a la fuerza que actúa a lo largo del área frontal de la chaveta, se crea un esfuerzo por cortante ( $r$ ) que es descrito por la ecuación (38). Se supuso una longitud de 2 mm, se sustituyó el esfuerzo por la resistencia dividida entre el factor de seguridad y se despejó el FS (39).

$$r = \frac{F_{\text{impacto}}}{w \cdot l} \quad (38)$$

$$n_f = \frac{S_{sy} \cdot w \cdot l}{F_{\text{impacto}}} \quad (39)$$

$$n_f = \frac{202 \text{ MPa} (4,76 \cdot 2) \text{ mm}^2}{88,75 \text{ N}} = 21,67$$

El último paso fue determinar el FS por aplastamiento (compresión) por medio de una modificación de la ecuación (39). En este caso se utilizó el área de la mitad de la cara de la chaveta y la resistencia a lafluencia del material.

$$n_f = \frac{S_y \cdot w \left(\frac{l}{2}\right)}{F_{\text{impacto}}}$$

$$n_f = \frac{350 \text{ MPa} (4,76 \cdot 2) \text{ mm}^2}{88,75 \text{ N}} = 18,77$$

Como se mencionó anteriormente, se tuvo que elegir el menor FS para que la chaveta actúe como fusible. Con base a eso, se escogió el segundo factor de seguridad calculado.

### 6.3.3.3. Selección de Cojinetes.

Un cojinete o rodamiento es un elemento de máquina que se utiliza para reducir la fricción entre dos piezas que se mueven una respecto a la otra y para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje o una combinación de ellas. Este consta de dos anillos, uno interno y otro externo, separados por una serie de elementos rodantes, como bolas o rodillos. Los anillos pueden ser fijos o giratorios, y suelen estar hechos de materiales como acero o bronce. Además, los elementos rodantes se mueven en una pista o canal que está formada en los anillos. Por otro lado, los rodamientos se instalan en el interior del eje y en este caso, como las magnitudes de las fuerzas son bajas, se aseguran en su posición mediante anillos de retención o ajuste. Se menciona este elemento debido a que se implementó en el diseño con el objetivo de reducir la fricción entre el eje de rotación y las columnas de soporte. De este modo, se reducen las pérdidas de energía al realizar el ensayo y la durabilidad de las piezas aumenta [7].

La elección del tipo de rodamiento depende de las condiciones de operación del eje, como la carga que soporta, la velocidad de rotación y la temperatura a la que se opera. Una buena elección es importante para asegurar un rendimiento óptimo y se debe mantener el rodamiento correctamente lubricado y ajustado. Siguiendo este orden de ideas, el primer paso para seleccionar el cojinete fue analizar el tipo de carga que soporta. En este caso, la carga ubicada en el centro del eje es debida al peso del péndulo y es considerada como una carga únicamente radial (fuerzas perpendiculares a la dirección del eje). De acuerdo con lo anterior, se podía escoger tanto un cojinete de bolas de ranura profunda como uno de bolas de doble hilera.

El segundo paso era analizar la vida del cojinete. Esta es la medida de cuánto puede soportar un rodamiento antes de que se presente el criterio de falla. El cual, según la American Bearing Association (ABMA), es la primera evidencia de la fatiga. Esta vida del cojinete está definida como el número total de revoluciones (u horas a una velocidad constante) de operación del elemento. En la Tabla 20 se evidencian las recomendaciones de vida según la aplicación del cojinete.

Tabla 20 - Recomendaciones de vida de cojinetes para varias clases de maquinaria [7].

<b>Tipo de aplicación</b>	<b>Vida (kh)</b>
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0,5 J
Motores de aeronaves	0,5 a 2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4 a 8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8 a 14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14 a 20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20 a 30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50 a 60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100 a 200

De la Tabla 20, se obtiene que el tipo de aplicación es la de instrumentos y aparatos de uso poco frecuente dado que la máquina de ensayos de impacto se diseña con fines académicos (usada por estudiantes y/o profesores para realizar prácticas e investigaciones). Basándose en lo anterior, la vida útil del cojinete sería de hasta 500 h.

Por otro lado, se recurrió a la Tabla 35 en el Anexo 1. En ella, se tienen las dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas de contacto angular de una fila, serie 02 (el primer número del código proviene de la serie de anchos y el segundo de la serie de diámetros exteriores), de ranura profunda. Adicionalmente, se tiene la [Fig.40] con el propósito de explicar algunas de las dimensiones del cojinete.

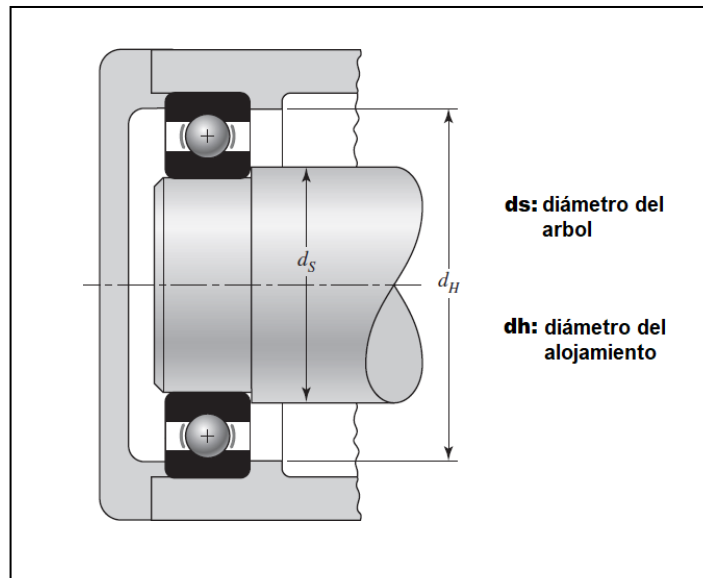


Fig. 40 -Esquema de cojinete de bolas de ranura profunda con diámetros de árbol ( $d_s$ ) y de alojamiento ( $d_h$ ) [7].

De acuerdo con el diseño, se ideó que el eje tuviera un diámetro de 14,5 mm. Por tal motivo, de la Tabla 35 en el Anexo I, se escogió un cojinete de bolas cuyo diámetro interior es de 12 mm dado que se requiere un cambio de geometría para ubicar los cojinetes de forma correcta.

Finalmente, se planteó el factor de aplicación de carga en los cojinetes. Dicho término se refiere a un factor de seguridad que se utiliza para determinar la carga máxima que un cojinete puede soportar sin fallar. Este factor tiene en cuenta la naturaleza de las cargas que actúan sobre el cojinete y su distribución, así como las propiedades del material del cojinete y la geometría de su diseño. En la Tabla 21 se presenta los factores según diferentes tipos de aplicaciones.

Tabla 21 - Factores de aplicación de carga en cojinetes [7].

Tipo de aplicación	Factor de carga
Engranajes de precisión	1,0 – 1,1
Engranajes comerciales	1,1 – 1,3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1,2
Maquinaria sin impactos	1,0 – 1,2
Maquinaria con impactos ligeros	1,2 – 1,5
Maquinaria con impactos moderados	1,5 – 3,0

Se decidió que el factor de carga en el cojinete es el correspondiente a una maquinaria con impactos ligeros. Con ello, se estableció que el factor de carga está entre 1,2 y 1,5.

Teniendo en cuenta los cálculos realizados se selecciona un rodamiento 6001-2RS el cual es un rodamiento de bolas con un diámetro interno de 12mm y un diámetro externo de 28mm según lo requerido, además cuentan con una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones [47]. El prefijo 2RS indica que es un rodamiento sellado por ambos lados lo que garantiza que no ingrese algún material o suciedad al rodamiento aumentando la fricción generada por lo que se considera un cojinete óptimo para esta aplicación donde las pérdidas deben ser lo menores posibles.

### 6.3.4. Cálculos para el Subsistema de Portamuestras.

Para el sistema de portamuestras, se realizaron dos análisis: el primero con base a las columnas Charpy y el segundo respecto a la prensa Izod. Lo anterior a partir del análisis cinético del péndulo que se puede observar en el Anexo III. De este, se extrajo la fuerza de impacto la cual tiene un valor de 88,75 N.

#### 6.3.4.1. Análisis de las Columnas Charpy.

Las columnas para ensayos tipo Charpy soportan la fuerza de contacto proveniente de la caída del péndulo cuando este elemento golpea la probeta. Por tal motivo, se concluyó que son piezas críticas. En este caso, se tiene la probeta con dos apoyos en sus extremos y una carga puntual casi en la mitad que se reparte de manera equitativa en las columnas [ver Fig. 33].

Se realizó el análisis estático de la pieza. No obstante, el cálculo difiere en que la viga no está simplemente apoyada sino en voladizo y la geometría de las columnas no es cilíndrica sino rectangular. En la [Fig. 41] se muestra DCL para este caso en particular.

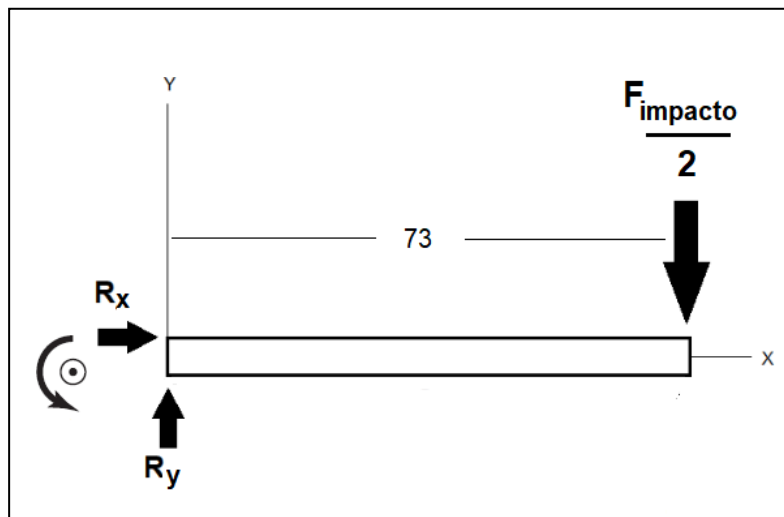


Fig. 41 - Diagrama de cuerpo libre de una viga en voladizo con carga puntual en el extremo.

Con base en la [Fig. 41], se calculó únicamente la reacción en el apoyo y el momento flector con sus respectivos diagramas. Esto debido a que el esfuerzo en este elemento está sujeto a un concentrador de esfuerzos que no puede ser fácilmente calculado con base a ecuaciones y gráficos (presenta un cambio de geometría sin redondeo y no es modificable dado que la probeta ya está estandarizada), sino que se aplicó el MEF, obteniendo así una aproximación.

Respecto a la fuerza de reacción ( $R_y$ ), se analiza que es equivalente a la carga aplicada en el extremo de la viga. Con lo anterior, se presenta el diagrama de la fuerza cortante [Fig. 42] que actúa en la columna.

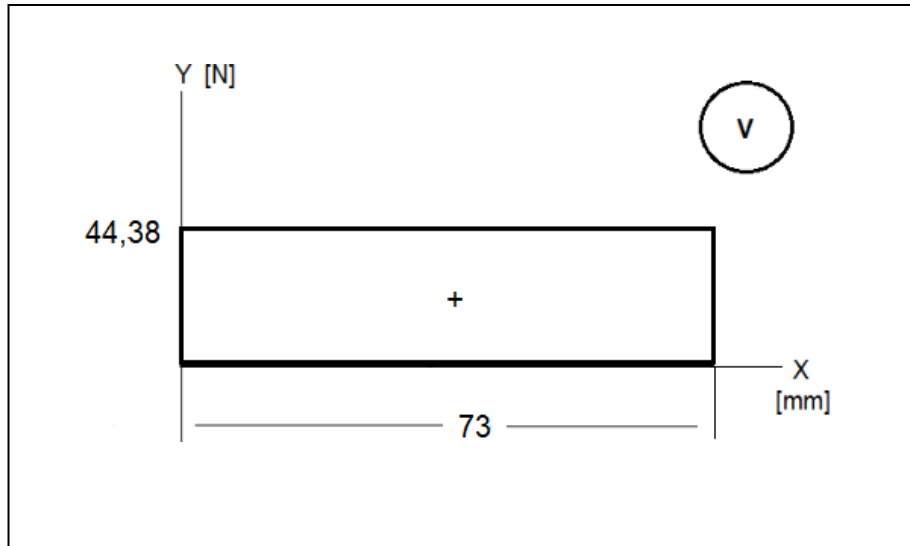


Fig. 42 - Diagrama de la fuerza cortante sobre la columna del portamuestras.

Con los anteriores datos, se calculó el momento flector en el extremo de la viga por multiplicando la fuerza cortante por la distancia. Además, la [Fig. 43] representa el diagrama del dicho momento.

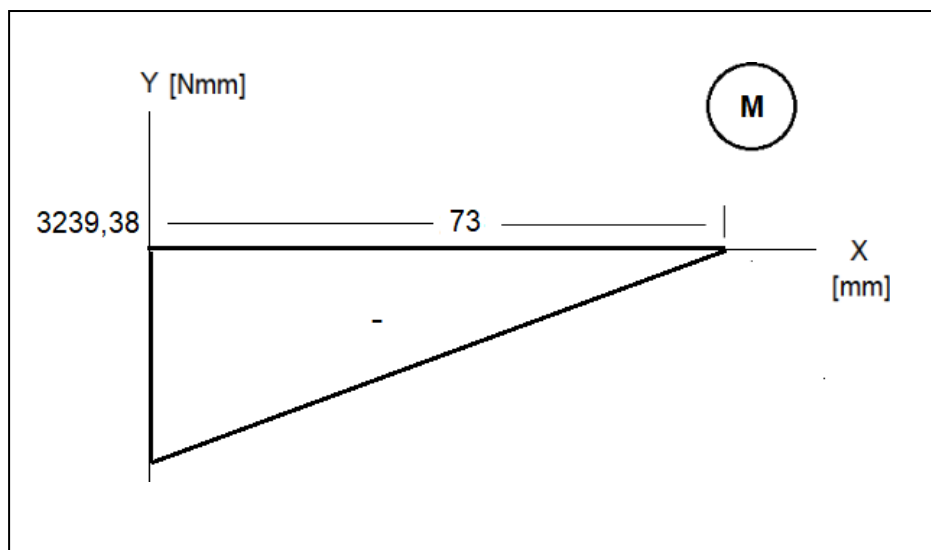


Fig. 43 - Diagrama del momento flector sobre la columna del portamuestras.

Se aclara que los resultados de la simulación realizada para este subsistema se encuentran en el apartado de validación computacional.

#### 6.3.4.2. Análisis de la prensa Izod

Para la prensa Izod, se calculó la torsión y la precarga necesaria para apretar el tornillo sin fin y garantizar un funcionamiento óptimo. La precarga en una prensa se refiere a la fuerza que se aplica en la unión entre los componentes mecánicos de este elemento, antes de aplicar la carga de trabajo. Si la

precarga es insuficiente, pueden producirse movimientos o vibraciones no deseados durante la operación, lo que puede afectar la precisión y la calidad de los productos fabricados. Por otro lado, si la precarga es demasiado alta, puede provocar deformaciones o fracturas en los componentes de la prensa, reduciendo su vida útil. Con esto en mente, para calcular la torsión y la precarga del tornillo sin fin, se siguieron los siguientes pasos.

1. Se determinó el diámetro del tornillo sin fin. Para el diseño, el diámetro del tornillo ( $d_t$ ) es de 14 mm.
2. Se estimó la fuerza necesaria para la aplicación específica de la prensa: como se mencionó, del análisis cinético del péndulo se obtuvo la fuerza de impacto (88,75 N)
3. Se obtuvo el coeficiente de fricción entre el tornillo sin fin y la tuerca que lo sostiene. Como este valor depende del material utilizado para el tornillo y la tuerca, se usó la Tabla 22, en la cual se encuentran consignados los coeficientes de fricción ( $fr$ ) de pares roscados.

Tabla 22 - Coeficientes de fricción de pares roscados [7].

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0,15 – 0,25	0,15 – 0,23	0,15 – 0,19	0,15 – 0,25
Acero, aceite para máquina	0,11 – 0,17	0,10 – 0,16	0,10 – 0,15	0,11 – 0,17
Bronce	0,08 – 0,12	0,04 – 0,06	-	0,06 – 0,09

De la Tabla 22, se extrajo que el coeficiente de fricción para esta aplicación es de 0,14. Esto, debido a que tanto el tornillo como la prensa están diseñados con acero 1020 y se propuso emplear algún tipo de lubricante en el tornillo para reducir la fricción entre componentes.

4. Se calculó la torsión necesaria para aplicar la fuerza calculada, utilizando la ecuación (40). En esta expresión, la distancia ( $D$ ) va desde el punto donde se está aplicando la fuerza para apretar la mordaza hasta el centro del tornillo sin fin donde se encuentra el eje de rotación. Esta distancia se midió en línea recta desde el modelo computacional y arrojó un resultado de 15 mm.

$$T = \frac{F_{\text{impacto}} \cdot D}{2 \cdot (r_d \cdot fr)} \quad (40)$$

De donde:

$fr$ : coeficiente de fricción

$D$ : distancia

$r_d$ : radio del tornillo

$$T = \frac{88,75 \text{ N} (15 \text{ mm})}{2 (7 \text{ mm} \cdot 0,14)} = 679,21 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

5. Se calculó la precarga del tornillo sin fin utilizando la ecuación (41). Esta depende de la torsión obtenida con anterioridad y se recalca que como puede depender de muchos factores, solamente es una aproximación.

$$F_i = \frac{T}{r_d} \tag{41}$$

$$F_i = \frac{679,2 \text{ N} \cdot \text{mm}}{7 \text{ mm}} = 97,03 \text{ N}$$

### 6.3.5. Cálculos para el Subsistema de Liberación.

Respecto al subsistema de liberación se realizó un análisis del pin (para realizar un análisis más conservador, se asumió que el pin está empotrado en uno de sus extremos) debido a que este elemento soporta todo el peso del péndulo. Este diagrama es el mismo que se observa en la [Fig. 41], la diferencia con este elemento es que presenta un concentrador de esfuerzos debido a un cambio de geometría en uno de sus extremos y que el pin es cilíndrico. Por último, a este subsistema también se le hizo un análisis simplificado de falla resultante por carga estática para obtener el factor de seguridad del pin de liberación.

Se tiene una distancia total de aproximadamente 99,25 mm (igual a la longitud del pin) y una carga máxima ( $P_{max}$ ) debida al peso del péndulo la cual es equivalente a la fuerza de reacción dado que solamente hay un apoyo. La [Fig. 42] muestra el diagrama de la fuerza cortante sobre el pin. La única modificación respecto a este análisis, son las dimensiones. El siguiente proceso fue hallar el momento flector. Al multiplicar nuevamente la carga por la distancia, se obtuvo un valor de  $4138 \text{ N} \cdot \text{mm}$ . Y su diagrama de momento es análogo al de la [Fig. 43].

Para calcular el esfuerzo nominal a flexión en el empotramiento, se necesitó el diámetro del eje ( $D$ ) el cual es de 17,5 mm y su momento de inercia ( $I$ ). En este caso, la inercia se calculó usando la ecuación (30) y dio como resultado  $4603,86 \text{ mm}^4$ .

Ahora bien, el esfuerzo nominal ( $\sigma_o$ ) para esta geometría específica se calculó con la ecuación (32). Esta expresión depende del momento a flexión y del diámetro del eje.

$$\sigma_{o,1} = \frac{4138 \text{ N} \cdot \text{mm} \left( \frac{17,5 \text{ mm}}{2} \right)}{4604 \text{ mm}^4} = 7,87 \text{ MPa}$$

Como el pin se diseñó con un filete en el hombro sometido a esfuerzo de flexión, se calculó el momento flector, su concentrador de esfuerzos en ese punto usando la [Fig. 44] y se calculó la relación entre: el diámetro del eje ( $D = 17,5 \text{ mm}$ ), diámetro del hombro ( $d = 12 \text{ mm}$ ) y el radio del filete ( $r = 1 \text{ mm}$ ).

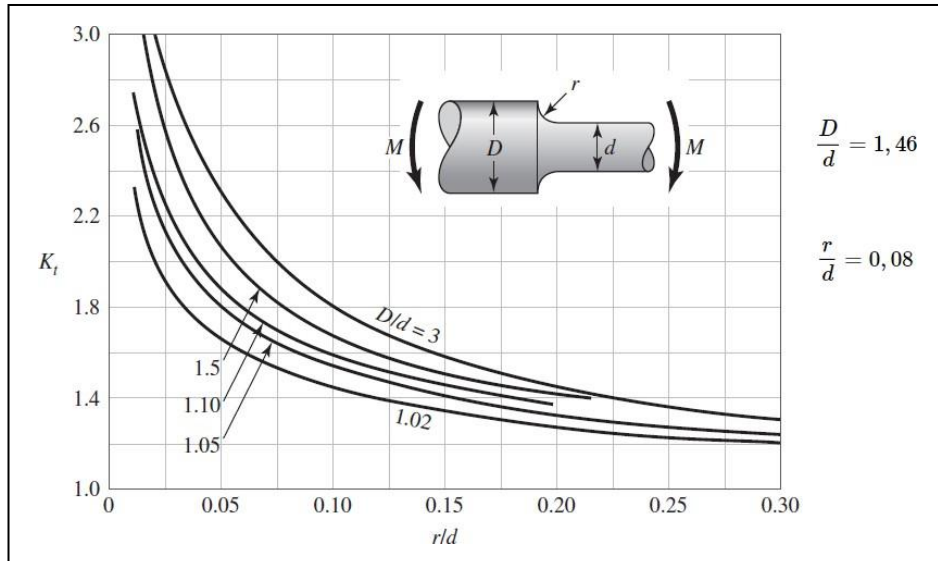


Fig. 44 - Concentrador de esfuerzos para eje redondo con filete en el hombro en flexión [7].

El momento flector, para una distancia de 10 mm y una carga igual a la empleada en el procedimiento anterior, dio un resultado de  $417 \text{ N} \cdot \text{mm}$ . Adicionalmente, observando la [Fig. 44] se estableció que el elemento tiene un ( $K_t$ ) de aproximadamente 1,8.

Con el valor del concentrador de esfuerzos, el esfuerzo nominal debido a flexión en el cambio de geometría y, empleando la ecuación (3), se determinó el esfuerzo que experimenta el pin de liberación.

$$\sigma_{o,2} = (1,8) * 2,46 \text{ MPa} = 4,43 \text{ MPa}$$

Para el análisis de falla por carga estática en el pin se emplea la misma teoría de falla (Von Mises) [7]. Como no hay torsión, el esfuerzo equivalente es el mismo que el de flexión. Por otro lado, se escogió el mismo material que se usó para el eje de rotación y de la Tabla 32 en el Anexo I se sacaron las propiedades. Además, se escogió el primer esfuerzo para realizar el cálculo ya que fue el mayor valor obtenido.

$$n_{py} = \frac{205 \text{ MPa}}{7,87 \text{ MPa}} = 26,04$$

Basándose en el resultado obtenido, se concluyó que el pin soportaría sin problema alguno el peso del péndulo. Por último, la [Fig. 45] representa el esquema de la deflexión máxima en el pin. Para obtener la deflexión y su pendiente, se usó la ecuación (42) y (43), respectivamente.

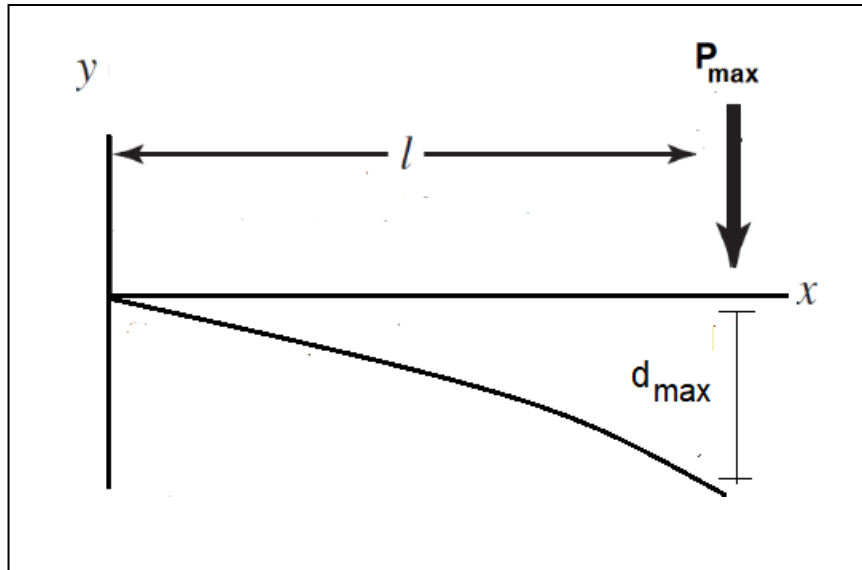


Fig. 45 - Esquema de la deflexión máxima en el pin de liberación.

$$\delta_{max} = \frac{P_{max}(l)^3}{3E \cdot I} \quad (42)$$

$$\delta_{max} = \frac{41,7 \text{ N} (99,25 \text{ mm})^3}{3 (186 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}) (4604 \text{ mm}^4)} = 1,59 \times 10^{-5} \text{ mm}$$

$$\theta_{max} = \frac{P_{max}(l)^2}{2E \cdot I} \quad (43)$$

$$\theta_{max} = \frac{41,7 \text{ N} (99,25 \text{ mm})^2}{2 (186 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}) (4604 \text{ mm}^4)} = 2,40 \times 10^{-7} \text{ rad}$$

De la deflexión máxima y la pendiente del pin, se concluye que no representa ningún riesgo y que su valor no es muy significativo en comparación con el cálculo obtenido del eje de rotación.

#### 6.4. Elaboración del Diseño en Detalle.

En esta sección se presenta el diseño detallado de cada uno de los subsistemas teniendo en cuenta cada subfunción que debe cumplir la máquina: impacto, variar masa y tipo de ensayo, soporte, portar muestras, liberar, seguridad y medición. Para cada subsistema se realizó una descripción del por qué la elaboración de su diseño, la utilidad de sus componentes y la justificación de los materiales seleccionados.

#### 6.4.1. Diseño del Subsistema Pendular.

El subsistema pendular está encargado de cumplir tres subfunciones: impactar la muestra a ensayar, variar la masa de impacto y poder intercambiar el tipo de ensayo entre Charpy e Izod. Este consta de una serie de piezas que componen al péndulo y dependen del ensayo que se desea realizar: Charpy o Izod. A continuación, se expone la Tabla 23 que contiene la lista de las partes de este subsistema.

Tabla 23 - Lista de piezas del subsistema pendular.

Denominación de la pieza	Nombre
A	Brazo
B	Martillo Charpy
C	Impactador Charpy
D	Martillo Izod
E	Impactador Izod
F	Acople pendular
G	Soporte pendular
H	Pesas

Con el objetivo de poder alternar entre un ensayo y otro, se optó por diseñar algunas partes intercambiables. El brazo del péndulo varía, pero el acople es el mismo para ambos tipos de ensayos. Por el contrario, el martillo y el impactador deben ser ensamblados y ajustados a disposición del usuario. En adición, cuando cuelgue libre, el péndulo debe estar suspendido de modo que el borde de percusión esté dentro de los 6,35 mm de la posición donde tocaría la probeta de referencia.

Como se mencionó anteriormente, al ensayo Charpy se le denomina ensayo de viga simple debido a que la probeta se encuentra en una base con 2 apoyos y el impactador golpea en medio de ella [10]. Para el desarrollo del proyecto, se diseñó el martillo Charpy con una forma plana y el impactador en el medio para que en las caras laterales se puedan agregar algunas pesas. Esto, para aumentar la energía del péndulo tal y como se observa en la [Fig. 46] y la [Fig. 47].

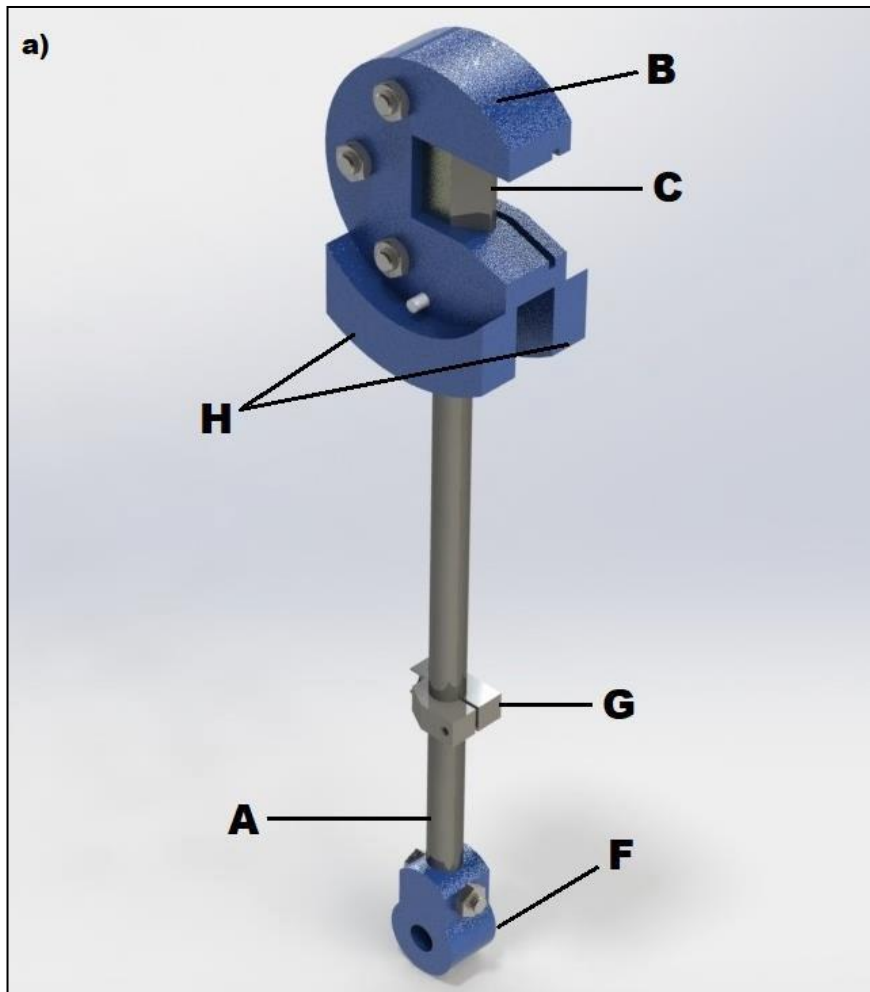


Fig. 46 -Subsistema pendular: a) péndulo Charpy.

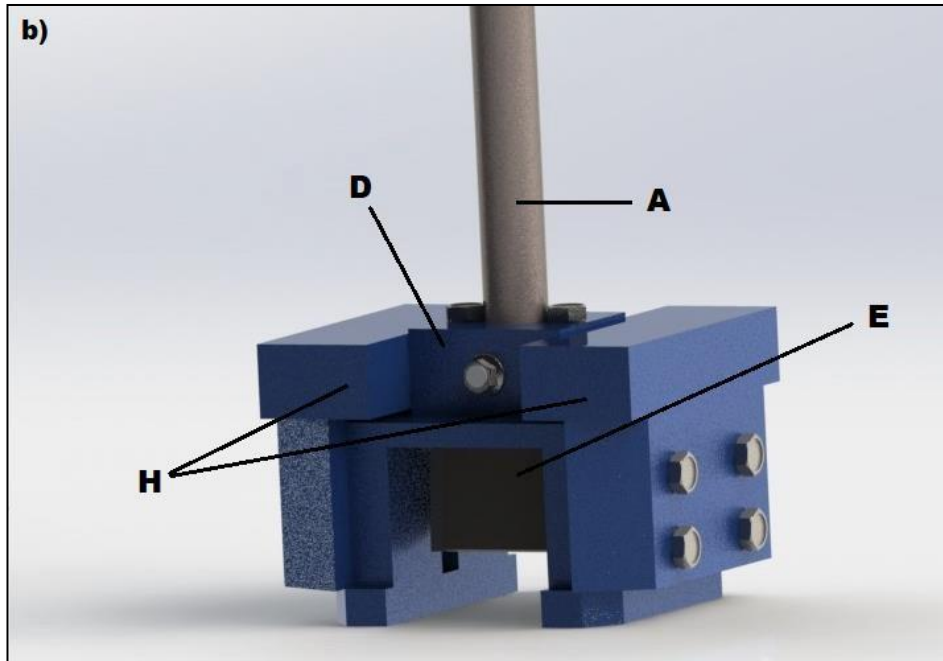


Fig. 47 - Subsistema pendular: a) péndulo Izod.

Pieza A: corresponde al brazo del péndulo que conecta al eje de la maquina con las puntas (martillo e impactador). Además de esto, aporta: momento al péndulo gracias a su longitud y masa, que aumenta la energía de impacto.

Pieza B: corresponde al martillo para la prueba tipo Charpy y es una pieza fundamental ya que en esta se encuentra la función de la variación de la masa que afecta directamente la energía generada por el péndulo. Adicionalmente, hace el acople entre el brazo y el impactador.

Pieza C: el impactador Charpy (o también denominado percutor) es una de las piezas fundamentales del ensamble debido a que es la que se encuentra en contacto directo con la probeta y transfiere toda la energía del péndulo, según la normativa ASTM esta debe ser removible del martillo para realizar su mantenimiento o cambio en caso de desgaste excesivo. [18].

En lo referente al péndulo Izod, al corresponder a un ensayo de viga en voladizo, la configuración y geometría del péndulo difiere de la diseñada para el ensayo tipo Charpy. De acuerdo con lo anterior, se optó por realizar un diseño análogo al sistema de pesos del péndulo Charpy y este sistema impacta la probeta sostenida por un tornillo de banco [ver Fig. 47].

Pieza D: el martillo Izod cumple una función similar al martillo Charpy solo que cambia su configuración geométrica para adaptarse a la prueba y la geometría del impactador. En este caso, se decidió diseñar un péndulo tipo U el cual es comúnmente utilizado en aplicaciones que requieran fracturar materiales frágiles y quebradizos. Esto debido a que proporciona un mejor soporte para el impactador durante la prueba y reduce la posibilidad de que se rompa antes de recibir el impacto.

Pieza E: el impactador Izod cumple la función de transferir la energía del péndulo cuando la probeta se encuentra en una configuración de viga en voladizo que es la posición característica del ensayo Izod.

Pieza F: el acople del péndulo es una pieza que permite la unión entre el eje de rotación y el péndulo. En un principio, se tuvo la idea de que el eje contara con un orificio pasante y que el brazo de los péndulos se atornillara. Sin embargo, no se consideró que, por las vibraciones y fuerzas involucradas, los elementos de unión podrían experimentar desajustes indeseados y elevados esfuerzos. Por tal motivo, se ideó un acople independiente con el cual se pudiera resolver este problema. Esta pieza posee un diámetro interior igual al del eje. Esto se realizó teniendo la idea de que en su posible construcción no se presentaran inconvenientes para insertarlo. Además, cuenta con un orificio principal para introducir el péndulo que se requiera y otros dos secundarios para ajustar el sistema por medio de un pasador y un par de arandelas.

Pieza G: el soporte del péndulo es el encargado de unir cada péndulo con el subsistema de liberación. Este elemento está sujetado mediante una unión atornillada a los péndulos y tiene una geometría específica que encaja con un pin y le transmite todo el peso del péndulo.

### 6.2.2. Diseño del Subsistema de Soporte.

El subsistema de soporte tiene la subfunción de brindar apoyo y estabilidad a la máquina. Está compuesto por la base, las columnas de apoyo, el eje de rotación, la chaveta, los rodamientos y los anillos de retención. La Tabla 24 contiene la lista de piezas de este subsistema y en la [Fig. 48] y la [Fig. 49] se puede evidenciar su respectivo esquema.

Tabla 24 - Lista de piezas del subsistema de soporte.

<b>Denominación de la pieza</b>	<b>Nombre</b>
I	Base de la máquina
J	Columnas de soporte
K	Eje de rotación
L	Chaveta
M	Rodamientos
N	Anillos de retención

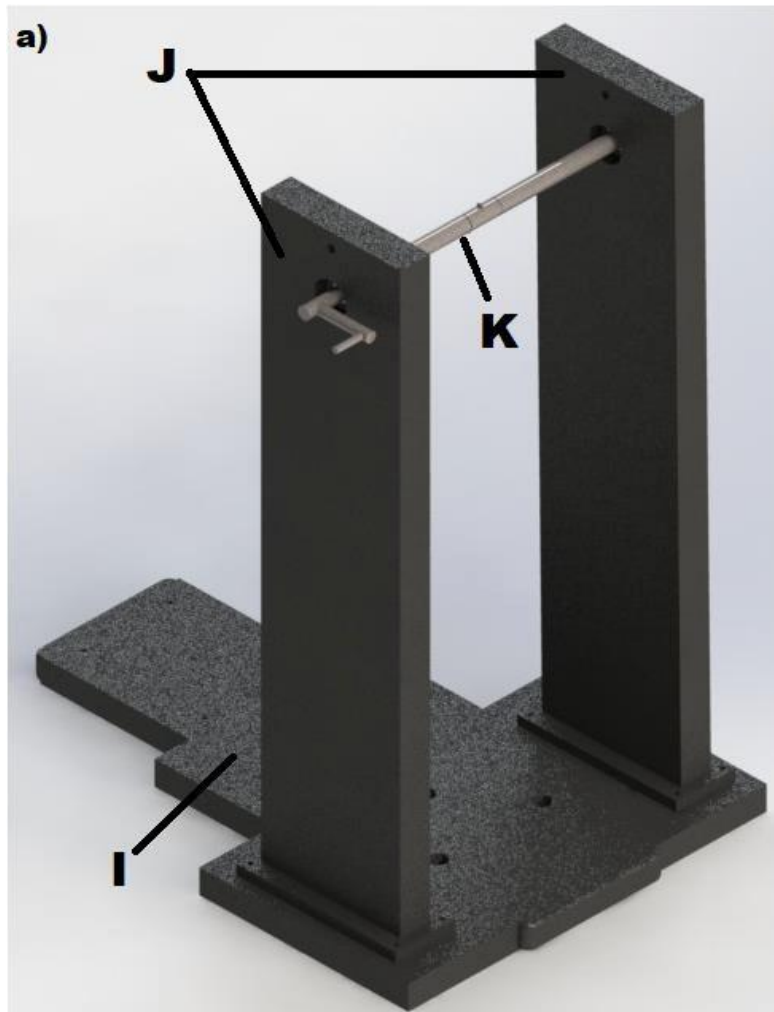


Fig. 48 - Subsistema de soporte: a) base, columnas de soporte, y eje de rotación.

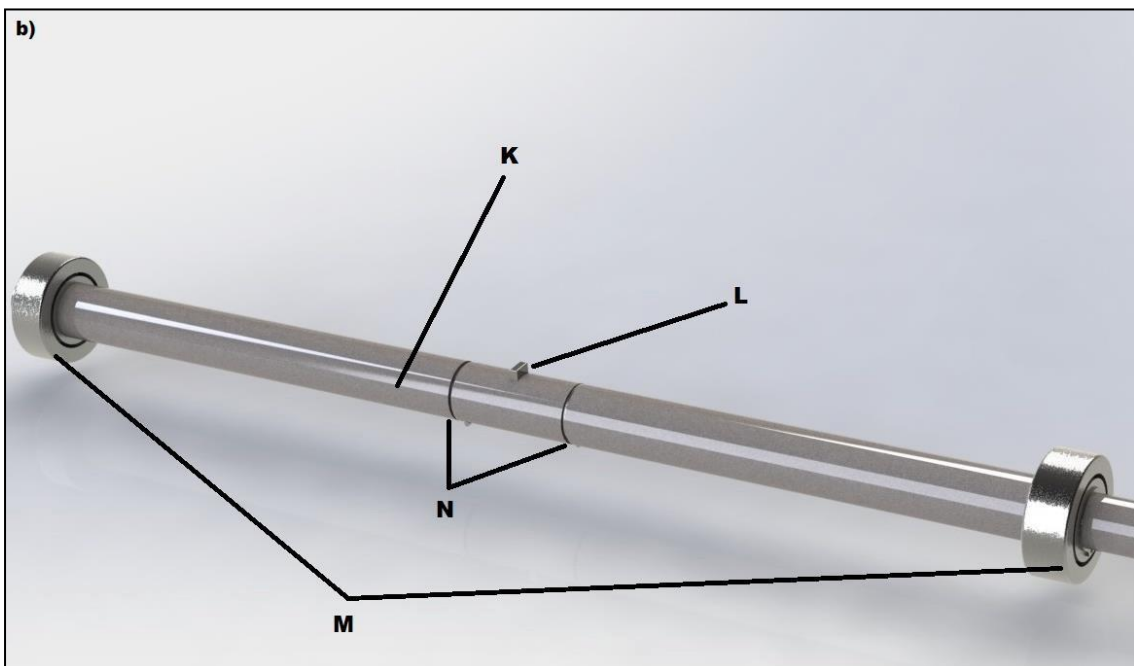


Fig. 49 - Subsistema de soporte: b) chaveta, rodamientos y anillos de retención.

Pieza I: La base es la estructura sobre la cual se encuentra ensamblada la máquina. Según la norma ASTM D256 –97, se debe diseñar una base con suficiente rigidez y masa para minimizar las pérdidas de energía por vibraciones o movimientos horizontales de la base, pérdidas por fricción respecto a los rodamientos del eje de rotación y pérdidas debidas a la resistencia del aire durante la oscilación del péndulo. Estas pérdidas son más significativas cuando se realizan pruebas en materiales altamente tenaces. Por otro lado, debe estar nivelada y anclada a una superficie mecanizada y uniforme para evitar desplazamientos indeseados. En adición, la norma ASTM E23-16b establece que, según los requerimientos generales para las máquinas de impacto mecánico, la base debe estar nivelada (3:1000) y debe satisfacer con alguna de estas dos condiciones: atornillada a un piso de concreto de no menos de 150 mm de espesor o atornillada a una estructura que tenga una masa no menor a 40 veces la del péndulo [18]. Con lo anterior, se puede evidenciar que la ubicación para el diseño de la máquina cumple con al menos una de las condiciones mencionadas dado que el laboratorio cuenta con una loza de concreto de exactamente ese espesor.

Pieza J: estas son las columnas que soportarán el eje y todo el sistema pendular, por lo que deben contar con la resistencia suficiente para cargar con la masa del péndulo y la energía que pueda transferirse por el eje al momento de impactar las probetas.

Pieza K: es el eje principal donde se encuentra el sistema pendular. Este debe aguantar la masa del péndulo y su acople, transferir la fuerza a los soportes y a su vez permitir una rotación con la menor fricción posible para no afectar de manera significativa los resultados de la prueba. Se menciona que se le debe aplicar un cordón de soldadura compatible con el material que se seleccione para permitir el acople del péndulo de forma correcta.

Pieza L: la chaveta asegura la estabilidad y la seguridad del acople en el eje durante la operación. Esta se inserta en una ranura ubicada en el eje, creando una unión sólida y resistente que evita el giro del acople.

Pieza M: los rodamientos (6001-2RS) son los encargados de permitir una rotación del eje con una fricción mínima. Adicionalmente, debe tenerse en cuenta su periodo de mantenimiento para no afectar la precisión de la máquina y su capacidad para corroborar que resistan todas las cargas aplicadas.

Pieza N: los anillos de retención en el diseño, se emplearon para para posicionar axialmente el eje con el acople y evitar que este último se deslice horizontalmente.

### **6.2.3. Diseño del Subsistema de Portamuestras.**

El subsistema de portamuestras tiene la subfunción de sostener las probetas de los ensayos tipo Charpy e Izod según su orientación y configuración específica. De este modo, el sistema debe ser capaz de soportar la fuerza ejercida por el péndulo en el momento del impacto con la probeta. La Tabla 25 contiene su respectiva lista de componentes. Adicionalmente, en la [Fig. 50] se puede observar su esquema.

Tabla 25 - Lista de piezas del subsistema de portamuestras.

Denominación de la pieza	Nombre
O	Columnas Charpy
P	Base portamuestras
Q	Tornillo sin fin
R	Guías
S	Mordazas Izod

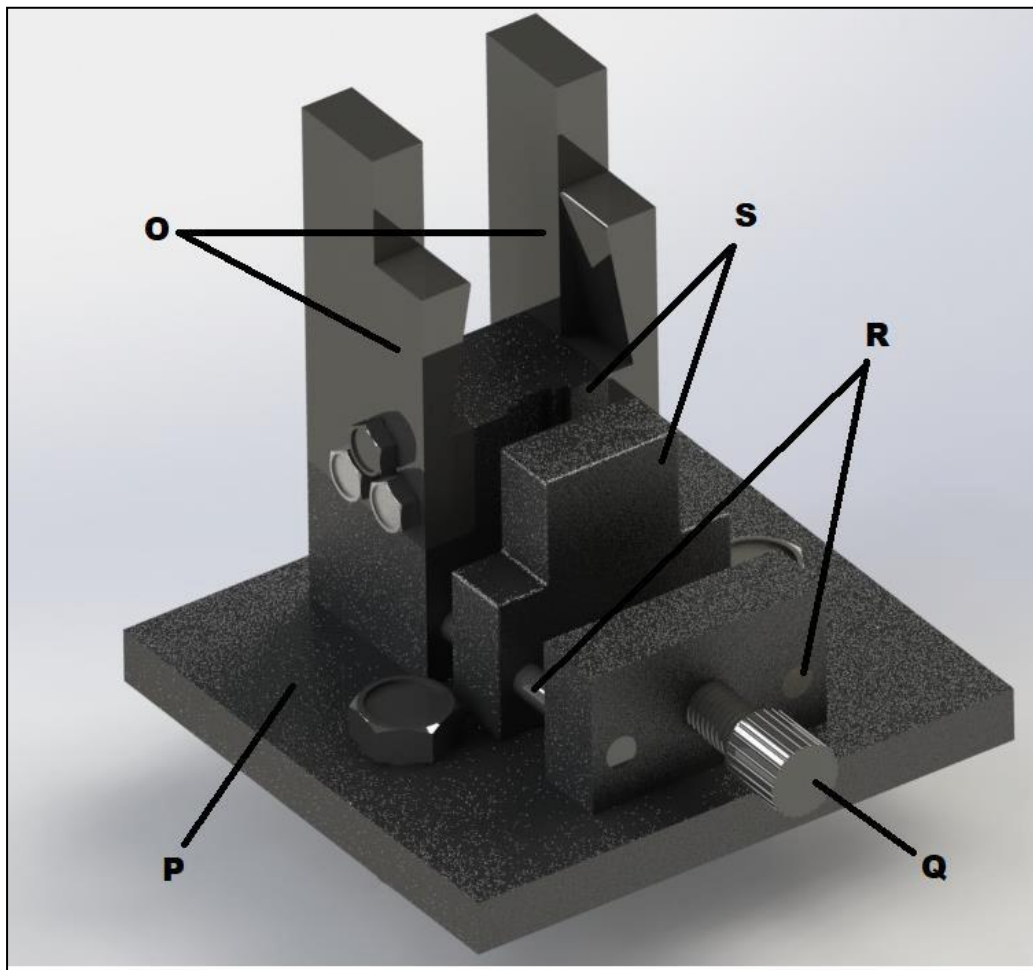


Fig. 50 - Subsistema del portamuestras: ensayo tipo Charpy e Izod.

Pieza O: según la norma ASTM E23 – 16b [18] , las columnas de la configuración Charpy deben tener una distancia de separación de 40 mm y ubicadas de tal manera que el centro de la probeta coincida con el centro de impacto del péndulo. Estas piezas se diseñaron para ser removidas cuando se desee realizar el ensayo tipo Izod. Esto debido a que el péndulo Izod posee mayor anchura que la distancia entre las columnas Charpy, lo cual interferiría con su trayectoria.

Pieza P: la base del portamuestras debe estar anclada a la base principal de la máquina para disminuir las vibraciones y a su vez, es la encargada de sostener el sistema de sujeción tanto de Charpy como de Izod.

Pieza Q: el tornillo sin fin tiene como función principal realizar el ajuste de la prensa Izod. Esto es de gran importancia debido a que la probeta en esta prueba debe estar aprisionada como una viga en voladizo y, al momento del impacto, la prensa no debe ceder.

Pieza R: las guías le aportan rigidez a la prensa y, a su vez, permiten tener un mejor ajuste y evitan la desviación del tornillo.

Pieza S: las mordazas son las encargadas de sostener la probeta para el ensayo Izod. Es fundamental que entre su cara superior y el centro de impacto del péndulo Izod, haya una distancia de 22 mm para asegurar un correcto funcionamiento. Estas mordazas deben tener unos canales para poder colocar los diferentes tipos de probetas descritos en las normativas de pruebas de impacto en polímeros.

#### **6.2.4. Diseño del Subsistema de Liberación.**

El subsistema de liberación tiene la subfunción de permitirle el movimiento al péndulo de manera controlada desde cierta altura e inclinación inicial. Para el diseño, se buscó realizar un sistema de liberación de péndulo de gravedad el cual utilice un dispositivo mecánico. La idea de este diseño es simplemente la de un brazo que sostiene al péndulo en su posición de reposo. Una vez activado, el brazo debe moverse de tal manera que el péndulo sea liberado y oscile libremente. Siguiendo este orden de ideas, se tomó como dispositivo de referencia un pin de bloqueo.

Este sistema es un tipo de pasador que ayuda a bloquear dos piezas en contacto. Está compuesto por un vástago cilíndrico, una barra ranurada en uno de sus extremos y un tornillo que une a las otras piezas. Para una mayor claridad de sus componentes, en la [Fig. 51] se puede observar su esquema del subsistema y la Tabla 26 contiene su respectiva lista de piezas.

Tabla 26 - Lista de piezas del subsistema de liberación.

<b>Denominación de la pieza</b>	<b>Nombre</b>
T	Pin de bloqueo
U	Acople del pin
V	Tornillo de liberación

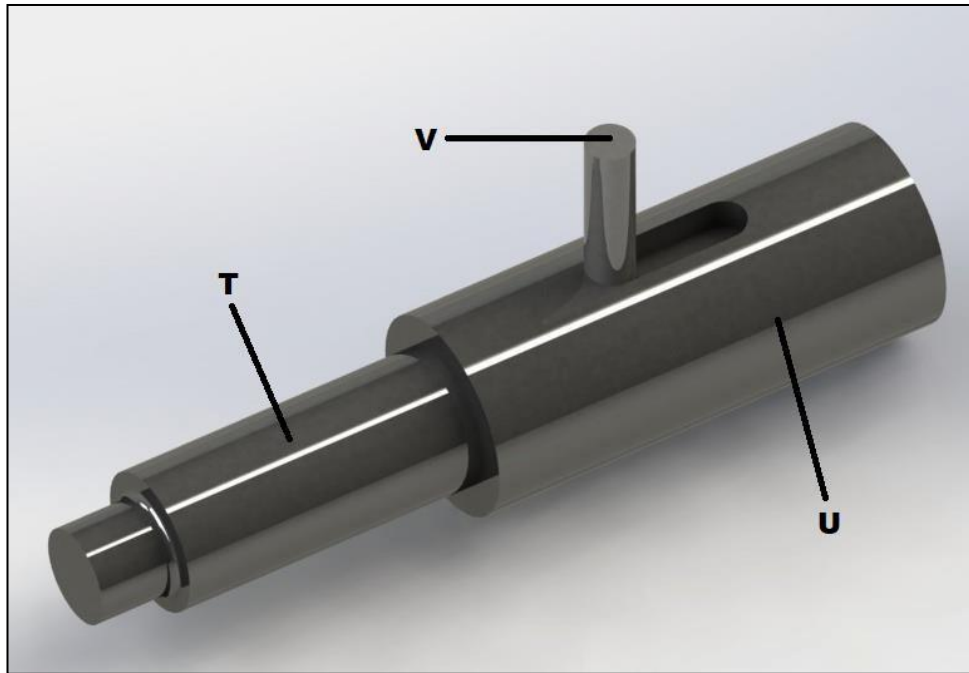


Fig. 51 - Subsistema de liberación: pin de bloqueo y acople.

Pieza T: el acople alberga el orificio en el cual se desliza el pin. A su vez, esta pieza cuenta con una ranura que restringe el movimiento del pin. Está soldada a una de las caras de la columna de apoyo de la máquina y se diseñó basándose en el mismo acero al carbono seleccionado para la gran mayoría de piezas con el fin de obtener una mejor compatibilidad con la fundición gris.

Pieza U: el pin es el vástago cilíndrico que alude al brazo del sistema. Este mantiene la posición del péndulo en un ángulo determinado para generar la energía que romperá la probeta y, además, evita que el péndulo caiga en otro momento distinto a la realización del ensayo. Adicionalmente, cuenta con un cilindro que sobresale en la ranura del acople y, por medio de este elemento, el usuario puede accionar el subsistema.

Pieza V: el tornillo de liberación es un componente encargado de conectar el pin con su respectivo acople. Por medio de este, el usuario de la máquina debe ser capaz de desplazar el pin horizontalmente y liberar los péndulos.

Luego de haber especificado sus componentes, se procede a explicar el uso del subsistema: se debe deslizar el pin para que este quede extendido por completo. Luego, encajar dicho pin con el soporte del péndulo, consiguiendo así que todo el sistema quede suspendido. Por último, si se desea liberar el sistema, se desliza el pin en la dirección contraria. Se concluye que la utilidad de este sistema radica en su facilidad para empleado.

#### **6.2.5. Diseño del Subsistema de Seguridad.**

Para el diseño del subsistema de seguridad, se analizó el comportamiento de la máquina en relación a su operación por parte de los estudiantes, profesores y laboratoristas. De acuerdo con esto, se estableció

que se debe contar con dos sistemas: uno que restrinja la manipulación de la máquina durante el ensayo y otro que evite que los residuos impacten de forma aleatoria en el entorno. A continuación, se expone la Tabla 3 que contiene la lista de las partes del subsistema A y B. En adición, en la [Fig. 52] y [Fig. 53] se puede observar un esquema de ambos.

Tabla 27 - Lista de piezas del subsistema de seguridad.

Denominación de la pieza	Nombre
W	Lámina de seguridad
X	Compuerta
Y	Caja de contención

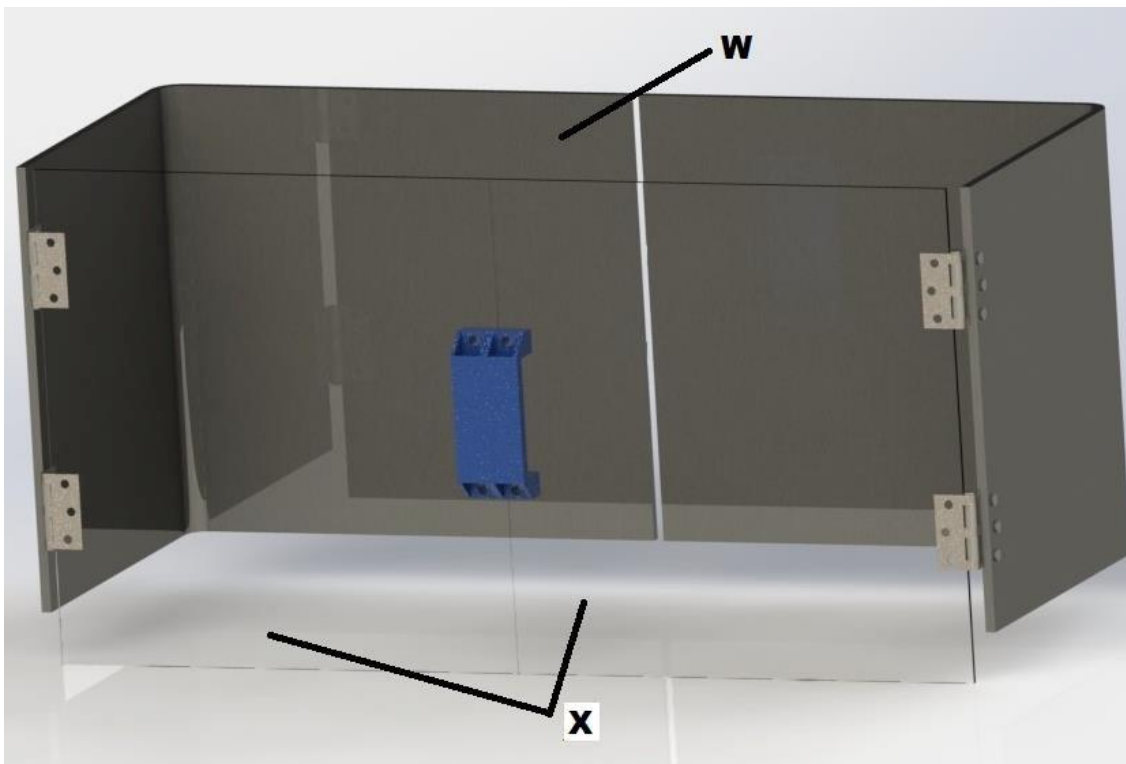


Fig. 52 - Subsistema de seguridad A: compuerta de seguridad.

Pieza W: lámina ubicada en la parte posterior de la máquina que restringe el acceso al péndulo de cualquier otro lado que no sea la parte frontal. Se encuentra soldada a la columna de soporte y, como se necesita rodear toda la máquina con esta pieza, fue diseñada para que se construya con un acero bajo al carbono ya que es económico en comparación con otros metales.

Pieza X: unida a la lámina de seguridad por medio de unas bisagras, se encuentra una compuerta transparente de acrílico (se usó este material debido a que es liviano, de alta transparencia y presenta buena resistencia a la corrosión) desde donde se puede visualizar el funcionamiento del ensayo. Se

agarra utilizando unas manijas y deberá estar cerrada para poder liberar el péndulo y así evitar el ingreso de alguna extremidad o material no deseado durante la realización de la prueba.

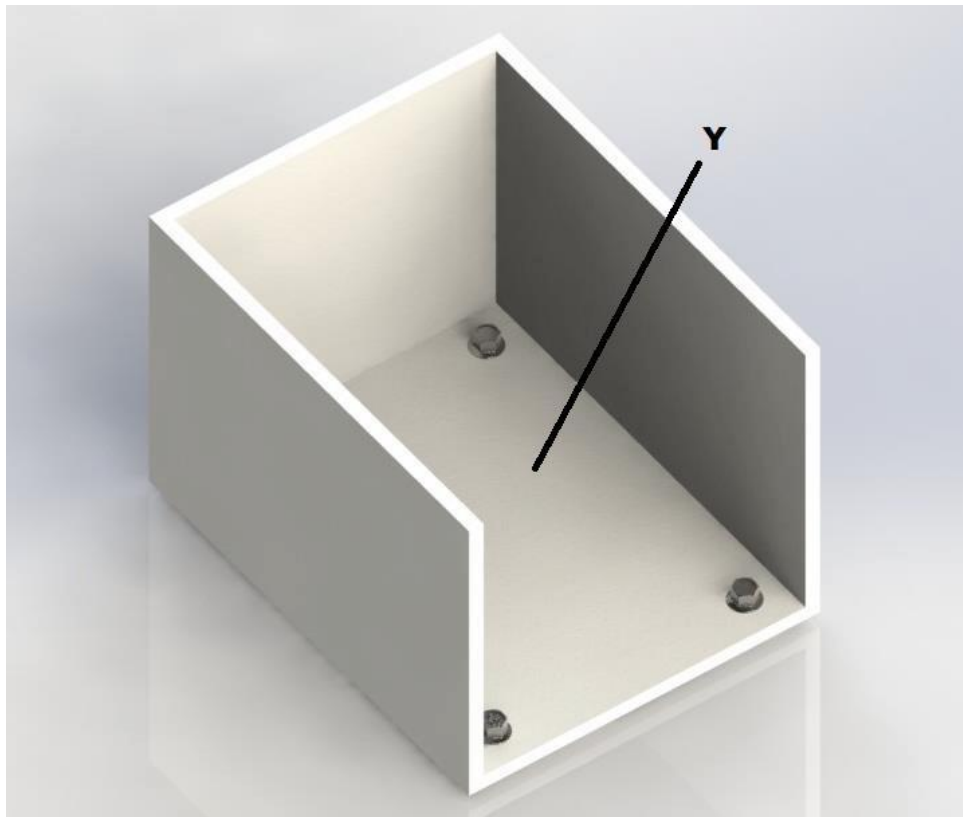


Fig. 53 - Subsistema de seguridad A: compuerta de seguridad.

Al ser esta una prueba de impacto es posible que los pedazos resultantes de la fractura de la probeta salgan despedidos del portamuestras, por lo que esta caja ubicada detrás del subsistema de portamuestras busca amortiguar estos residuos y evitar que puedan lastimar a alguna persona o equipo adyacente.

Pieza Y: la caja de contención es un elemento que recibe los restos de la probeta fracturada. En adición, como la máquina está diseñada para materiales poliméricos, no se requiere de mucha resistencia para esta pieza. Por lo tanto, se diseñó con base en la selección de un material polimérico y se sugiere que su unión con la base de metal se haga empleando un adhesivo epoxi. Este último provee una alta resistencia mecánica y química.

#### **6.2.6. Diseño del Subsistema de Medición.**

El subsistema de medición es el encargado de señalar el ángulo máximo alcanzado por el péndulo después de impactar la muestra. Esto con el objetivo de poder medir el ángulo final de caída y una vez obtenido este dato, calcular la energía absorbida por la muestra de forma manual. Para el diseño de este subsistema, se utilizó un mecanismo que aprovecha la fricción entre dos piezas de distinto material (metal y polímero), evitando así la implementación de dispositivos electrónicos para la medición. En la

[Fig. 54] se muestra el esquema correspondiente a las piezas que forman parte de este subsistema, las cuales se encuentran detalladas en la Tabla 28.

Tabla 28 - Lista de piezas del subsistema de medición.

Denominación de la pieza	Nombre
Z	Disco de medición
AA	Aguja de medición

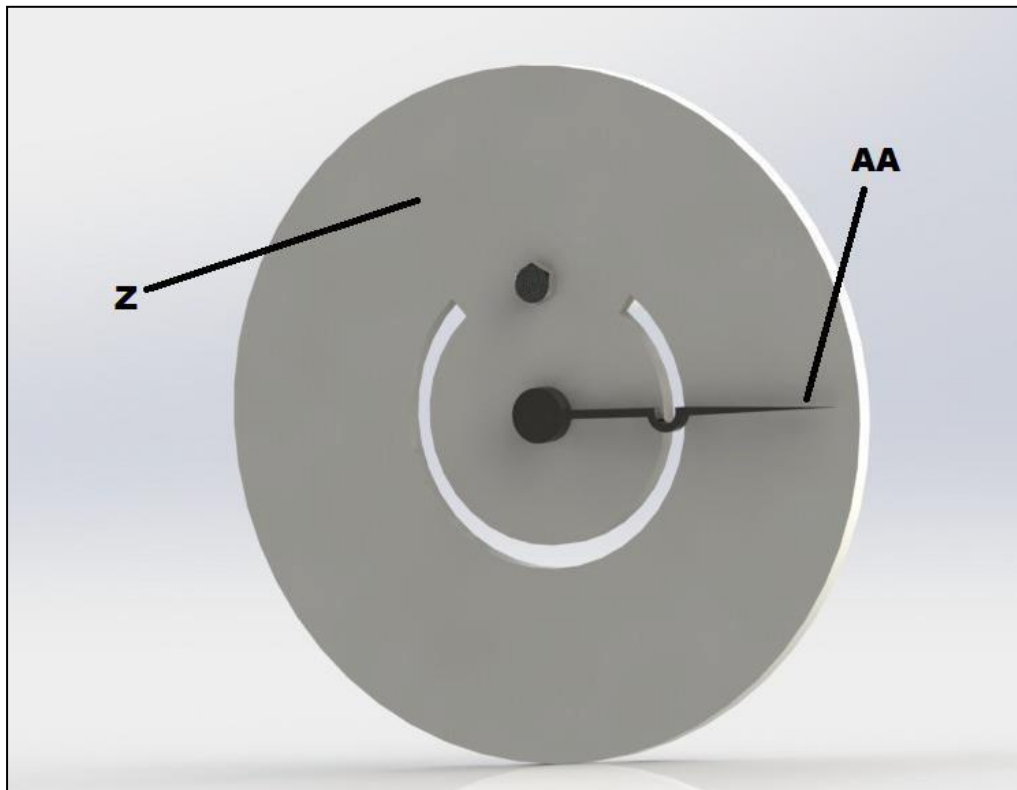


Fig. 54 - Subsistema de medición: disco de medición angular.

Pieza Z: consta de una superficie con un canal circular que sigue la trayectoria del péndulo para medir el ángulo final. Está hecha de polipropileno rugoso para conseguir una mejor resistencia al deslizamiento entre piezas y se plantea que su posible método de fabricación sea por impresión 3D. Se recalca que se debe ser cuidadoso con los parámetros de impresión dado que puede presentarse una contracción del material durante su enfriamiento y generar deformaciones y/o grietas indeseadas.

Pieza AA: la aguja de medición es aquella que señala, en la superficie de medición, el ángulo de caída obtenido por el péndulo. Esta pieza es arrastrada por un pequeño vástago unido al eje de rotación cuando se realiza el ensayo y, por la presión y fricción ejercida entre las superficies en contacto, se queda estática cuando el péndulo completa media oscilación.

## **6.5. Aplicación de los Procesos de Soldadura en el Diseño de la Máquina.**

Con el objetivo de implementar la soldadura de algunas piezas en el presente proyecto, se realizó un estudio para establecer la técnica más adecuada, las normas que se deben seguir, el electrodo y algunas recomendaciones frente al diseño de la máquina.

Para comenzar, se observó que para el diseño se necesita realizar algunas uniones entre distintos materiales y otras uniones con el mismo material. Independientemente de lo anterior, se propuso emplear soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido (SMAW) debido a su bajo costo, su portabilidad y su gran versatilidad al poder soldar una amplia gama de materiales y espesores de metal [41].

En cuanto al desarrollo de estos procesos, es importante seguir las recomendaciones adecuadas para la preparación de las superficies de las piezas a soldar, incluyendo la limpieza de la zona de soldadura para eliminar cualquier contaminante que pueda afectar la calidad de la soldadura. También se debe seguir la técnica de soldadura recomendada para minimizar el riesgo de defectos, como porosidad, fisuras y falta de penetración. Después de la soldadura, se debe realizar una inspección visual y, si es necesario, una inspección no destructiva para verificar la calidad de la soldadura [41].

### **6.5.1. Proceso de Soldadura entre Piezas del Mismo Material (AISI 1020).**

El primer caso corresponde a la unión entre el eje de rotación y los vástagos que se encargan de transmitir el movimiento del mismo a la aguja de medición. Estos vástagos son elementos cilíndricos, todas las piezas mencionadas están diseñadas con acero bajo al carbono y, se estableció que el cordón de soldadura puede ser de espesor hoja o intermedio dado que la unión no requiere de una gran resistencia.

Al consultarse la norma AWS D1.1 “Structural Welding Code – Steel”, la cual establece los requisitos para la soldadura de estructuras de acero [42] y la norma AWS A5.1” Specification for Carbon Steel Electrodes for Shielded Metal Arc Welding”, que consigna los requisitos para los electrodos de acero al carbono utilizados en el proceso SMAW [43], se encontró que es recomendable usar un electrodo revestido de baja aleación con un contenido de carbono similar al del material base AISI 1020. Con base a esto, se concluyó que existen dos opciones de electrodos: el AWS E6010 o el E6011.

El electrodo E6010 es un electrodo de rutilo que proporciona una penetración profunda y se utiliza principalmente para soldar en posición plana, mientras que el E6011 es un electrodo de celulósico que tiene una mayor facilidad de manejo y se puede utilizar en todas las posiciones de soldadura. Ambos electrodos tienen un revestimiento especial que proporciona una protección adicional contra la contaminación y asegura una calidad de soldadura consistente y uniforme. Además, estos electrodos son ampliamente disponibles en la industria y son relativamente económicos, lo que los hace una opción popular para la soldadura de aceros al carbono [43]. La Tabla 30 del Anexo I muestra algunas propiedades mecánicas de estos electrodos.

### **6.5.2. Proceso de Soldadura entre Piezas de Diferente Material (Fundición Gris y AISI 1020).**

El segundo caso consta de dos uniones: una entre la lámina que rodea la máquina con la columna que soporta al eje de rotación y otra entre dicha columna y el acople del pin de liberación. Se aclara que la única pieza que está diseñada con fundición gris para esta aplicación, son las columnas de soporte.

Para el análisis, además de las normas AWS D1.1 y la AWS A5.1, se consultó la AWS D11.2 "Guide for Welding Iron Castings" [44]. Esta última norma establece los requisitos para la soldadura de hierro fundido con electrodos de acero al carbono. En cuanto a los códigos de los electrodos, se debe utilizar un electrodo E7018 para soldar la lámina de acero al carbono y un electrodo E312-16 para soldar la estructura de hierro fundido. Estos electrodos tienen una buena resistencia y ductilidad, lo que es importante para una soldadura fuerte y duradera.

El electrodo E7018 es un tipo de electrodo básico revestido de bajo hidrógeno utilizado para soldar acero al carbono. El revestimiento en este electrodo ayuda a prevenir la formación de porosidad, lo que es importante para lograr una buena calidad de soldadura. Por otro lado, el electrodo E312-16 es un tipo de electrodo austenítico revestido, tiene una alta resistencia a la corrosión y es capaz de soportar altas temperaturas. De forma análoga al anterior caso, se consignaron las propiedades de cada electrodo en la Tabla 30 del Anexo I.

### **6.6. Validación Computacional.**

En el campo de la ingeniería, es esencial que los diseños y cálculos realizados sean precisos y confiables, ya que cualquier error en el proceso de diseño puede tener graves consecuencias en la implementación y funcionamiento de un proyecto. Por esta razón, se ha vuelto cada vez más común el uso de herramientas computacionales para validar y verificar los cálculos realizados en un diseño. En este proyecto, se llevó a cabo una validación computacional mediante el uso de un software especializado para corroborar los cálculos realizados y analizar si el diseño está correctamente desarrollado. El objetivo de este proceso es asegurar que los resultados obtenidos sean precisos y confiables, y que el diseño sea seguro y eficiente en su implementación.

Por otro lado, existen muchos software comerciales y libres disponibles para realizar simulaciones por MEF. Para el presente diseño, se optó por emplear SolidWorks. Este es un software de diseño asistido por computadora (CAD) que también incluye herramientas para la simulación de comportamiento mecánico utilizando el método de elementos finitos (MEF). Además, por medio de un complemento del programa, SolidWorks Simulation, se pueden modelar piezas y ensamblajes en 3D, aplicar cargas y restricciones, optimizar diseños, y analizar el comportamiento mecánico de los elementos del diseño: ofrece la capacidad de realizar análisis de fatiga, vibración, análisis térmico y flujo de fluidos. En consecuencia, se seleccionó este programa debido a que presenta una interfaz fácil de usar que permite definir las condiciones de contorno de piezas, modificar las propiedades de los materiales, y luego ejecutar simulaciones. Visualizando así los resultados del diseño para una futura fabricación del modelo.

#### **6.6.1. Validación del Análisis Cinético del Péndulo.**

Al realizarse el análisis de movimiento del péndulo por medio de simulaciones computacionales se encontró que, cuando el desplazamiento angular del sistema es igual a  $180^\circ$ , la velocidad angular del

péndulo alcanza un valor de 8,38 rad/s y carece de aceleración angular en este instante. Por su parte, el desarrollo matemático del análisis cinético del péndulo, arrojó resultados muy similares: la velocidad angular dio un resultado de 8,52 rad/s y la aceleración angular también resultó ser cero. Las gráficas de la velocidad y aceleración angular se pueden observar en la [Fig.56] y la [Fig.57] del Anexo II, respectivamente.

Respecto a la fuerza de impacto en la simulación, se encontró realizando un subensamblaje en el que se impactó el péndulo en su condición de peso máximo (incluyendo las pesas) con una probeta. Dicha fuerza fue de aproximadamente 94 N. A su vez, lo obtenido por medio de las ecuaciones de movimiento no difirió mucho. Obteniéndose un valor de 89 N. En la [Fig. 55] del Anexo II se encuentra la gráfica de la fuerza de impacto en función del desplazamiento angular.

### 6.6.2. Validación de los Cálculos para los Subsistemas de la Máquina.

Para sintetizar los resultados obtenidos computacionalmente por el método de elementos finitos (MEF) y contrastarlos con los calculados a partir de los análisis de las piezas críticas de la máquina, se realizó la Tabla 29. En adición, en el Anexo II se encuentran todos los gráficos de las simulaciones realizadas.

Tabla 29 - Resultados obtenidos de los subsistemas de la máquina

Pieza	Esfuerzo máximo a fluencia, $\sigma_y$ (MPa)		Factor de seguridad a fluencia, $n_y$	
	Calculado	MEF	Calculado	MEF
Eje de rotación	23,84	17,39	15	20
Pin de liberación	7,87	7,12	26	50
Portamuestras	-	0,99	-	202

Respecto a la falla por fatiga de los elementos se encontró, por medio de la validación computacional, que efectivamente el eje está diseñado a vida infinita con una vida total de  $10^6$  ciclos. Al pin de liberación y al portamuestras se les realizó una comprobación de fatiga y se discutió que no era necesario realizarles un estudio completo ya que no mostraban puntos significativamente críticos en la simulación.

## **6.7. Guía de Laboratorio.**

En el ámbito de la formación académica profesional y la investigación científica, el trabajo experimental es fundamental para el avance del conocimiento en diversos campos. Sin embargo, la calidad de los resultados experimentales puede verse afectada por diversos factores, como la falta de estandarización en los procedimientos y la falta de atención a los detalles experimentales. Por lo tanto, es esencial que los estudiantes e investigadores tengan acceso a una guía de laboratorio clara y detallada que les permitan llevar a cabo sus experimentos de manera sistemática y reproducible.

Así, el contar con una guía de laboratorio ayuda a que las personas que pretendan emplear la máquina de ensayos de impacto mecánico entiendan su contexto, funcionamiento y parámetros de seguridad para su respectivo uso. Se hace mención que la guía de laboratorio de la máquina diseñada se encuentra anexada al presente proyecto de grado.

## **7. Conclusiones.**

Finalmente, tras diseñar la máquina de ensayos de impacto mecánico, es importante resaltar las siguientes conclusiones. Se logró diseñar una máquina de ensayos de impacto capaz de realizar ensayos tipo Charpy e Izod en los materiales poliméricos más comunes, excluyendo el LDPE y LLDPE que presentan una tenacidad atípicamente alta, por lo que finalmente la máquina tiene un rango de operación desde los 2,5 hasta los 25 Joules. Esto permite evaluar la resistencia y el comportamiento de materiales y componentes frente a cargas dinámicas, lo cual tiene un impacto directo en la seguridad y calidad de productos y estructuras. Los resultados obtenidos pueden utilizarse para propósitos investigativos y para la caracterización de nuevos materiales. Adicionalmente se cumplió con las restricciones de tamaño y seguridad obtenidos en base a las encuestas y entrevistas con el personal directamente relacionado con el proyecto, que en este caso se compone de profesores y laboratoristas.

El enfoque adoptado durante la realización del diseño conceptual y a detalle de la máquina de ensayos de impacto mecánico fue mantener la simplicidad sin comprometer su funcionalidad. Esto facilita la comprensión, operación y mantenimiento del dispositivo, lo que resulta beneficioso tanto para los investigadores como para aquellos que puedan utilizar la máquina en entornos industriales. Además, al ser un diseño netamente mecánico y con materiales comunes en el mercado, el dispositivo se vuelve más accesible para aquellos que deseen replicarlo o adaptarlo a sus necesidades específicas lo que da cumplimiento al objetivo académico del proyecto. Finalmente, la máquina diseñada ha demostrado teóricamente (con base a las simulaciones realizadas por el método de elementos finitos) ser capaz de generar y aplicar los niveles de energía requeridos para llevar a cabo pruebas de impacto. Esto asegura que se puedan simular adecuadamente las condiciones de carga dinámica a las que estarían expuestos los materiales y componentes en situaciones reales. La capacidad de generar una amplia gama de energías de impacto permite realizar pruebas en diferentes escalas y para diversos tipos de materiales, aumentando la aplicabilidad y utilidad de la máquina.

# ANEXOS

## ANEXO I.

Tabla 30 - Propiedades mecánicas de los electrodos seleccionados [43], [44]

<b>Electrodo</b>	<b>Resistencia a la tracción, <math>\sigma_t</math> MPa (kpsi)</b>	<b>Límite elástico, <math>\sigma_{elas}</math> MPa (kpsi)</b>	<b>Alargamiento %</b>	<b>Impacto (a baja temperatura) J</b>
E6010	414 – 483 (60 – 70)	345 – 414 (50 – 60)	20 - 30	50 - 70
E6011				60 - 90
E7018	480 (70)	400 (58)	22	55
E312 - 16	550 (80)	410 (60)	30	30

Tabla 31 - Polímeros convencionales comunes, unidad repetitiva que los conforma y algunas de sus aplicaciones [45]

Polímero	Unidad repetitiva	Aplicaciones
Polietileno (PE)	$\left[ \text{CH}_2 - \text{CH}_2 \right]_n$	Bolsas de todo tipo, envases y contenedores para jugos, leche y agua, juguetes, botellas para detergente.
Polipropileno (PP)	$\left[ \text{CH}_2 - \overset{\text{CH}_3}{\underset{ }{\text{CH}}} \right]_n$	Bolsas, bandejas, vasos, juguetes, botellas, tarros, tapas de botellas, películas.
Policloruro de vinilo (PVC)	$\left[ \text{CH}_2 - \overset{\text{Cl}}{\underset{ }{\text{C}}} \right]_n$	Tuberías, envase, blísteres, mangueras, suelas para zapatos, cables, películas termoencogibles.
Poliestireno (PS)	$\left[ \text{CH}_2 - \overset{\text{H}}{\underset{\text{C}_6\text{H}_5}{ }{\text{C}}} \right]_n$	Vaso, bandejas, cajas, cubiertos desechables, juguetes, envases cosméticos, espumas, embalaje.
Politereftalato de etileno (PET)	$\left[ \overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}} - \text{C}_6\text{H}_4 - \overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}} - \text{O} - \text{CH}_2 - \text{CH}_2 - \text{O} \right]_n$	Botellas para bebidas carbonatadas y agua, botellas para aceites, envases para bebidas y alimentos, bandejas.

Tabla 32 - Propiedades de los materiales seleccionados para el diseño de la máquina [46]

#	Pieza	Material	Densidad, $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Resistencia a la fluencia $S_y$ , Mpa (kpsi)	Resistencia última a la tensión $S_{ut}$ , Mpa (kpsi)	Modulo de elasticidad E, Gpa (Mpsi)	Dureza Vickers	Maquinabilidad

1	Brazo	AISI 1020 (CR)	7870	350 (50,8)	420 (60,9)	186 (27)	126	Media
2	Eje de rotación							
3	Soporte pendular							
4	Acople pendular							
5	Martillo Charpy							
6	Martillo Izod							
7	Columnas Charpy							
8	Tornillo sin fin							
9	Guías							
10	Pin de bloqueo							
11	Acople del pin							
12	Aguja de medición							
13	Chave ta							
14	Pesas							
15	Lámina de seguridad							
16	Impactador Charpy	AISI 1045 (CD)	7850	530 (76,9)	625 (90,6)	206 (29,9)	188	Media
17	Impactador Izod							
18	Base de máquina	Hierro fundido gris A 48 Clase 40	7150	90 (13)	276 (40)	45 – 90 (6,5–13,1)	246	Alta
19	Base de portamuestras							

20	Mordaza Izod							
21	Columnas de soporte							
22	Compuerta	Acrílico (moldeado)	700-1300	70 – 80 (10–12)	19,3 – 85,0 (2,8 – 12,3)	1,0 – 3,8 (0,14-0,55)	20-100	Alta
23	Disco de medición	Polipropileno (moldeado)	880-2400	4 – 369 (0,6 – 53,5)	9 – 80 (1,3– 11,6)	0,01 – 8,25 (0,001-1,2)	25 - 50	Alta
24	Caja de contención							

Tabla 33 - Intervalos máximos típicos de pendientes permisibles para cojinetes [7]

<b>Pendientes</b>	
Rodillo ahusado	0,0005 – 0,0012 rad
Rodillo cilíndrico	0,0008 – 0,0012 rad
Bola con ranura profunda	0,001 – 0,003 rad
Bola esférica	0,026 – 0,052 rad
Bola autoalineante	0,026 – 0,052 rad

Tabla 34 - Dimensiones comunes para chavetas cuadradas [7]

<b>Diámetros del eje (mm)</b>		<b>Tamaño de la chaveta (mm)</b>	
<b>Más de</b>	<b>Hasta (inclusive)</b>	<b>W = h</b>	<b>Profundidad</b>
7,94	11,11	2,38	1,19
11,11	14,29	3,18	1,59
14,29	22,3	4,76	2,38
22,3	31,75	6,35	3,18
31,75	34,93	7,94	3,97
34,93	44,45	9,53	4,77
44,45	57,15	12,70	6,35
57,15	69,85	15,88	7,94

69,85	82,55	19,05	9,53
-------	-------	-------	------

Tabla 35 - Dimensiones del cojinete de bolas de ranura profunda [7]

Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)	Ancho (mm)	Radio del entalle (mm)	Diámetro del hombro	
				ds	dh
10	30	9	0,6	12,5	27
12	32	10	0,6	14,5	28
15	35	11	0,6	17,5	31
17	40	12	0,6	19,5	34
20	47	14	1,0	25	41
25	52	15	1,0	30	47
30	62	16	1,0	35	55
35	72	17	1,0	41	65
40	80	18	1,0	46	72
45	85	19	1,0	52	77
50	90	20	1,0	56	82
55	100	21	1,5	63	90
60	110	22	1,5	70	99
65	120	23	1,5	74	109
70	125	24	1,5	79	114
75	130	25	1,5	86	119
80	140	26	2,0	93	127
85	150	28	2,0	99	136
90	160	30	2,0	104	146
95	170	32	2,0	110	156

## ANEXO II.

Se presentan los anexos de las simulaciones computacionales realizadas. Estos incluyen: las gráficas del estudio de movimiento pendular, los análisis de esfuerzos, factores de seguridad y fatiga de las piezas críticas.

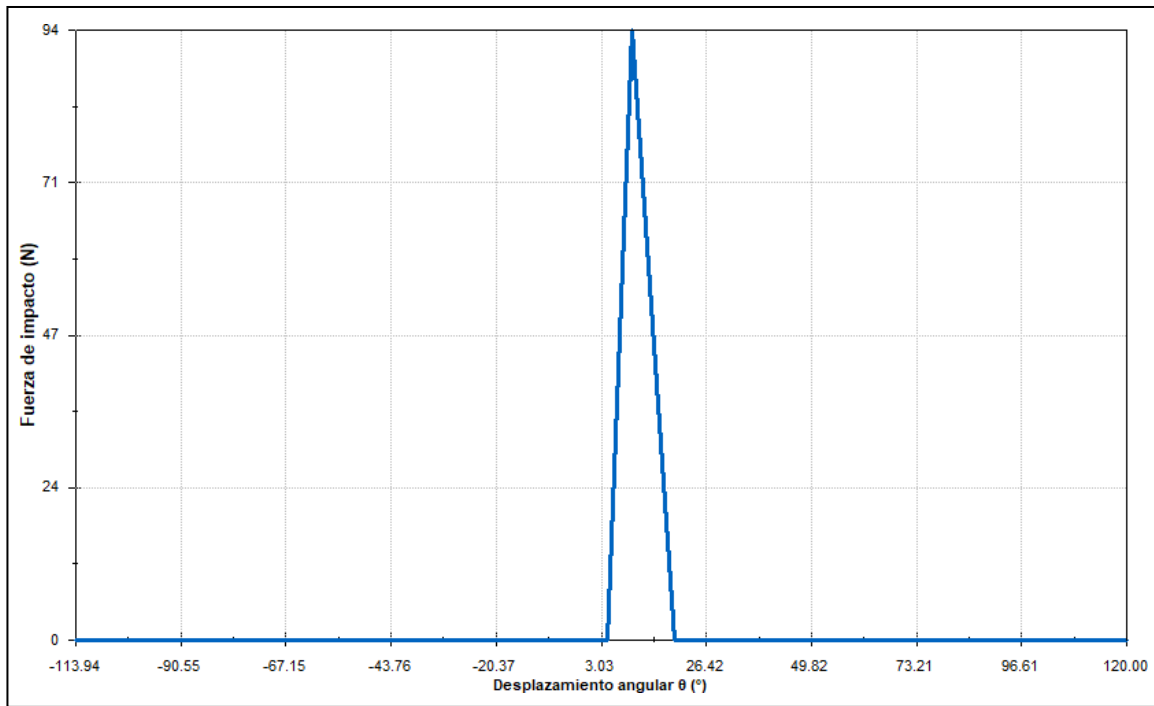


Fig. 55 - Fuerza de impacto del péndulo en función de su desplazamiento angular.

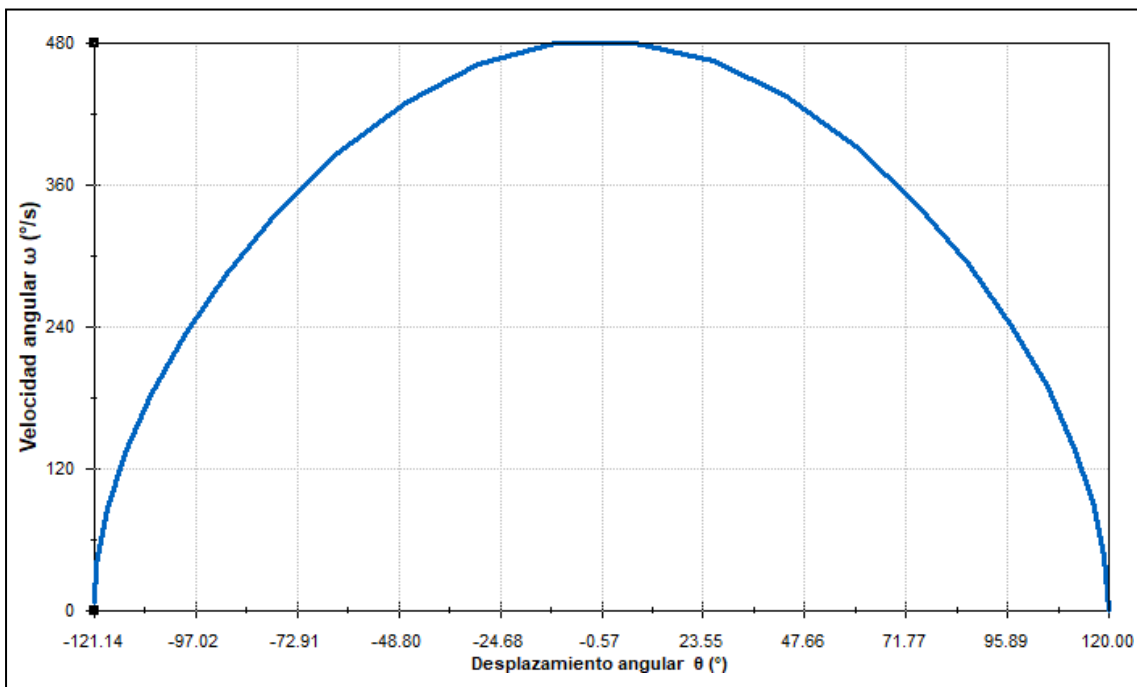


Fig. 56 - Velocidad angular en función del desplazamiento angular.

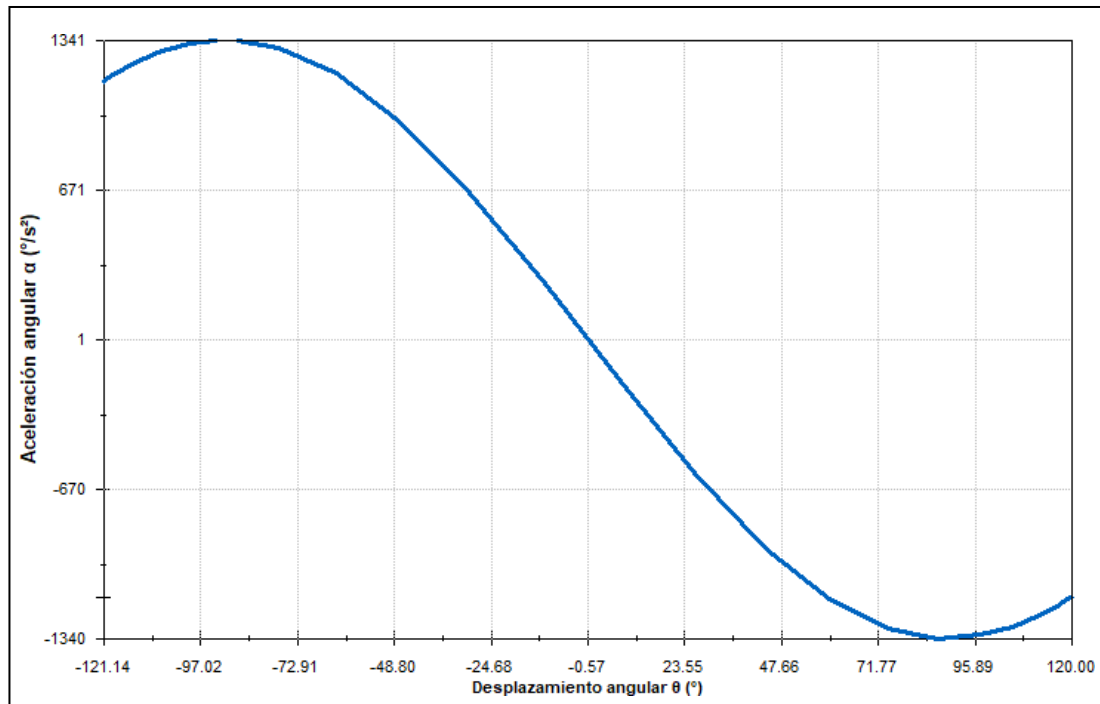


Fig. 57 - Aceleración angular en función del desplazamiento angular.

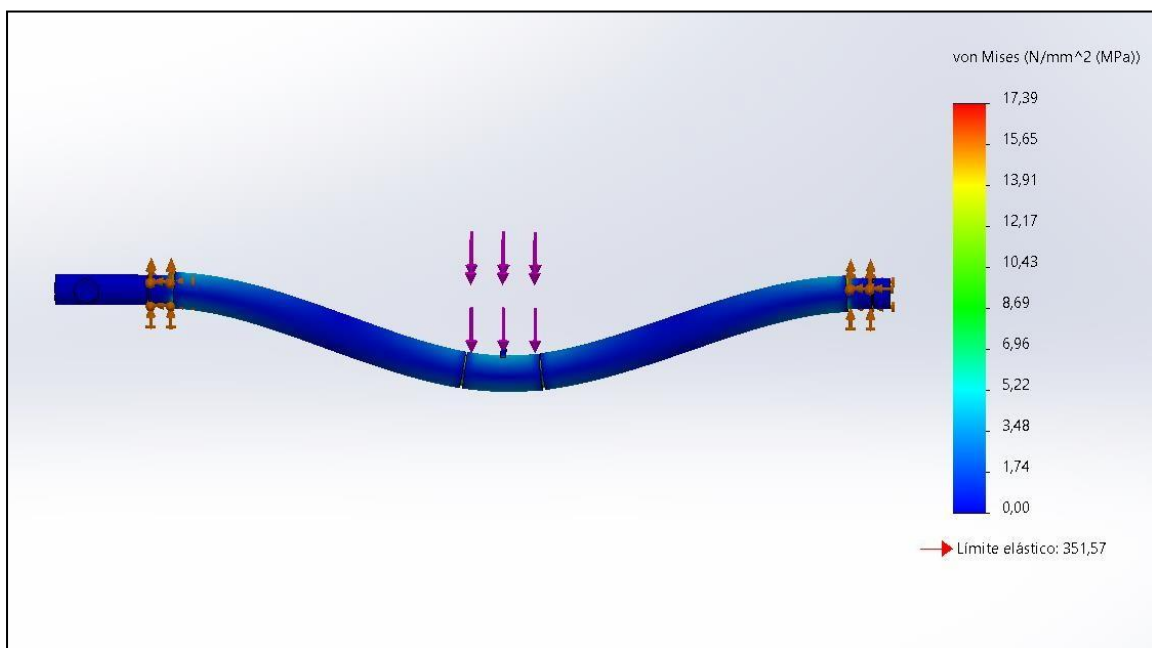


Fig. 58 - Simulación del eje de rotación: esfuerzo de fluencia (Von Mises).



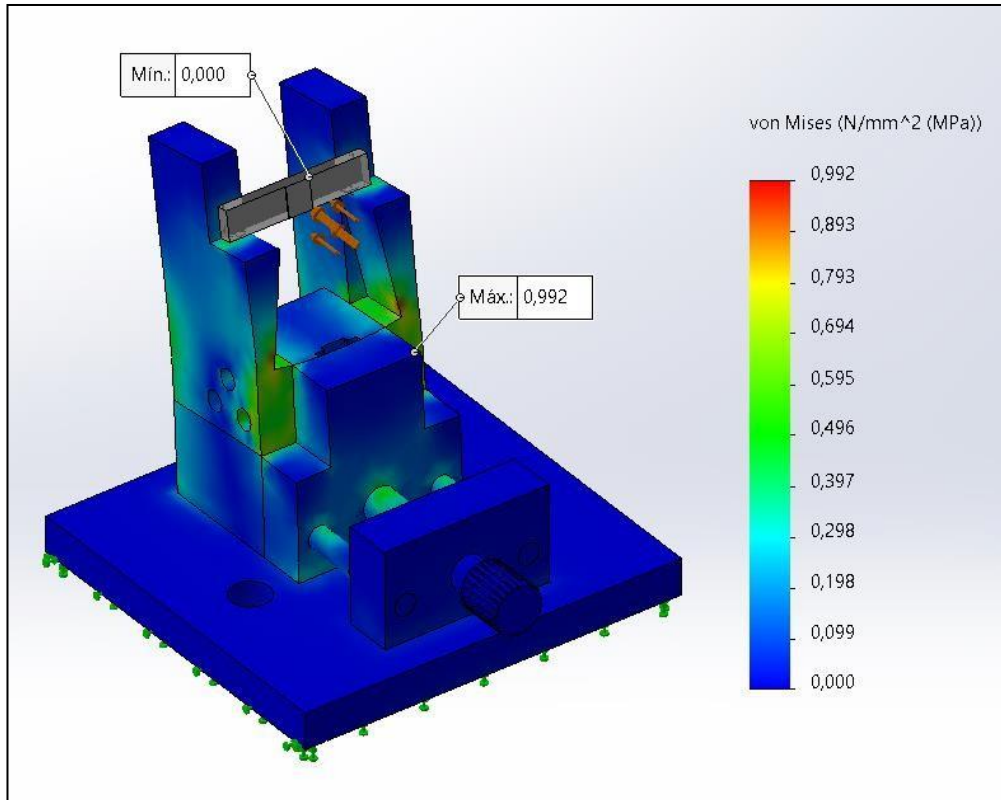


Fig. 61 - Simulación del portamuestras: esfuerzo a fluencia (Von Mises).

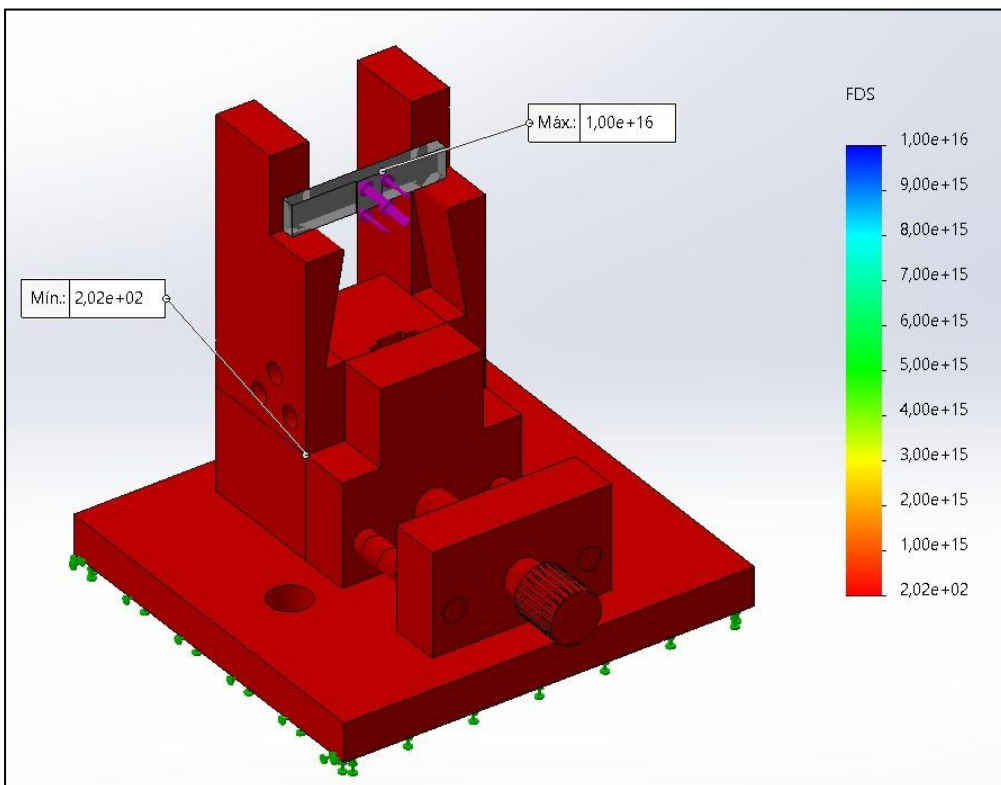


Fig. 62 - Simulación del portamuestras: factor de seguridad a fluencia.

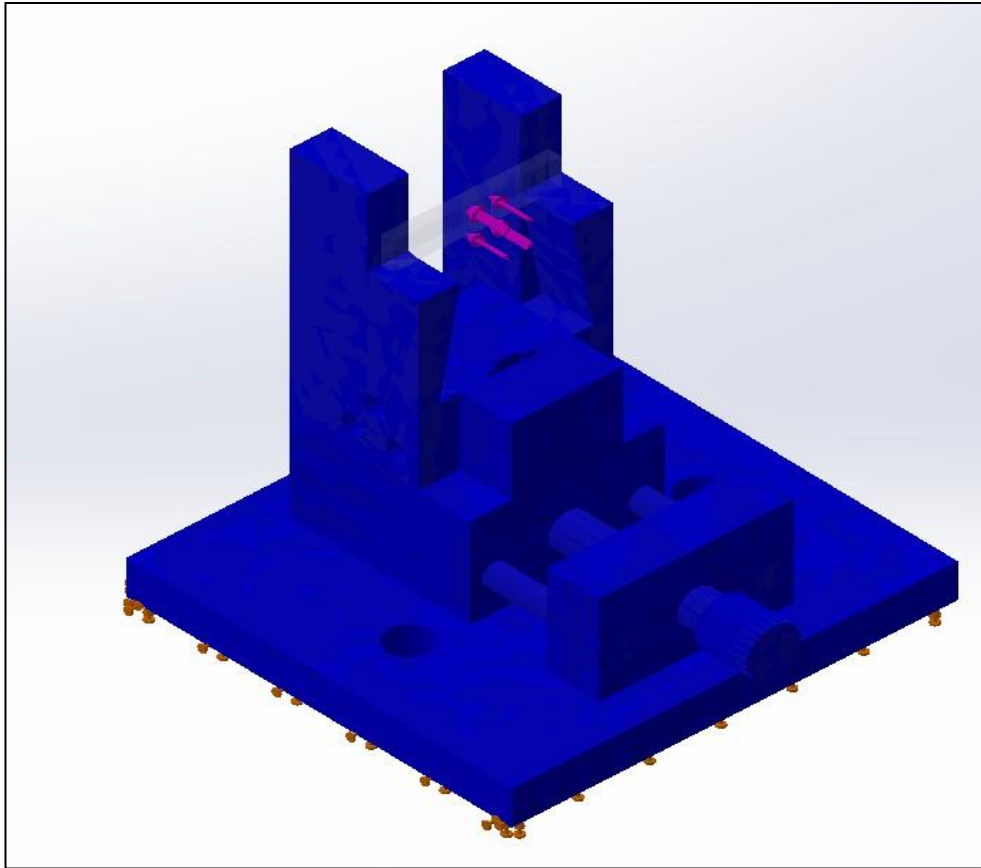


Fig. 63 - Simulación del portamuestras: comprobación de fatiga.

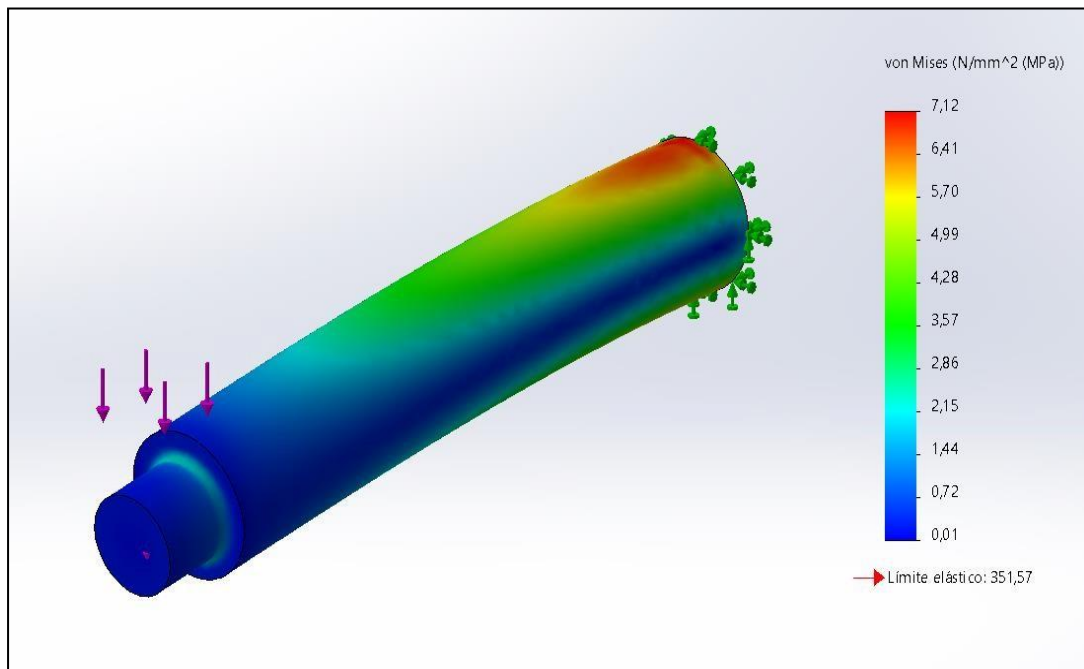


Fig. 64 - Simulación del pin de liberación: esfuerzo a fluencia (Von Mises).

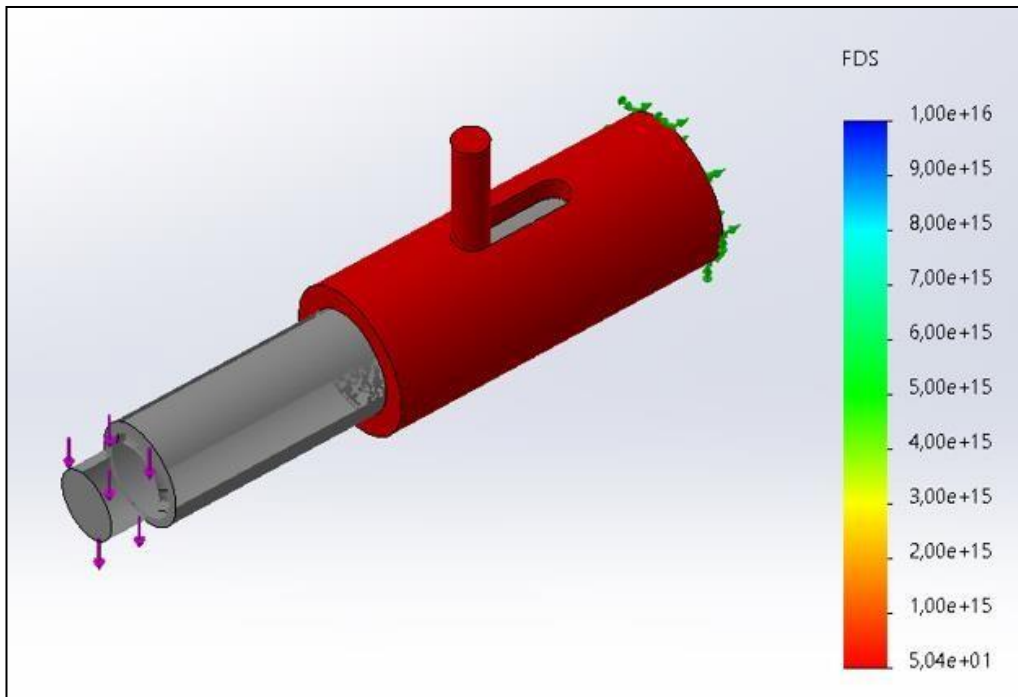


Fig. 65 - Simulación del pin de liberación: factor de seguridad a fluencia.

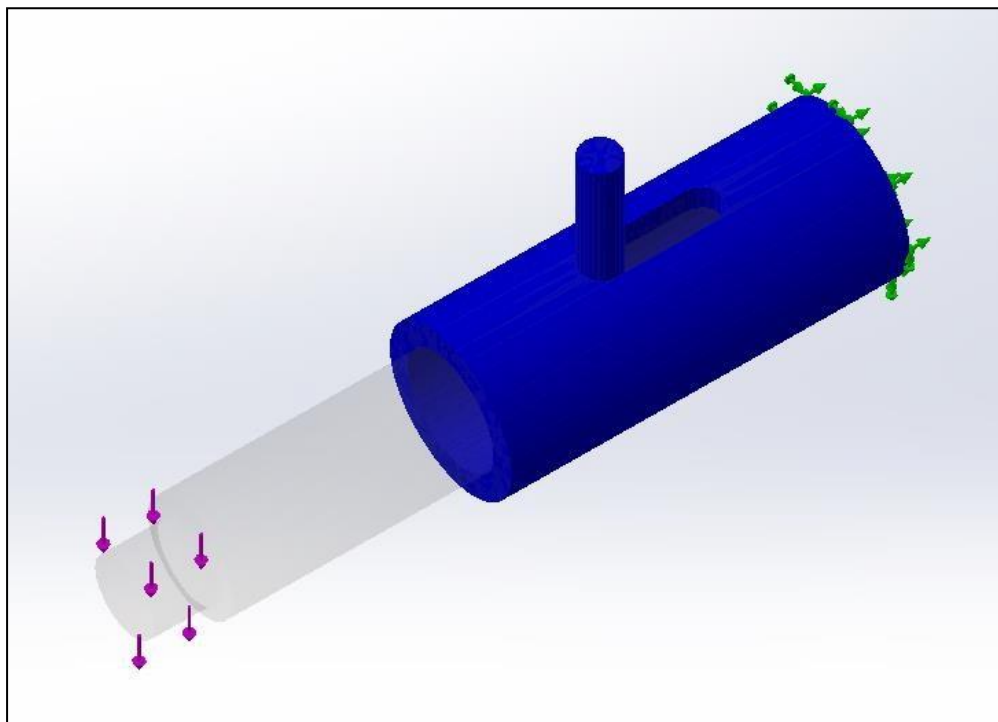


Fig. 66 - Simulación del pin de liberación: comprobación de fatiga.

### ANEXO III

El análisis cinético del péndulo se describe en esta sección. Estos cálculos fueron fundamentales para la elaboración del diseño en detalle dado que, por medio de ellos, se obtuvo la fuerza de impacto del sistema operando a su máxima capacidad.

#### ANÁLISIS CINÉTICO DEL PÉNDULO

Se presenta el desarrollo del análisis cinético del sistema pendular, desde la formulación de las ecuaciones de movimiento hasta la obtención de soluciones analíticas y numéricas. El objetivo de esto es brindar una comprensión detallada de los cálculos realizados y cómo se obtuvo la fuerza de contacto. A continuación, se presenta el diagrama cinético del sistema [Fig. 67].

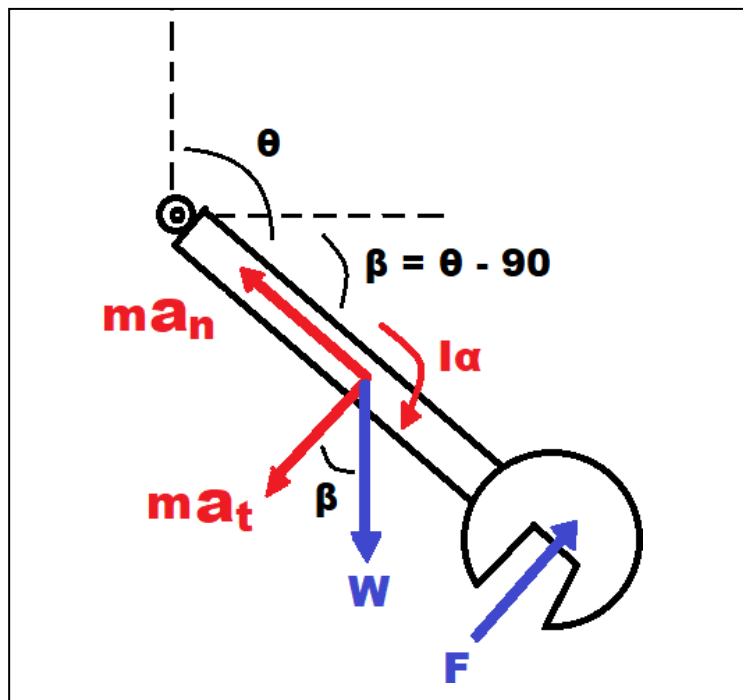


Fig. 67 - Diagrama de cuerpo libre cinético del péndulo

#### Deducción de las ecuaciones de movimiento: aceleración y velocidad angular

Se realizó una sumatoria de momentos desde el origen del péndulo (44):

$$\sum M_o = I_o \cdot \alpha \rightarrow -W \cos \beta \cdot r_G + F \cdot L = -m \cdot a_t \cdot r_G - I_G \cdot \alpha \quad (44)$$

Si  $a_t = \alpha \cdot r_G$  y se agrupan términos, entonces:

$$-W \cos \beta \cdot r_G + F \cdot L = -\alpha \cdot (m \cdot r_G^2 + I_G)$$

De esta forma, se dedujo la ecuación (45) para calcular la aceleración angular del sistema.

$$\alpha = \frac{W \cos \beta \cdot r_G - FL}{m \cdot r_G^2 + I_G} \quad (45)$$

Asumiendo la condición de que no existe fuerza de contacto,  $F = 0$  y dejando la aceleración en función del ángulo  $\beta$ :

$$\alpha = C \cdot \cos \beta \quad ; \quad C = \frac{W \cdot r_G}{m \cdot r_G^2 + I_G}$$

Se integró a partir de la ecuación (46) para obtener la velocidad angular ecuación (47):

$$\alpha \cdot d\theta = \omega \cdot d\omega \rightarrow \int \alpha \cdot d\theta = \int \omega \cdot d\omega \quad (46)$$

$$C \cdot \int_{60^\circ}^{\theta} \cos(90^\circ - \theta) d\theta = \int_0^{\omega} \omega \cdot d\omega$$

Como  $\cos(90^\circ - \theta) = \sin(\theta)$  :

$$C \cdot \int_{60^\circ}^{\theta} \sin(\theta) d\theta = \frac{\omega^2}{2} \rightarrow C \cdot [-\cos(\theta)]_{60^\circ}^{\theta} = \frac{\omega^2}{2}$$

$$C \cdot (-\cos(\theta) + \cos(60^\circ)) = \frac{\omega^2}{2} \rightarrow 2 \cdot C \cdot (-\cos(\theta) + \frac{1}{2}) = \omega^2$$

$$\omega = \sqrt{2 \cdot C \cdot (-\cos(\theta) + \frac{1}{2})} \quad (47)$$

### **Análisis por trabajo y conservación de la energía**

Se realizó un esquema de las fuerzas en el punto de contacto para relacionar los ángulos de cada componente [Fig. 68].

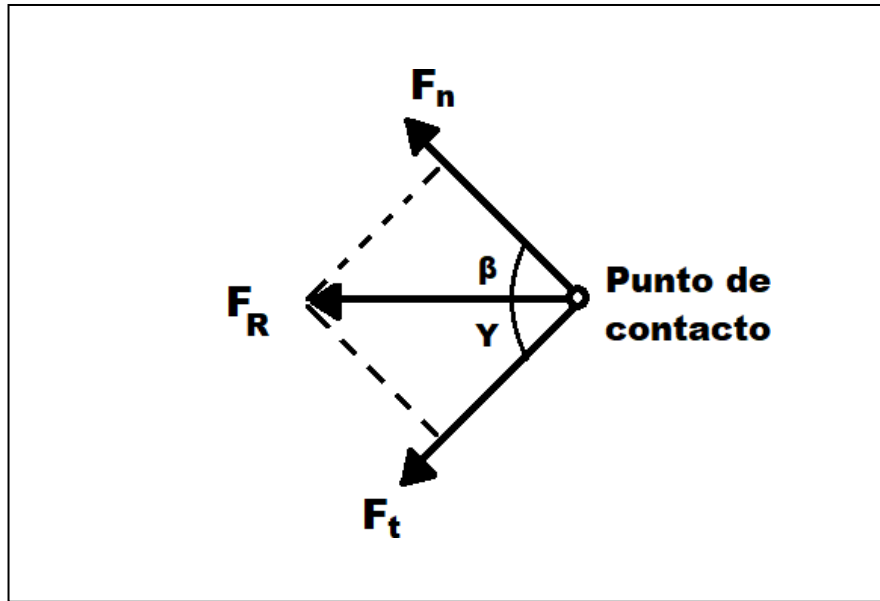


Fig. 68 - Esquema de las fuerzas en el punto de contacto

$$\gamma = 90 - \beta = 90^\circ - (\theta - 90^\circ) = -\theta$$

Con base a lo anterior, se hizo una sumatoria de fuerzas tangenciales en el sistema ecuación (48):

$$\sum F_t = m \cdot a_t \rightarrow \sum F_t = m \cdot v \cdot \frac{dv}{ds} \quad (48)$$

Se integró a ambos lados en función del cambio en el desplazamiento y la velocidad del cuerpo:

$$\int_{S_1}^{S_2} F_t \cdot ds = \int_{v_1}^{v_2} m \cdot v \cdot dv \rightarrow \int_{S_1}^{S_2} F \cdot \cos(\gamma) ds = \int_{v_1}^{v_2} m \cdot v \cdot dv$$

Antes de continuar con el desarrollo, se relacionaron algunas variables [Fig. 69]:

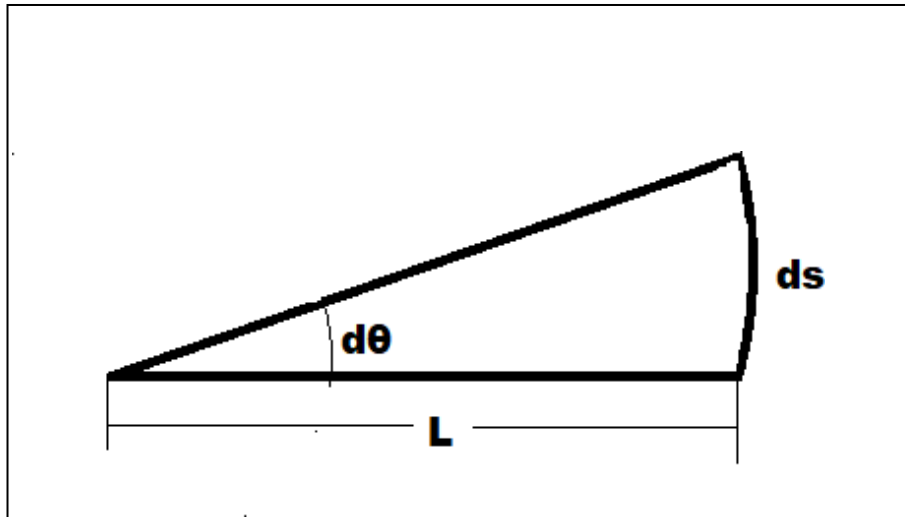


Fig. 69 - Esquema del movimiento circular del péndulo en función del desplazamiento angular

$$ds = L \cdot d\theta$$

Reemplazando los límites de integración y relacionando términos se obtuvo la expresión para calcular la fuerza de contacto (49):

$$\int_{60^\circ}^{\theta} F \cdot \cos(\gamma) \cdot L \cdot d\theta = \int_0^v m \cdot v \cdot dv \rightarrow \int_{60^\circ}^{\theta} F \cdot \cos(-\theta) \cdot L \cdot d\theta = \int_0^v m \cdot v \cdot dv$$

$$\int_{60^\circ}^{\theta} F \cdot \cos(\theta) \cdot L \cdot d\theta = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \rightarrow F \cdot L \cdot [\sin(\theta)]_{60^\circ} = \frac{1}{2} m \cdot v^2$$

$$F \cdot L \cdot \left(\sin(\theta) - \frac{\sqrt{3}}{2}\right) = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \rightarrow F = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot L \cdot \left(\sin(\theta) - \frac{\sqrt{3}}{2}\right)} \quad (49)$$

Para hallar la velocidad del péndulo, se empleó la ecuación (50):

$$v = \omega \cdot r \rightarrow v^2 = \omega^2 \cdot L^2 \quad (50)$$

$$v^2 = 3,732 C \cdot L^2$$

### **Solución basada en el diseño**

#### **Datos:**

- Masa (m) = 4,25 kg
- Momento de inercia ( $I_G$ ) = 0,046 kg · m<sup>2</sup>
- Radio de giro ( $r_G$ ) = 0,376 m
- Longitud del brazo (L) = 0,4 m

Se calculó la constante “C” a partir de los datos obtenidos del modelo computacional:

$$C = \frac{41,69 \text{ N} \cdot 0,376 \text{ m}}{4,25 \text{ kg} \cdot (0,376 \text{ m})^2 + 0,046 \text{ kg} \cdot \text{m}^2} = 24,23 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Evaluando en las ecuaciones (45), (47) y (49) para  $\theta = 180^\circ$  :

$$\omega = 8,52 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\alpha = 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$F = 88,75 \text{ N}$$

## ANEXO IV

Se presenta el anexo correspondiente a la encuesta realizada a profesores y laboratoristas para ayudar a encontrar las restricciones de la máquina.

### Restricciones del diseño de una máquina de ensayos de impacto mecánico

Como proyecto de grado se desea realizar el diseño de una máquina de ensayos de impacto de carácter académico para la caracterización de materiales en la Pontificia Universidad Javeriana Cali. Solicitamos su colaboración dándonos a conocer las restricciones o características con las que deba cumplir este diseño para satisfacer al personal docente y de laboratorio.

Correo electrónico:

---

¿Cuáles polímeros considera que son los más utilizados y requieren de una buena caracterización?

---

¿Considera relevante poder realizar pruebas de impacto en algunos metales de manera únicamente académica sin seguir los parámetros de la normatividad?

- Sí  
 No

¿Piensa que el desarrollo e implementación de esta máquina aporta al proceso educativo e investigativo de la comunidad universitaria?

- Sí  
 No

¿Qué rol desarrolla en la universidad?

- Profesor.  
 Laboratorista.  
 Estudiante.  
 Otro: \_\_\_\_\_

Según su criterio, ¿Cuál es el orden de prioridad que le daría a las siguientes características del diseño?  
(1. Mayor prioridad, 3. Menor prioridad)

	1	2	3
Diseño	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Funcionalidad	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Facilidad de uso	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>

Calificando de 1 a 5 (donde 5 es la nota más alta y 1 la más baja), ¿Qué tan relevantes considera los siguientes criterios al momento del diseño?

	1	2	3	4	5
Apariencia	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Facilidad de mantenimiento	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Facilidad de limpieza	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Usabilidad	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
Medidas de seguridad	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>

## ANEXO V

Este anexo corresponde al modelo de entrevista semiestructurada realizada a profesores y laboratoristas para ayudar a encontrar las restricciones de la máquina.

<b>Modelo de entrevista semiestructurada</b>		
<b>Cargo</b>	<b>Número</b>	<b>Pregunta</b>
Profesor	1	¿Conoce los tipos de ensayos de impacto mecánico más comúnmente empleados?
	2	¿Qué tipos de ensayos de impacto mecánico considera que son más relevantes para el proceso de aprendizaje de los estudiantes?
	3	¿Qué orden de precisión considera óptimo para la máquina? Teniendo en cuenta un diseño con fines académicos
	4	¿Qué medidas de seguridad cree que deberían tomarse en cuenta para el diseño? Ej: Factor de seguridad, bloqueo, etc.
	5	¿En qué laboratorio cree que podría ubicarse la máquina?
	6	¿Qué recomendación realizaría respecto al mantenimiento de la máquina?
Laboratorista	7	¿En qué laboratorio cree que podría ubicarse la máquina? Y, dentro de este espacio, ¿Dónde considera que podría colocarse?
	8	¿Cuenta la estructura del laboratorio con algún tipo de restricción de peso o tamaño?
	9	¿Cuál/es recomendación/es sugeriría para el diseño y una posible construcción de la máquina respecto a su accesibilidad y facilidad de uso?
	10	¿Qué recomendación realizaría respecto al mantenimiento de la máquina?
	11	¿Qué condiciones ambientales existen en el laboratorio? Ej: temperatura, humedad, agentes corrosivos, vibraciones, etc

## **ANEXO VI.**

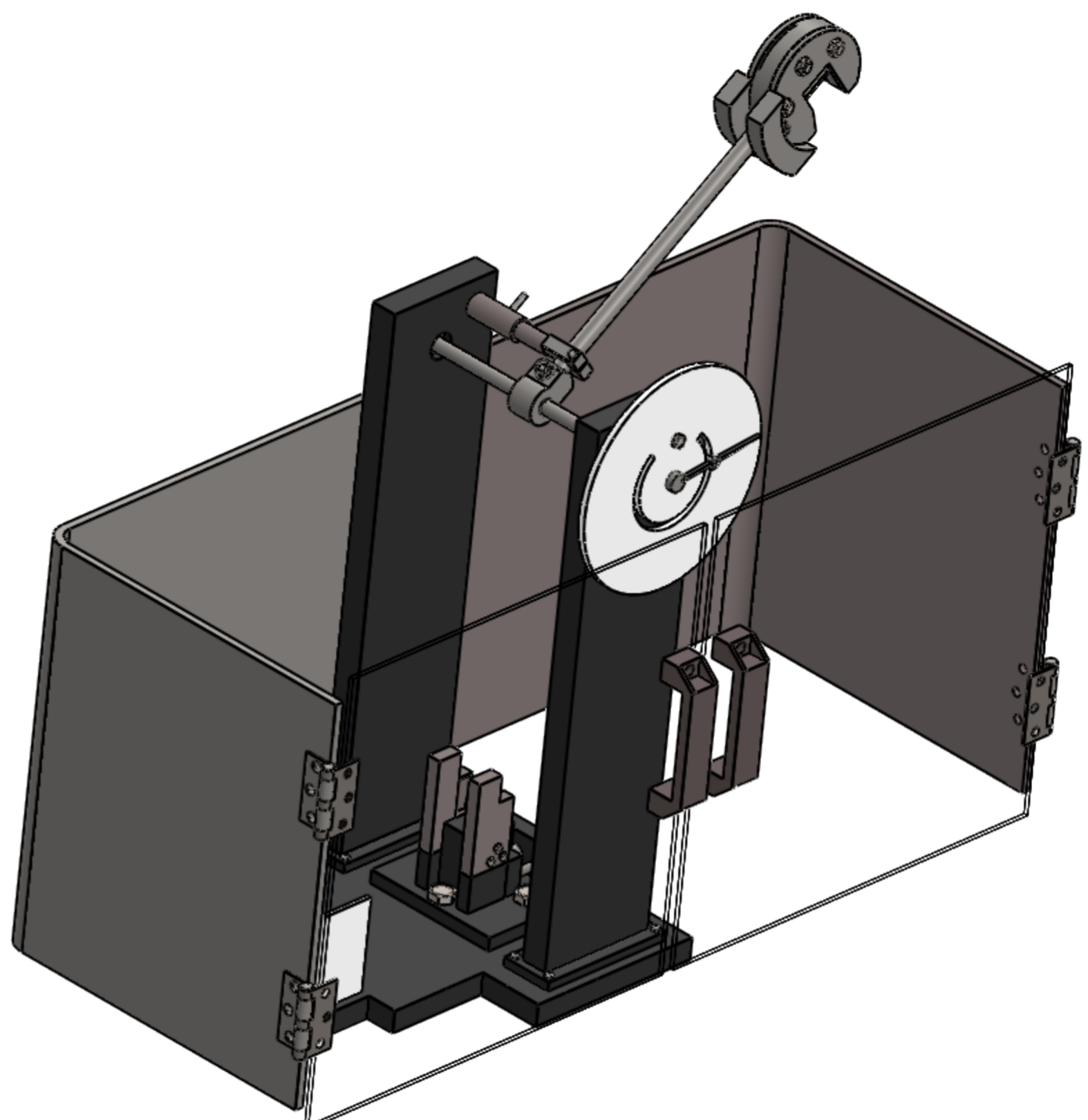
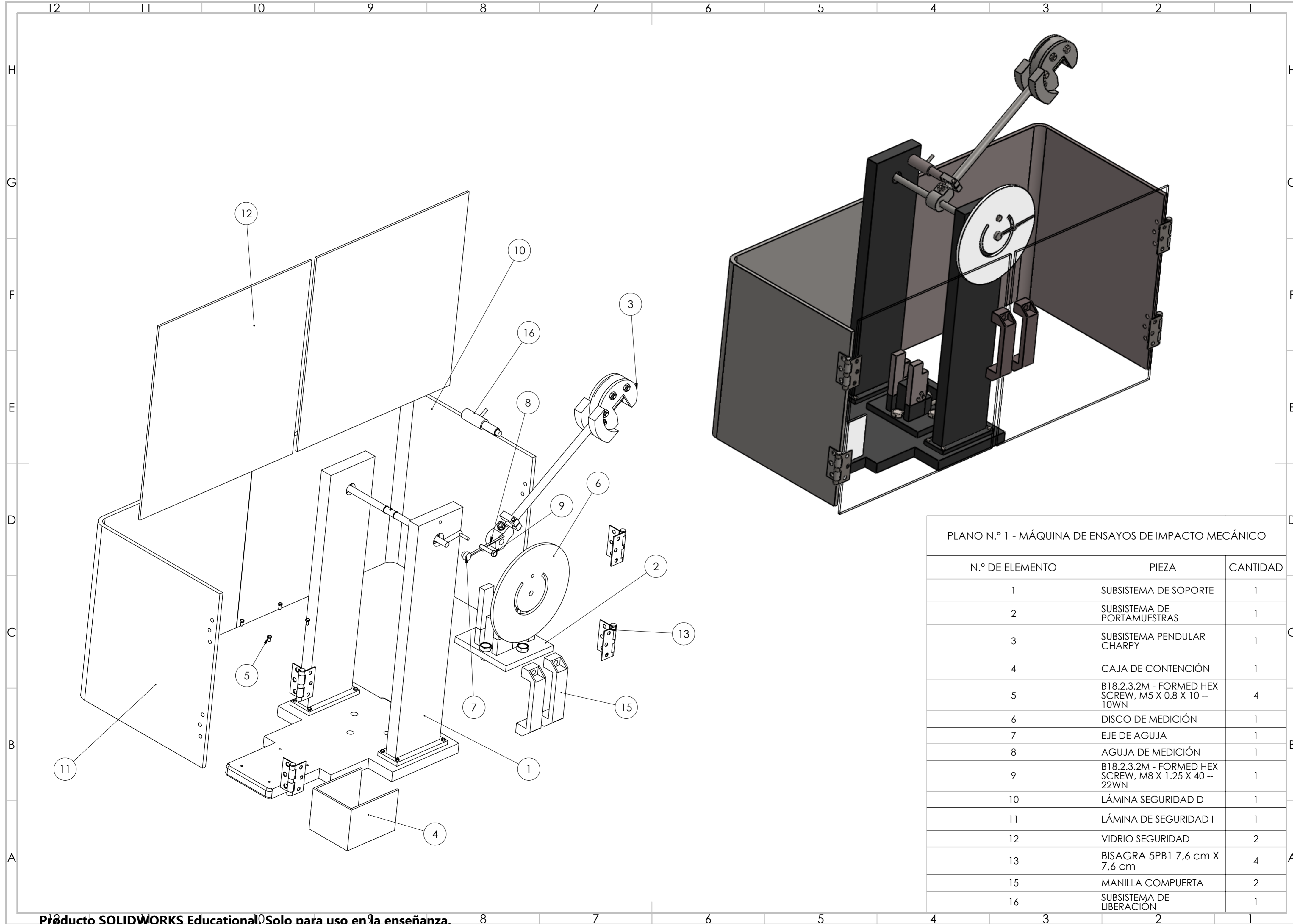
Por último, se presentan los planos en detalle del diseño. Dichos planos permiten identificar las medidas exactas, la forma y la ubicación de cada pieza dentro del diseño general de la máquina de ensayos. Esto resulta fundamental para garantizar que la fabricación de la máquina se realice de manera efectiva y eficiente, y que se cumplan los estándares de calidad y seguridad requeridos. También son de utilidad para la identificación de problemas y la realización de reparaciones o mejoras en la máquina en el futuro.

## 7. Bibliografía.

- [1] T. A. Siewert, M. P. Manahan, C. N. McCowan, J. M. Holt, F. J. Marsh, y E. A. Ruth, «The History and Importance of Impact Testing\*», may 2002.
- [2] W. GOLDSMITH, «Impact The Theory And Physical Behaviour Of Colliding Solids: Goldsmith, werner: Free Download, Borrow, and Streaming: Internet Archive», *EDWARD ARNOLD LTD*, 1960.  
<https://archive.org/details/in.ernet.dli.2015.133946/page/n37/mode/2up>  
(accedido 20 de octubre de 2022).
- [3] D. Roylance, «MECHANICAL PROPERTIES OF MATERIALS», dic. 2008.
- [4] ASTM, «Standard Test Method for Measurement of Fracture Toughness 1», 2008. [En línea]. Disponible en: [www.astm.org](http://www.astm.org),
- [5] Smallman y Bishop, «Modern Physical Metallurgy and Materials Engineering», Oxford, 1999.
- [6] G. Oh y T. R. Co, «A simplified toughness estimation method based on standard tensile data Fatigue and Vibration View project Dynamic properties with forced excitation and Analytical perspectives View project A simplified toughness estimation method based on standard tensile data», Tokio, 2021. [En línea]. Disponible en: <https://www.researchgate.net/publication/352707999>
- [7] R. G. Budynas y J. Keith Nisbett, «Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 9na Edición», 2012.
- [8] T. Kobayashi, «Strength and Toughness of Materials», *Springer*, 2000.
- [9] J. M. Gere y B. J. Goodno, «MECÁNICA DE MATERIALES».
- [10] A. American y N. Standard, «Designation: E23 – 18 Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials 1», *ASTM*, nov. 2018, doi: 10.1520/E0023-18.
- [11] W. D. Callister, *Materials science and engineering: an introduction*. John Wiley & Sons, 2007.
- [12] ASTM, «Standard Test Method for Conducting Drop-Weight Test to Determine Nil-Ductility Transition Temperature of Ferritic Steels 1», *ASTM*, jul. 2020, doi: 10.1520/E0208-20.
- [13] H. Wang, T. T. Li, L. Wu, C. W. Lou, y J. H. Lin, «Multifunctional, polyurethane-based foam composites reinforced by a fabric structure: Preparation, mechanical, acoustic, and EMI shielding properties», *Materials*, vol. 11, n.º 11, oct. 2018, doi: 10.3390/ma11112085.
- [14] F. De, I. Mecánica, y Y. Eléctrica, «UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN», Universidad Autonoma de Nuevo Leon, Nuevo Leon, 2013.
- [15] Y. Ortega, «Prueba de impacto: ensayo Charpy», *Revista Mexicana de Física*, pp. 51-57, 2005.
- [16] A. M. G. Castillo, L. V. C. Arcos, y C. A. Rincón López, «Diseño e implementación de una interface de usuario para la instrumentación del péndulo de impacto Zwick 5102 para la caracterización mecánica de materiales poliméricos.», *Scientia et Technica*, vol. 20, n.º 2, 2015.
- [17] N. E y P. Merle, «Engineering Mechanics: Dynamics SCHAUM'S® outlines», 2011.

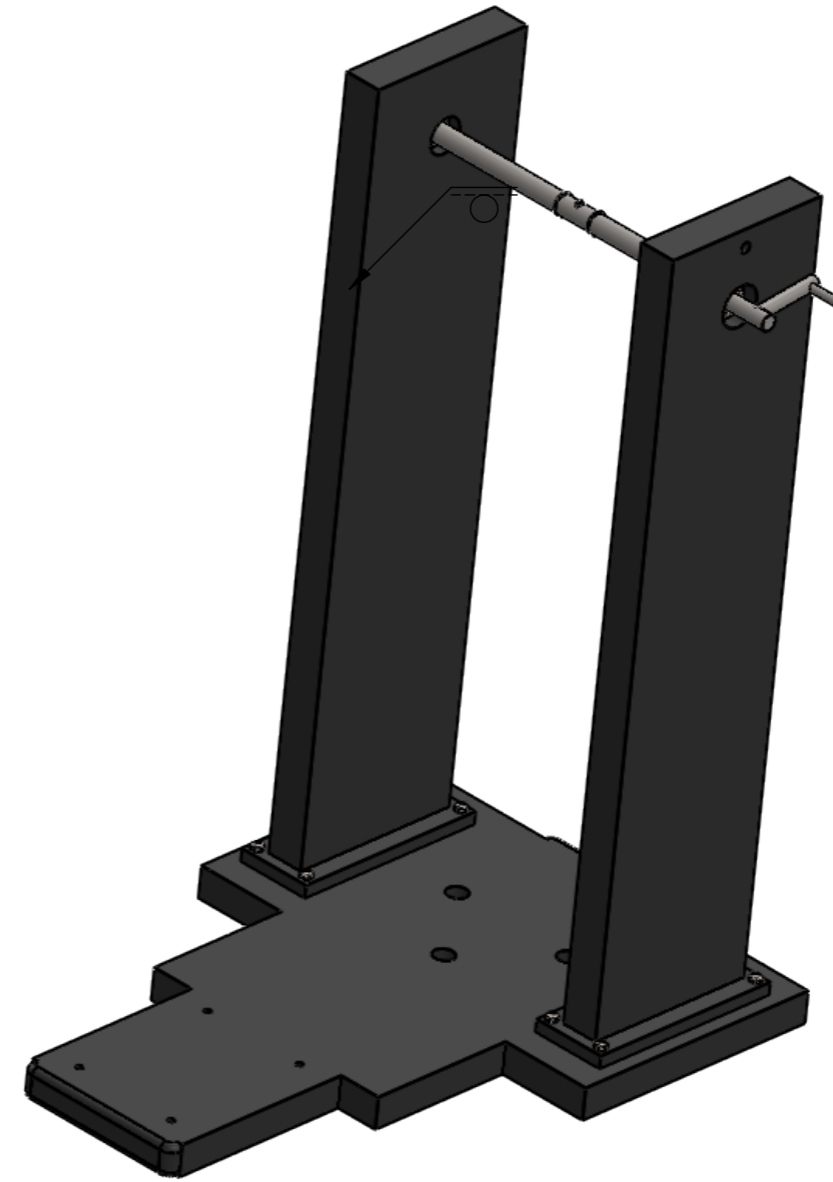
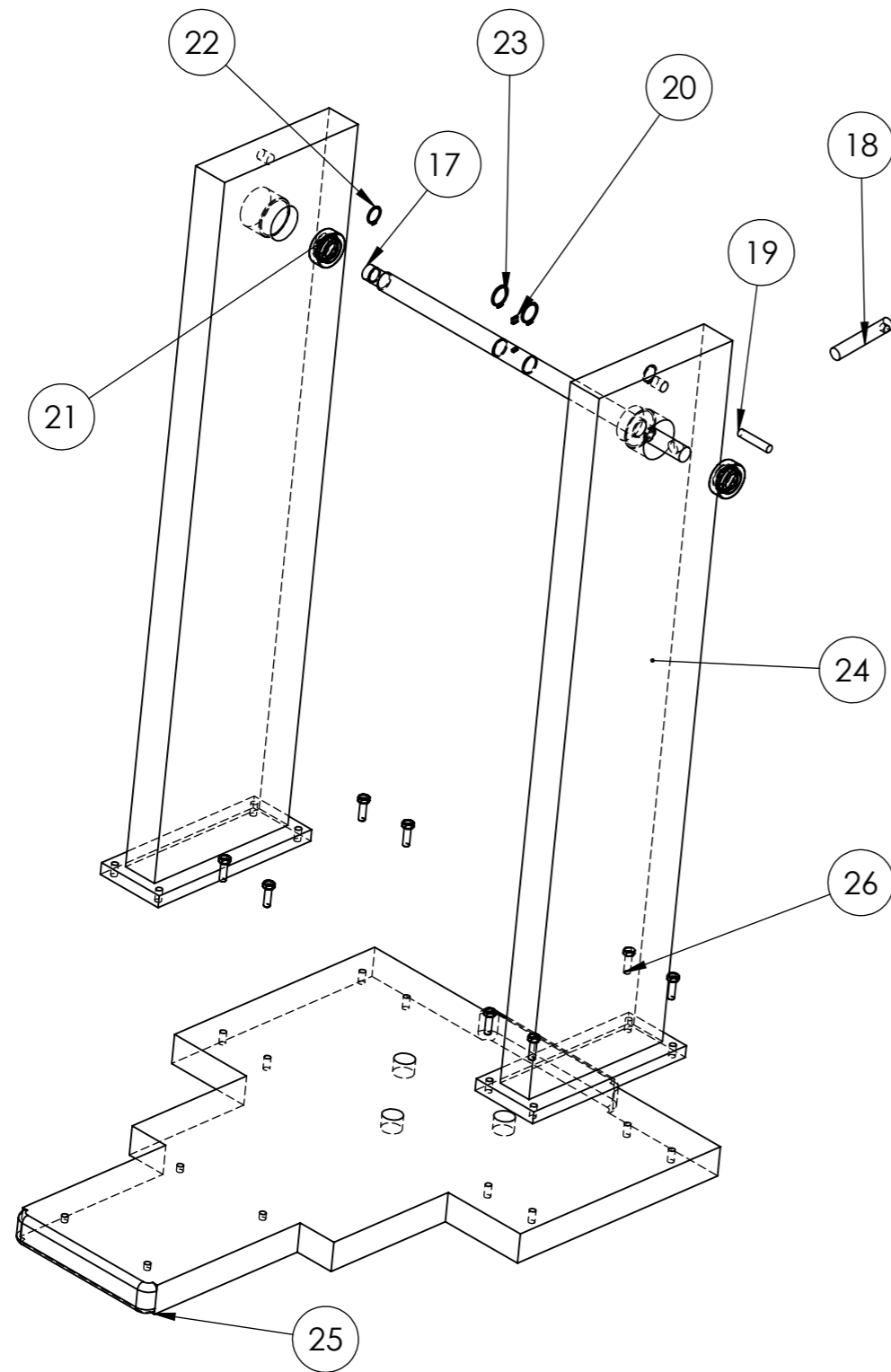
- [18] ASTM International, «Designation: E23 – 16b Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials 1», *American National Standard*, doi: 10.1520/E0023-16B.
- [19] J. Sebastián y H. Pardo, «DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE IMPACTO JOSÉ LUIS ORJUELA SANTAMARÍA».
- [20] ASTM International, «ASTM D 256- 97 Standard Test Methods for Determining the Izod Pendulum Impact Resistance of Plastics», *American National Standard*.
- [21] International Organization for Standardization, «ISO 14556:2000(E)», may 2000.
- [22] International Organization for Standardization, «ISO 179-1:Plastics- Determination of Charpy impact properties», 2001.
- [23] ASTM, «Standard Test Method for Tensile-Impact Energy to Break Plastics and Electrical Insulating Materials», *ASTM*, 2001.
- [24] ASTM, «Standard Test Methods for Impact Testing of Cast Irons 1», *ASTM*, 2022, doi: 10.1520/A0327\_A0327M-11.
- [25] ASTM, «Standard Specification for Austempered Ductile Iron Castings 1», *ASTM*, 2021, [En línea]. Disponible en: [www.astm.org](http://www.astm.org),
- [26] C. L. Jenney, A. O'Brien, American Welding Society., y Welding Handbook Committee., *Welding handbook*. American Welding Society, 2001.
- [27] Ullman, «The Mechanical Design Process», 2003. [En línea]. Disponible en: [www.McGraw-HillEngineeringCS.com-Your](http://www.McGraw-HillEngineeringCS.com-Your)
- [28] Reddy J, *An Introduction To The Finite Element Method*. McGraw-Hill, 1993.
- [29] Timoshenko S y Wolnowsky Krieger, *TEORIA DE LA ELASTICIDAD*, 2.<sup>a</sup> ed. URMO SA de Ediciones, 1975.
- [30] TINIUS OLSEN, «IT 503 and IT504 of Low Energy Pendulum Impact Tester from Tinius Olsen», 2007. <https://www.tiniusolsen.com/product/model-it503-504/> (accedido 20 de octubre de 2022).
- [31] M. Fikar, M. Kvasnica, S. F. chemickej a potravinárskej technológie. I. of I. E. Slovenská technická univerzita (Bratislava, IEEE Czechoslovakia Section, y Institute of Electrical and Electronics Engineers, *Proceedings of the 2017 21st International Conference on Process Control (PC) : Hotel Sorea Trigán Baník, Štrbské Pleso, Slovakia, June 6-9, 2017*.
- [32] Zwick Roell, «Product Information Amsler HIT230F drop weight tester for multiaxial puncture test».
- [33] Instron, «The Instron® MPX Series of MOTORIZED PENDULUM IMPACT TESTING SYSTEM MPX Series», 2019. [En línea]. Disponible en: [www.instron.com](http://www.instron.com)
- [34] L. Dominguez, «Diseño y Construcción de maquina para pruebas de impacto tipo Charpy», Universidad Autonoma de Occidente, Cali, 1979.
- [35] I. Arias y K. Nakata, «DISEÑO DE UN PÉNDULO DE IMPACTO TIPO CHARPY PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI.», Javeriana Cali, 2016.
- [36] ANSYS, «Ansys® CES EduPack, Release 18, Help System, ANSYS, Inc.».
- [37] ISO, «International Standard ISO 291», 2008.
- [38] «ASTM D 256- 97 Standard Test Methods for Determining the Izod Pendulum Impact Resistance of Plastics».

- [39] P. R. Roberge, *Corrosion engineering : principles and practice*. McGraw-Hill, 2008.
- [40] Beer Ferdinand y Russel Johnston E, *Mecánica de Materiales*, 5.<sup>a</sup> ed. Mexico: McGraw-Hill, 2010.
- [41] C. L. Jenney, A. O'Brien, American Welding Society., y Welding Handbook Committee., *Welding handbook*. American Welding Society, 2001.
- [42] American Welding Society. Structural Welding Committee, American Welding Society. Technical Activities Committee, y American National Standards Institute, *Structural welding code--steel*.
- [43] «AWS A5.1 - Specification for Carbon Steel Electrodes for Shielded Metal Arc Welding, 2012.».
- [44] «AWS D11.2 - Guide For Welding Iron Castings, 1988.».
- [45] T. M. GUTIERREZ VALENCIA, *Polimeros : generalidades y tendencias de investigacion en Colombia*. [S.l.]: Universidad del Cauca, 2019. [En línea]. Disponible en:  
<https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=e000xww&AN=2254375&lang=es&site=ehost-live>
- [46] MatWeb, «Online Materials Information Resource - MatWeb».  
<https://www.matweb.com/index.aspx> (accedido 18 de abril de 2023).
- [47] SKF, “Especificación técnica Rodamiento rígido de bolas 6001 SKF.” Disponible en:  
<https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6001>.



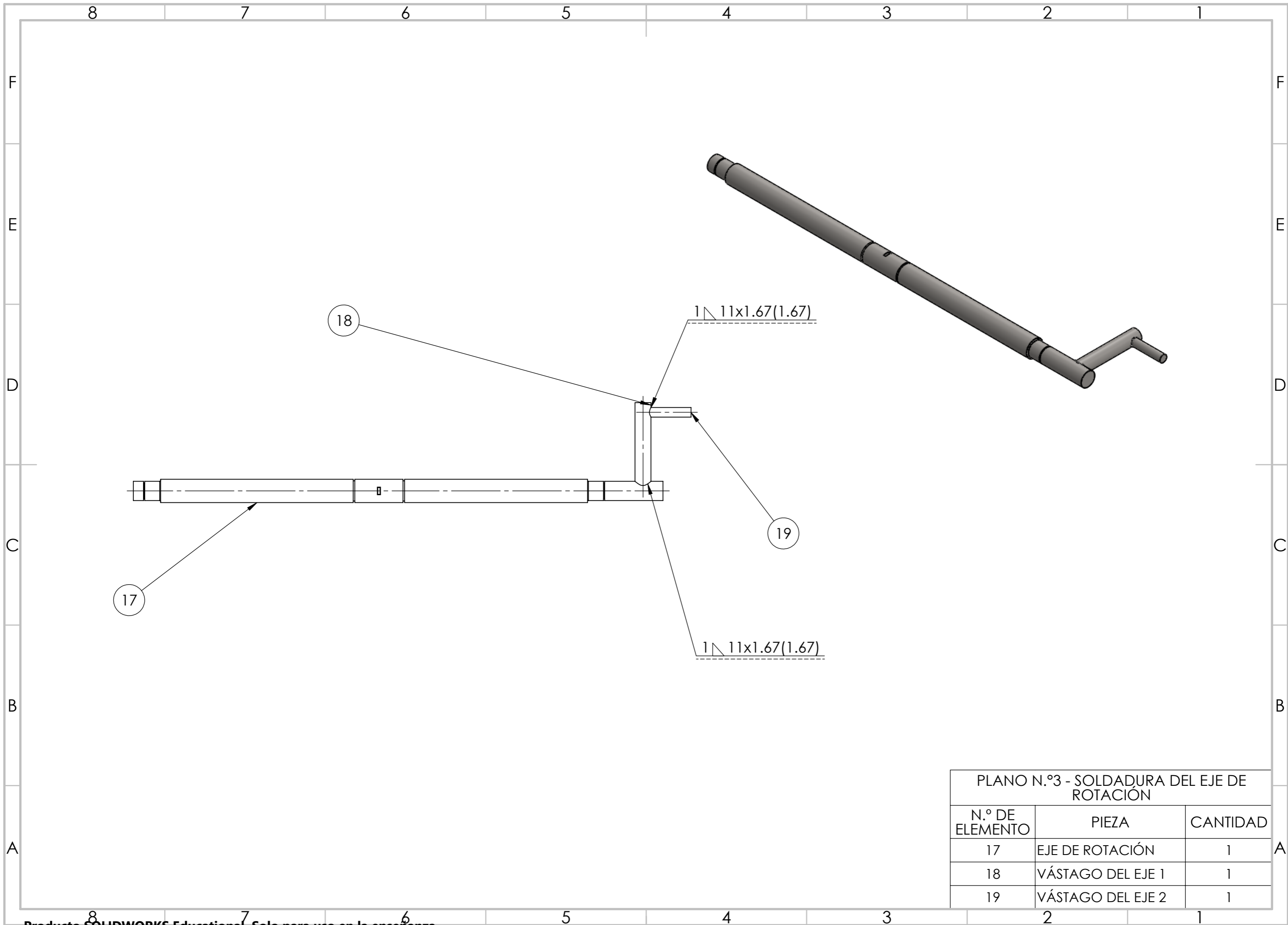
PLANO N.º 1 - MÁQUINA DE ENSAYOS DE IMPACTO MECÁNICO

N.º DE ELEMENTO	PIEZA	CANTIDAD
1	SUBSISTEMA DE SOPORTE	1
2	SUBSISTEMA DE PORTAMUESTRAS	1
3	SUBSISTEMA PENDULAR CHARPY	1
4	CAJA DE CONTENCIÓN	1
5	B18.2.3.2M - FORMED HEX SCREW, M5 X 0.8 X 10 -- 10WN	4
6	DISCO DE MEDICIÓN	1
7	EJE DE AGUJA	1
8	AGUJA DE MEDICIÓN	1
9	B18.2.3.2M - FORMED HEX SCREW, M8 X 1.25 X 40 -- 22WN	1
10	LÁMINA SEGURIDAD D	1
11	LÁMINA DE SEGURIDAD I	1
12	VIDRIO SEGURIDAD	2
13	BISAGRA 5PB1 7,6 cm X 7,6 cm	4
15	MANILLA COMPUERTA	2
16	SUBSISTEMA DE LIBERACIÓN	1



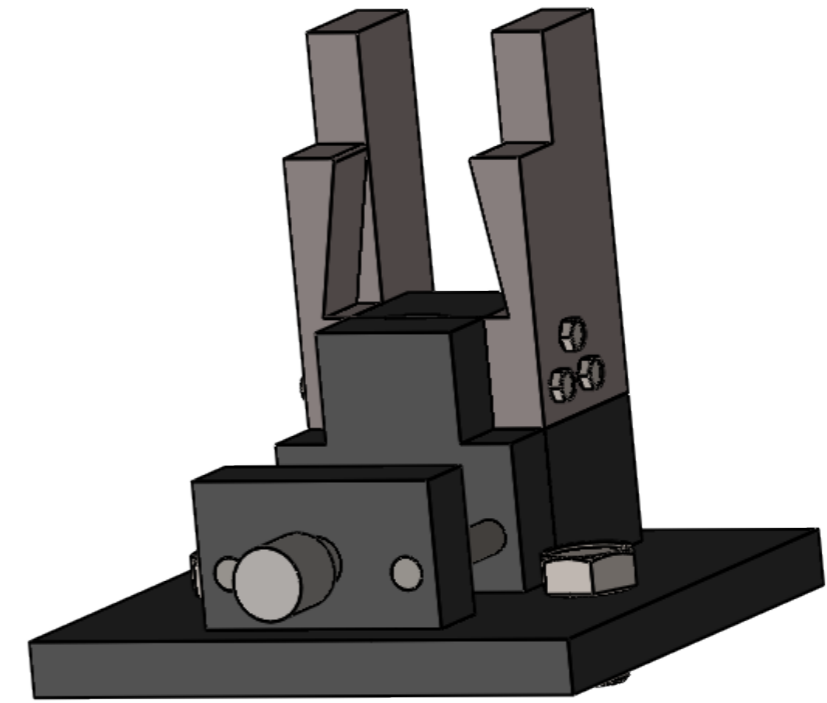
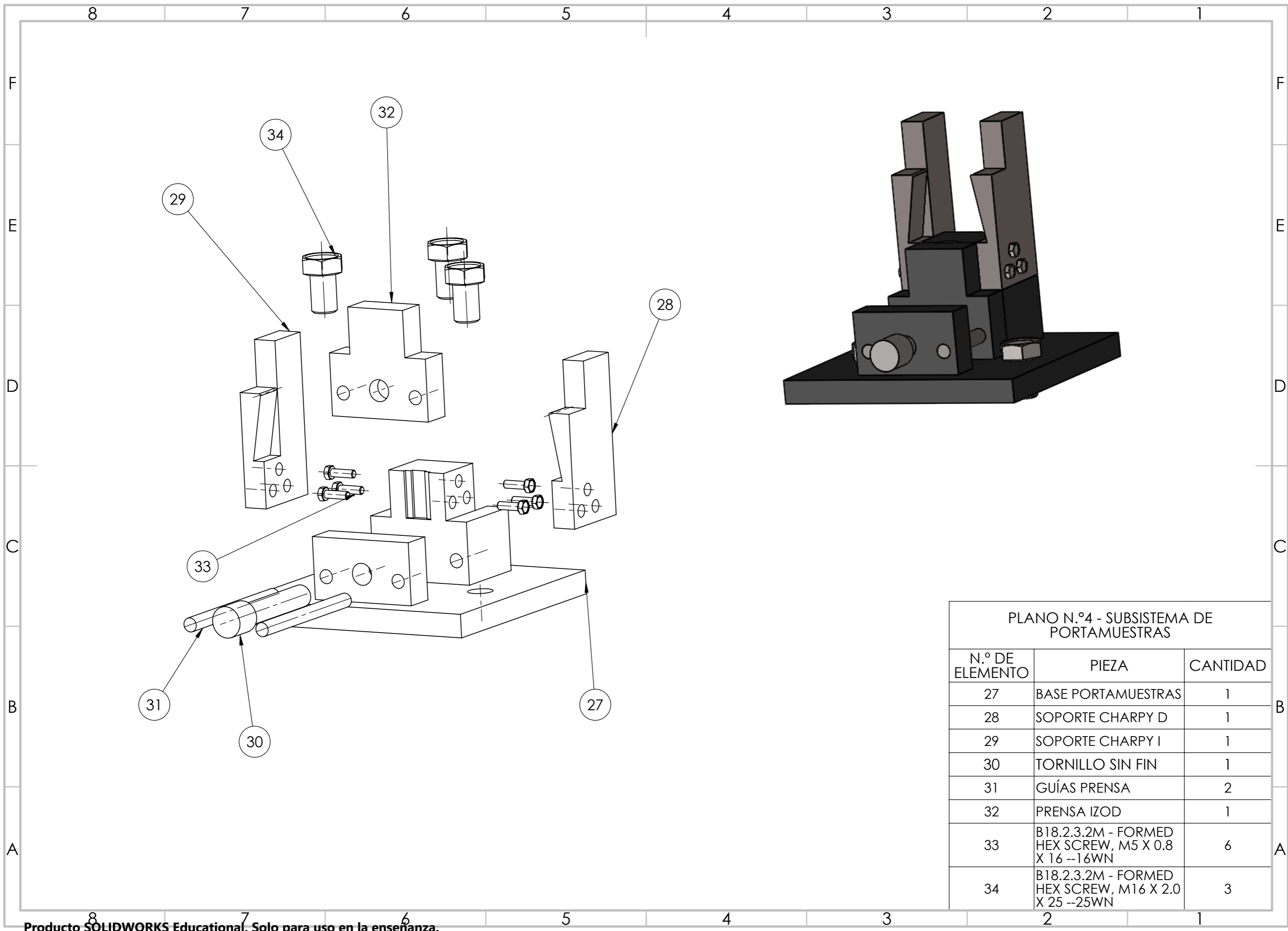
PLANO N.º 2 - SUBSISTEMA DE SOPORTE

N.º DE ELEMENTO	PIEZA	CANTIDAD
17	EJE DE ROTACIÓN	1
18	VÁSTAGO DEL EJE 1	1
19	VÁSTAGO DEL EJE 2	1
20	CUÑA	1
21	AFBMA 12.1.4.1 - 0120-18 - 12,DE,NC,12_68	2
22	ANILLO DE RETENCIÓN - B27.7M - 3AM1-12	2
23	B27.7M - 3AM1-14,5	2
24	COLUMNAS MAQUINA	2
25	BASE	1
26	B18.2.3.2M - FORMED HEX SCREW, M5 X 0.8 X 16 --16WN	8

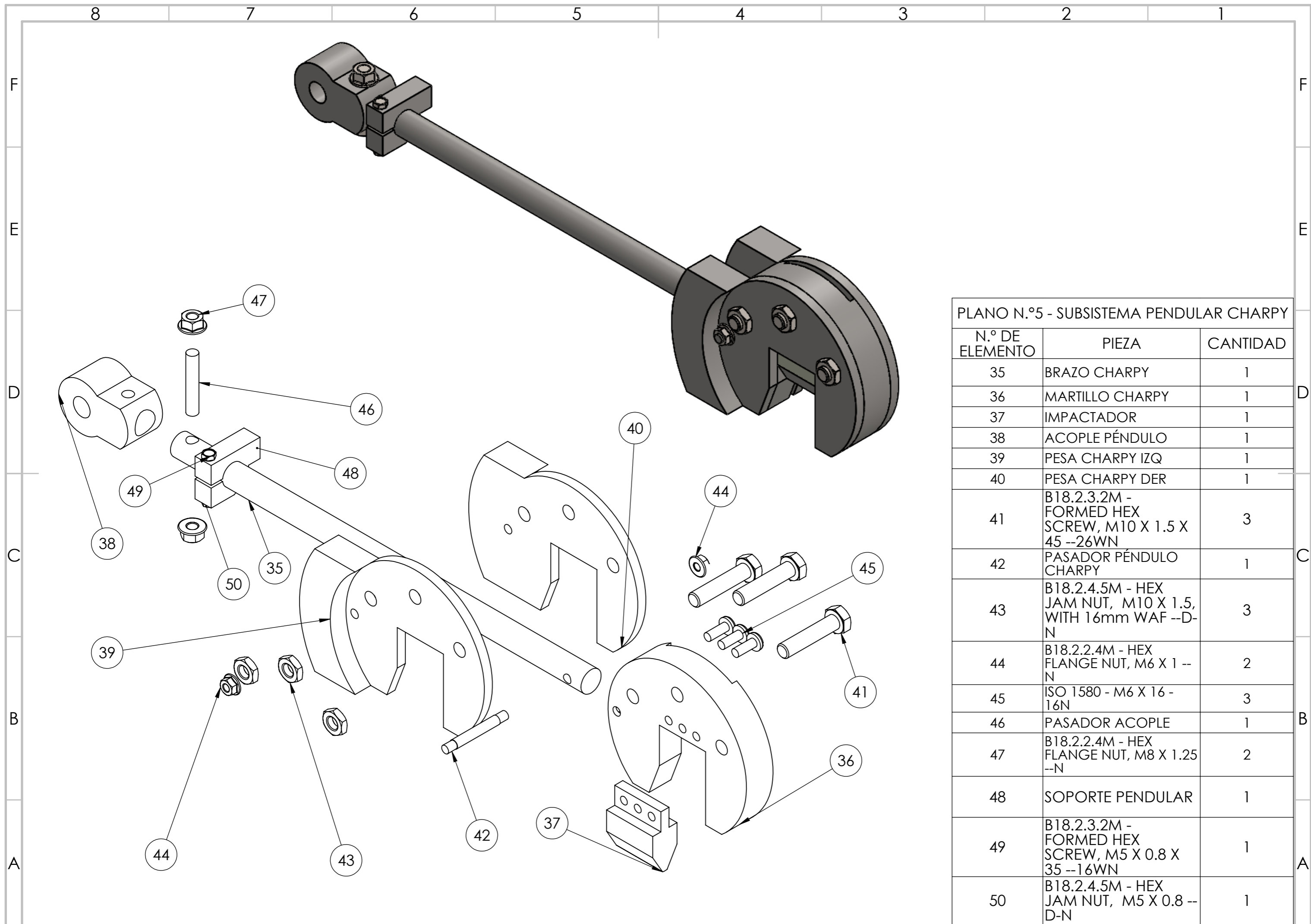


PLANO N.º3 - SOLDADURA DEL EJE DE ROTACIÓN

N.º DE ELEMENTO	PIEZA	CANTIDAD
17	EJE DE ROTACIÓN	1
18	VÁSTAGO DEL EJE 1	1
19	VÁSTAGO DEL EJE 2	1

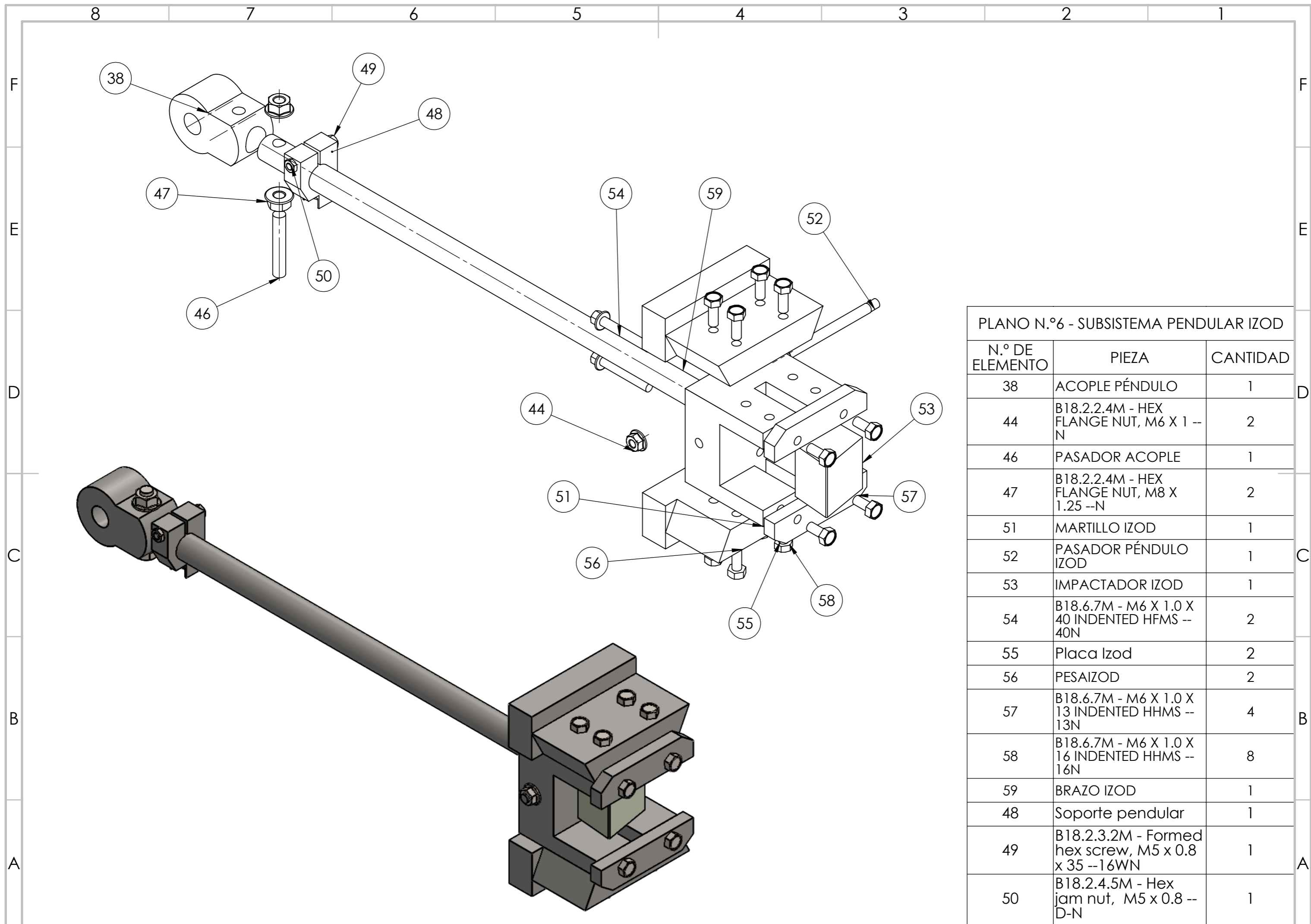


PLANO N.º4 - SUBSISTEMA DE PORTAMUESTRAS		
N.º DE ELEMENTO	PIEZA	CANTIDAD
27	BASE PORTAMUESTRAS	1
28	SOPORTE CHARPY D	1
29	SOPORTE CHARPY I	1
30	TORNILLO SIN FIN	1
31	GUÍAS PRENSA	2
32	PRENSA IZOD	1
33	B18.2.3.2M - FORMED HEX SCREW, M5 X 0.8 X 16 --16WN	6
34	B18.2.3.2M - FORMED HEX SCREW, M16 X 2.0 X 25 --25WN	3



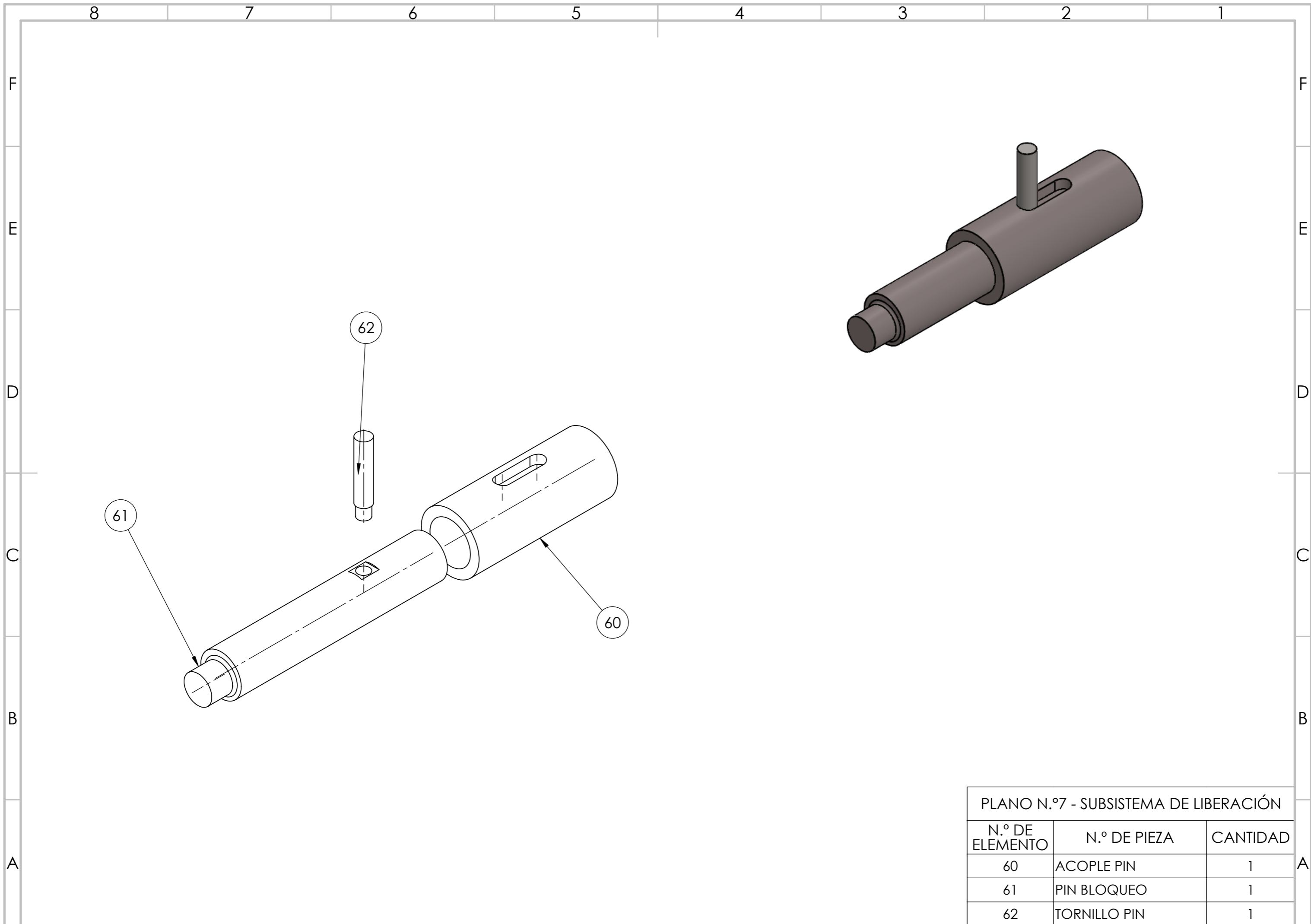
PLANO N.º5 - SUBSISTEMA PENDULAR CHARPY

N.º DE ELEMENTO	PIEZA	CANTIDAD
35	BRAZO CHARPY	1
36	MARTILLO CHARPY	1
37	IMPACTADOR	1
38	ACOPLE PÉNDULO	1
39	PESA CHARPY IZQ	1
40	PESA CHARPY DER	1
41	B18.2.3.2M - FORMED HEX SCREW, M10 X 1.5 X 45 --26WN	3
42	PASADOR PÉNDULO CHARPY	1
43	B18.2.4.5M - HEX JAM NUT, M10 X 1.5, WITH 16mm WAF --D-N	3
44	B18.2.2.4M - HEX FLANGE NUT, M6 X 1 --N	2
45	ISO 1580 - M6 X 16 - 16N	3
46	PASADOR ACOPLA	1
47	B18.2.2.4M - HEX FLANGE NUT, M8 X 1.25 --N	2
48	SOPORTE PENDULAR	1
49	B18.2.3.2M - FORMED HEX SCREW, M5 X 0.8 X 35 --16WN	1
50	B18.2.4.5M - HEX JAM NUT, M5 X 0.8 --D-N	1

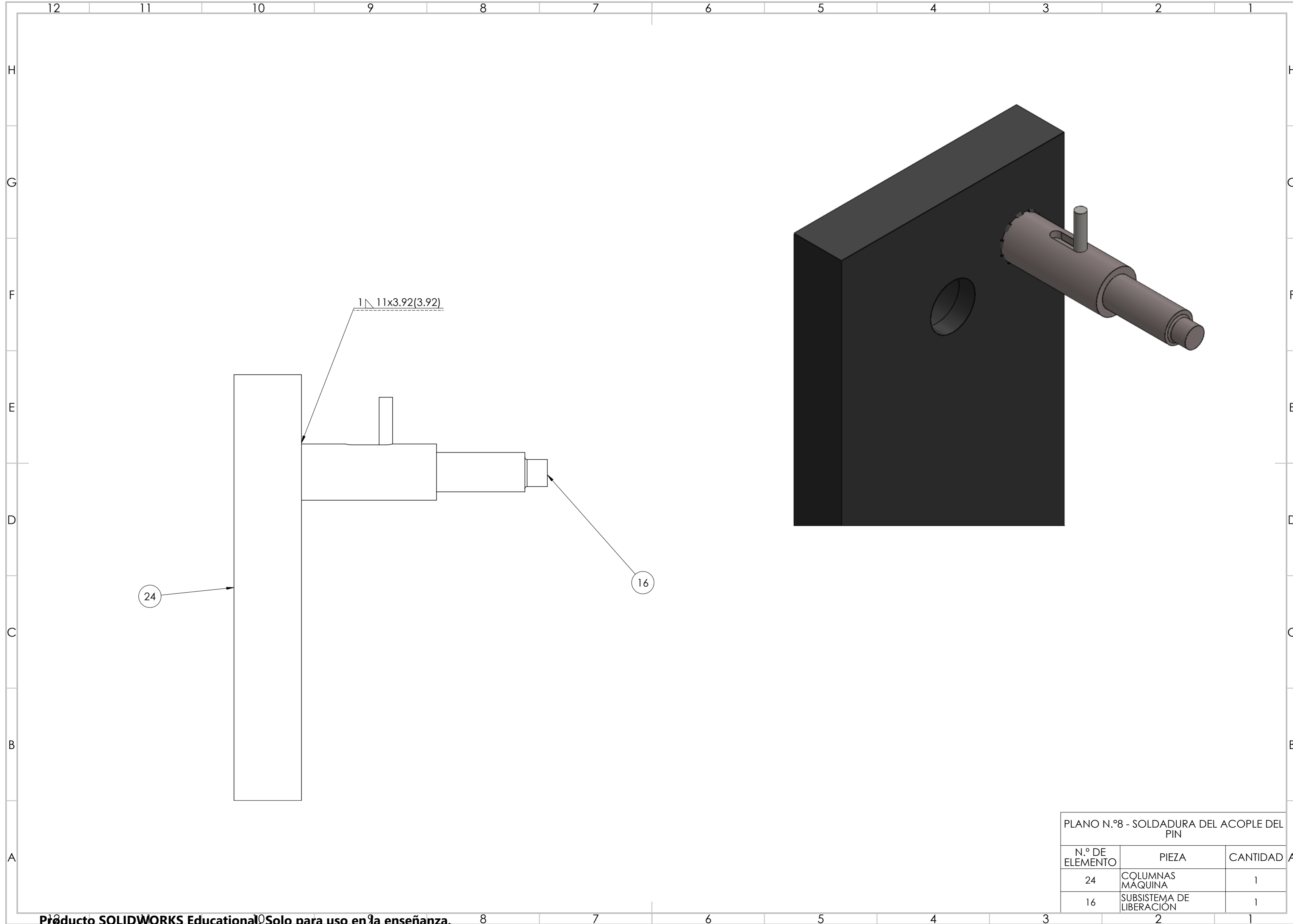


PLANO N.º6 - SUBSISTEMA PENDULAR IZOD

N.º DE ELEMENTO	PIEZA	CANTIDAD
38	ACOPLE PÉNDULO	1
44	B18.2.2.4M - HEX FLANGE NUT, M6 X 1 -- N	2
46	PASADOR ACOPLÉ	1
47	B18.2.2.4M - HEX FLANGE NUT, M8 X 1.25 --N	2
51	MARTILLO IZOD	1
52	PASADOR PÉNDULO IZOD	1
53	IMPACTADOR IZOD	1
54	B18.6.7M - M6 X 1.0 X 40 INDENTED HFMS -- 40N	2
55	Placa Izod	2
56	PESAIZOD	2
57	B18.6.7M - M6 X 1.0 X 13 INDENTED HHMS -- 13N	4
58	B18.6.7M - M6 X 1.0 X 16 INDENTED HHMS -- 16N	8
59	BRAZO IZOD	1
48	Soporte pendular	1
49	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M5 x 0.8 x 35 --16WN	1
50	B18.2.4.5M - Hex jam nut, M5 x 0.8 -- D-N	1



PLANO N.º7 - SUBSISTEMA DE LIBERACIÓN		
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
60	ACOPLE PIN	1
61	PIN BLOQUEO	1
62	TORNILLO PIN	1

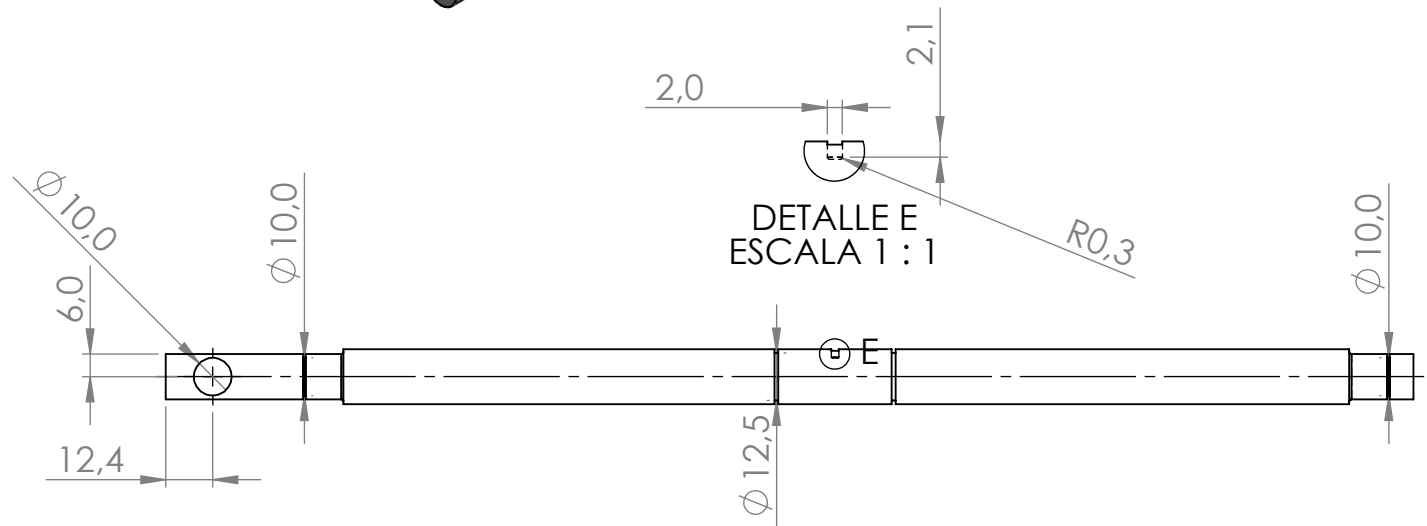
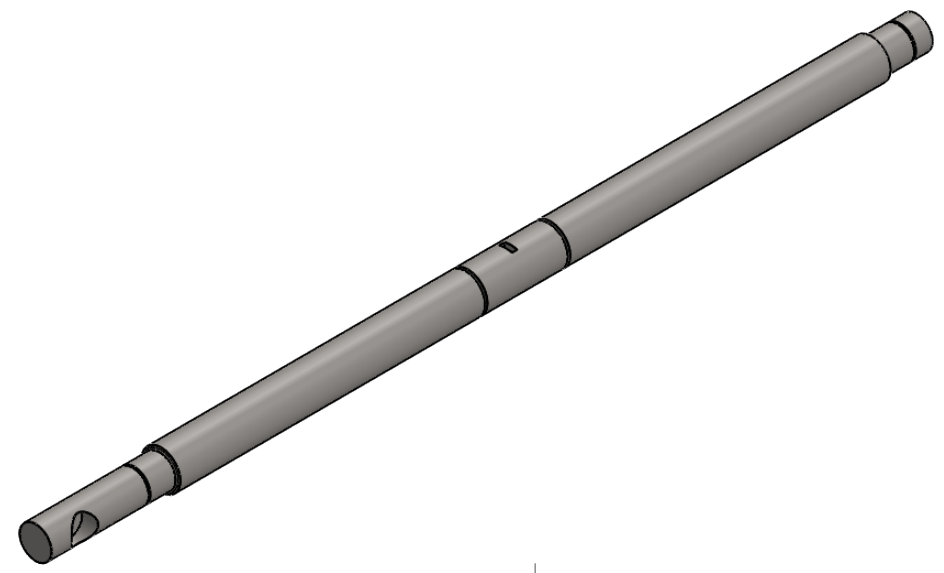
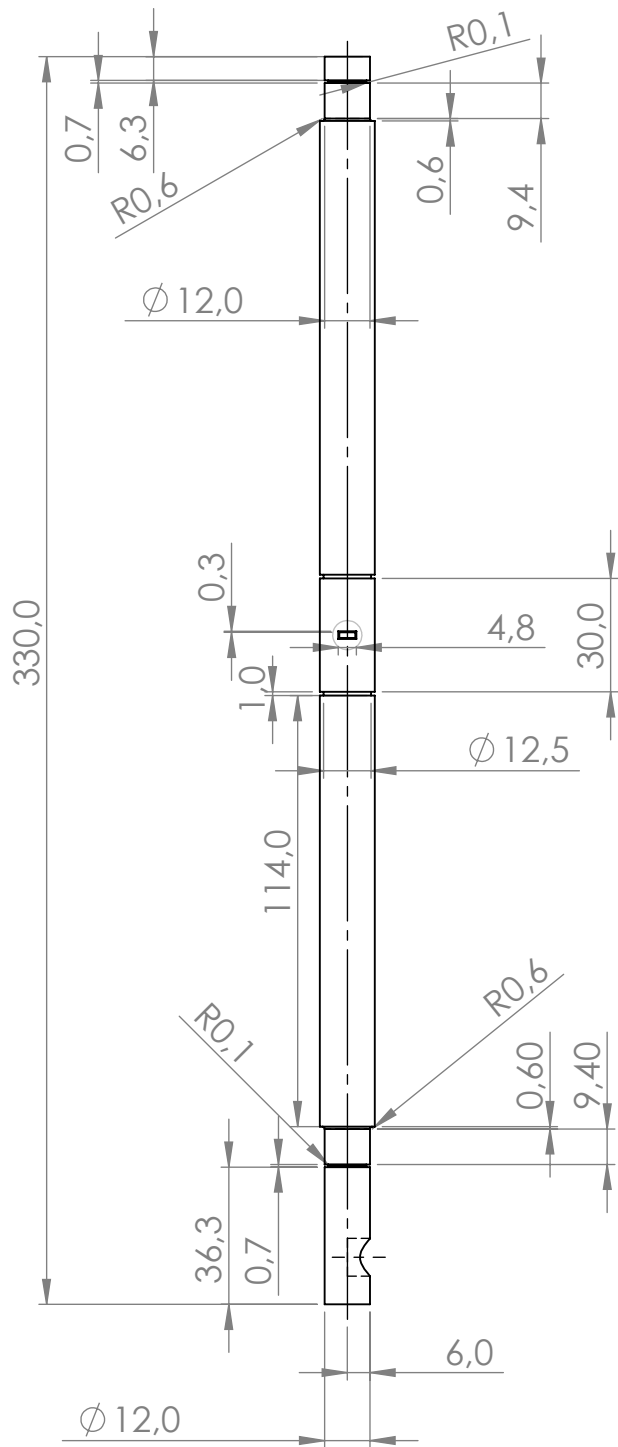


1 11x3.92(3.92)

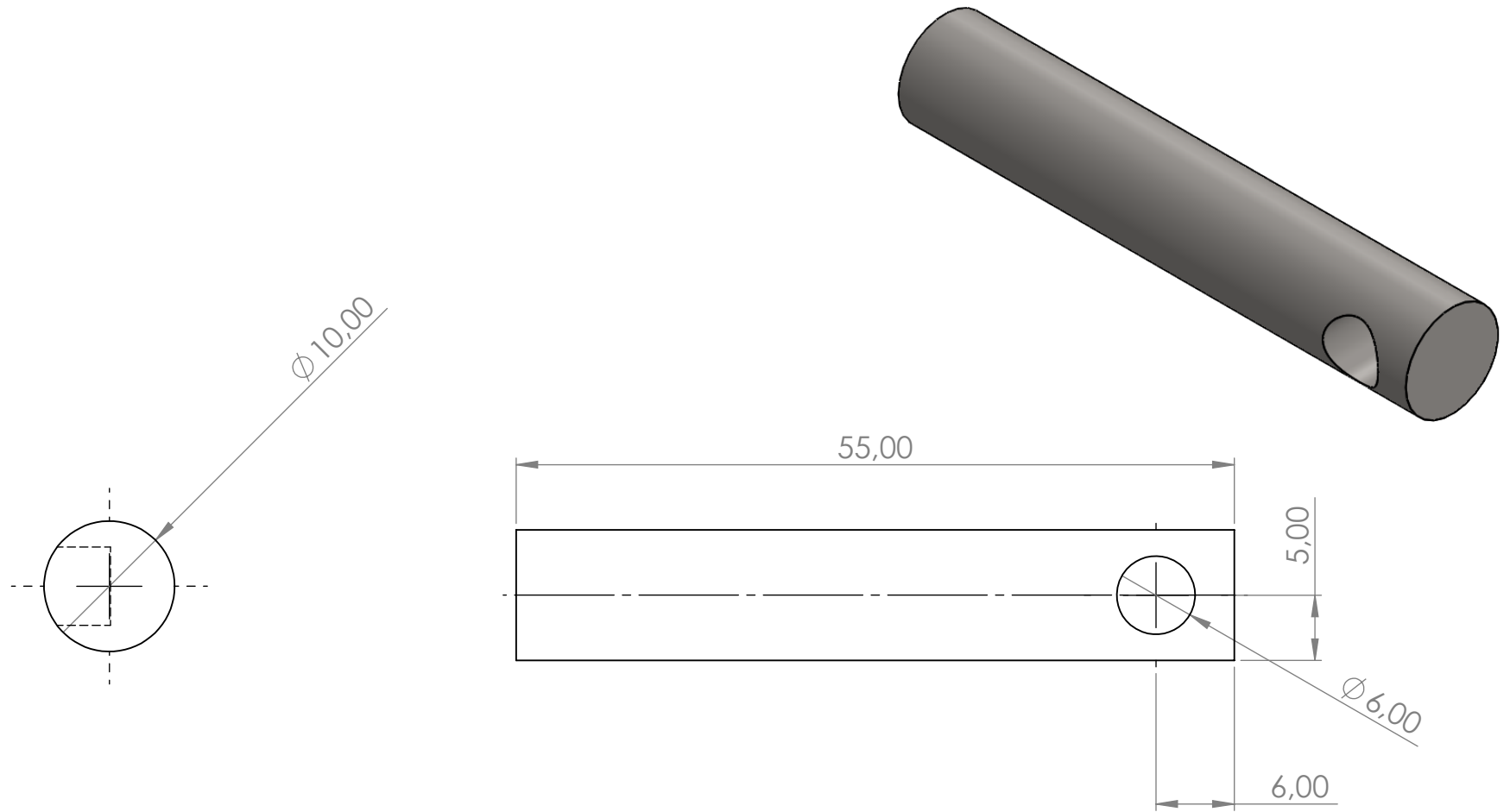
24

16

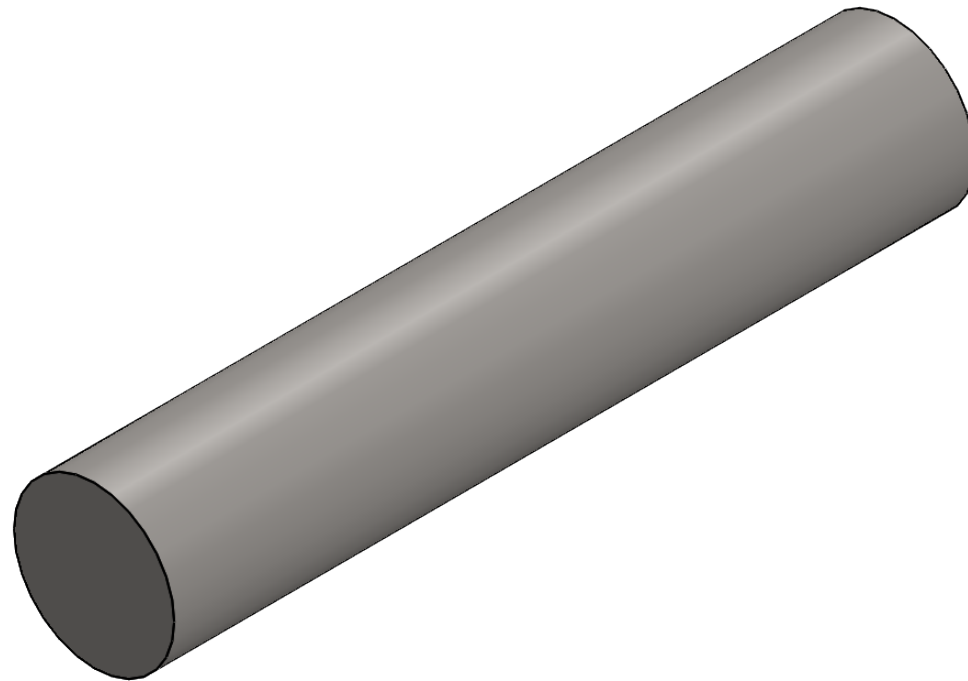
PLANO N.º8 - SOLDADURA DEL ACOPLE DEL PIN		
N.º DE ELEMENTO	PIEZA	CANTIDAD
24	COLUMNAS MAQUINA	1
16	SUBSISTEMA DE LIBERACION	1



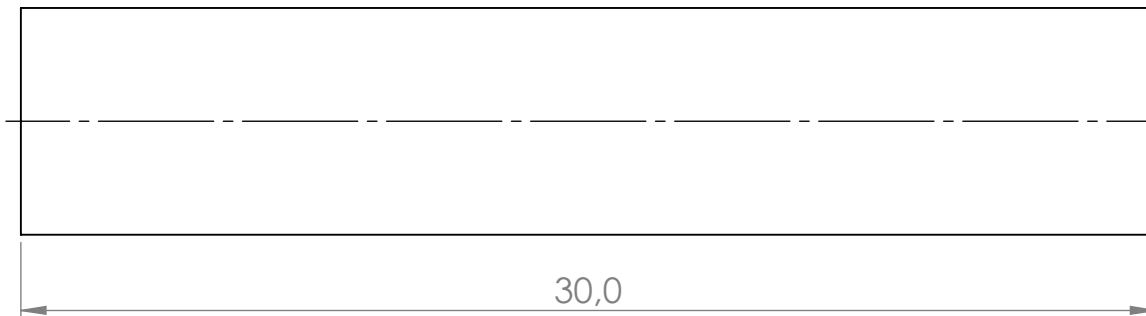
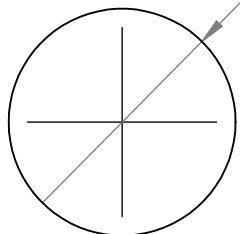
Ref.	Eje de rotación	1	2	AISI 1020		
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:2
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		PI. No: 9	



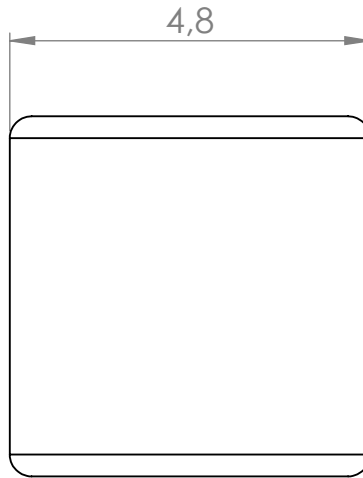
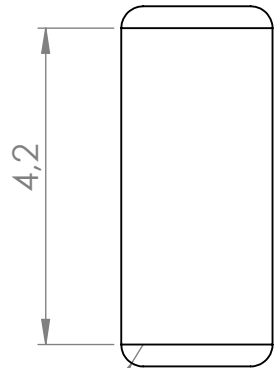
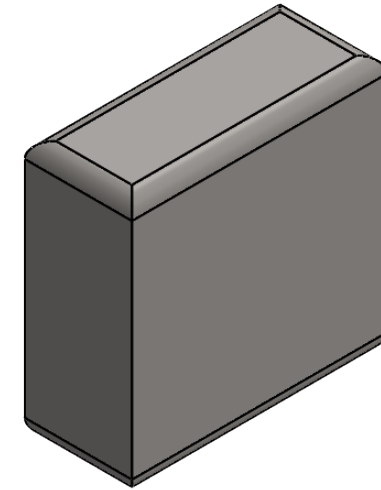
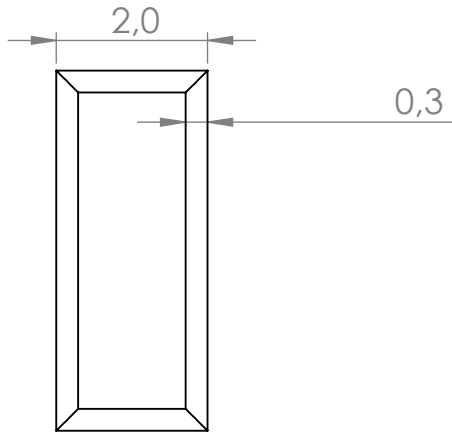
Ref.	Vástago del eje 1	1	2	AISI 1020	Especificaciones	Observaciones
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 2:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 10	



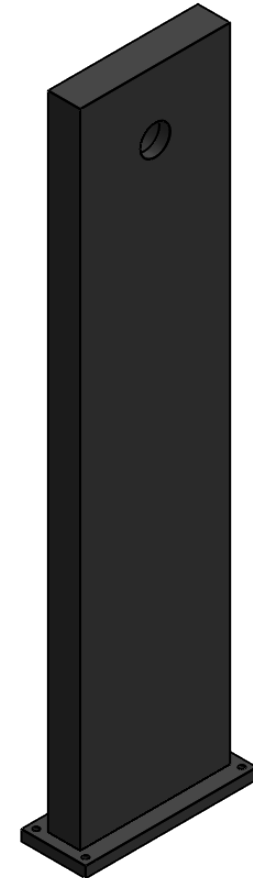
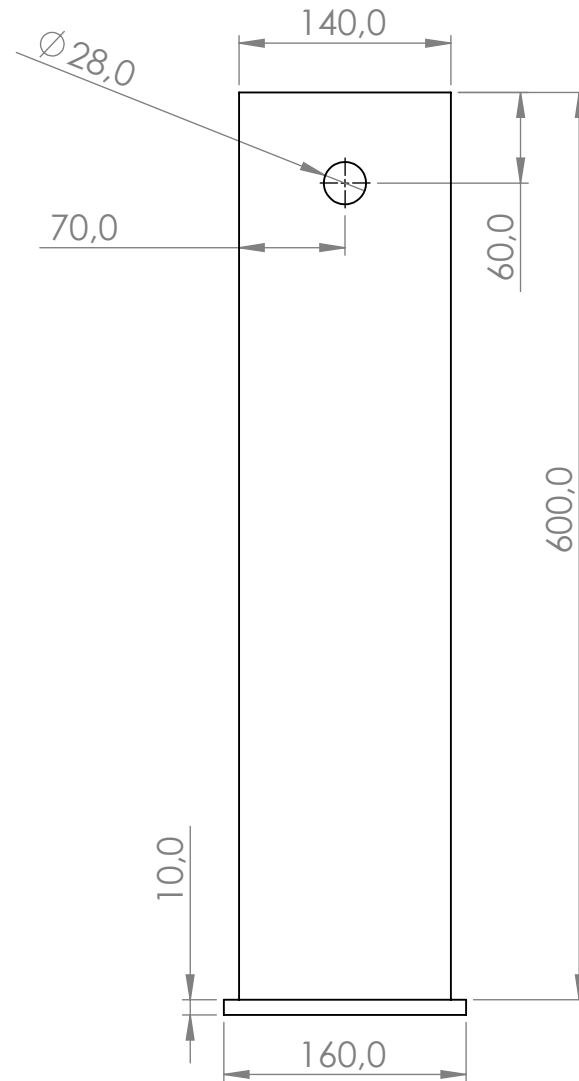
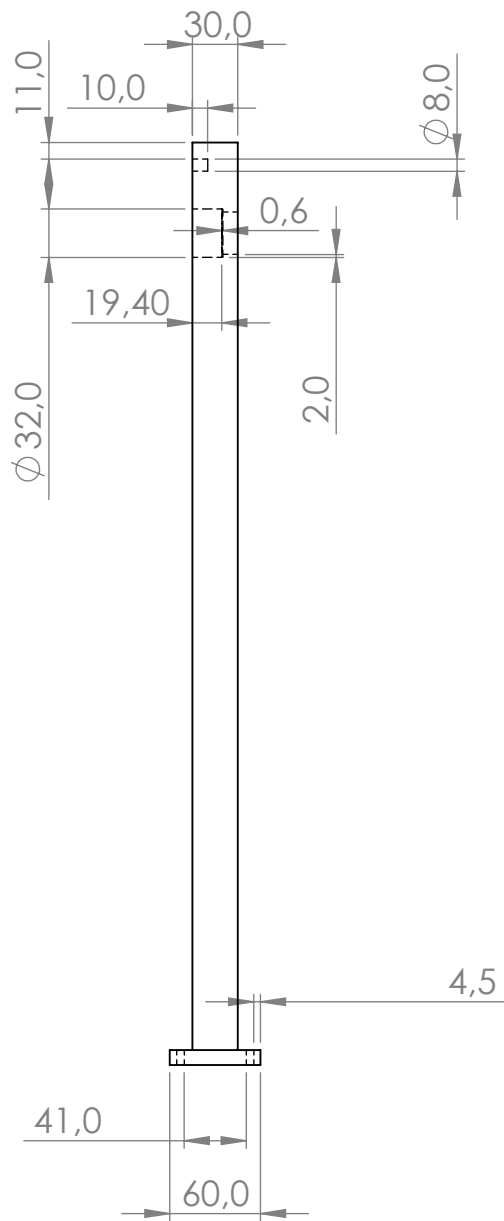
$\phi 6,0$



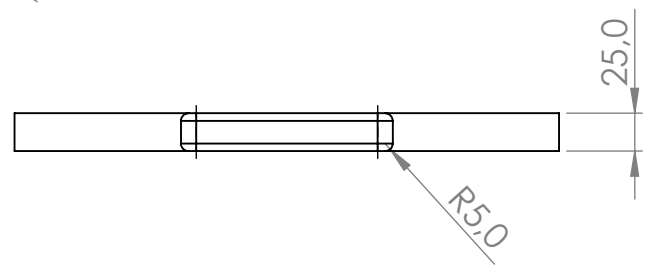
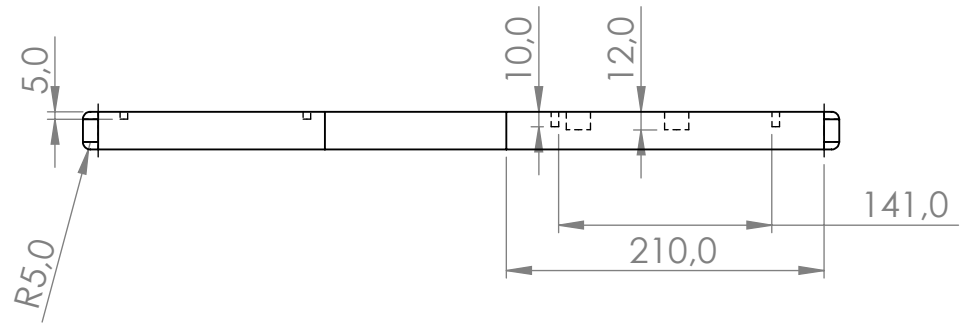
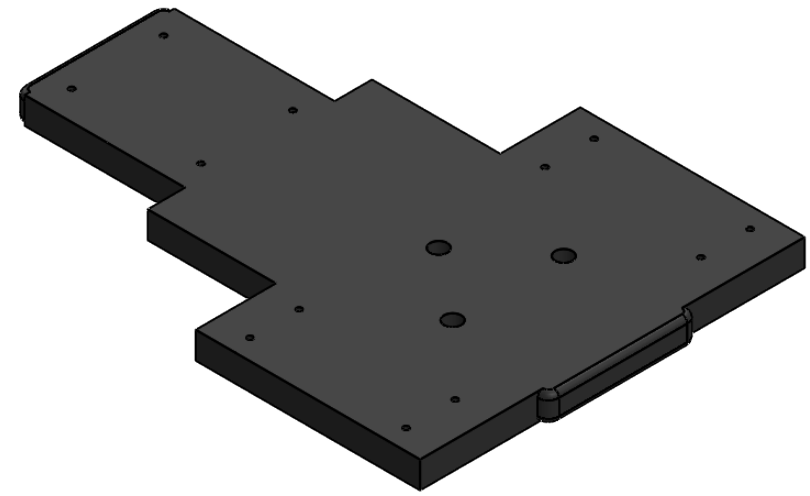
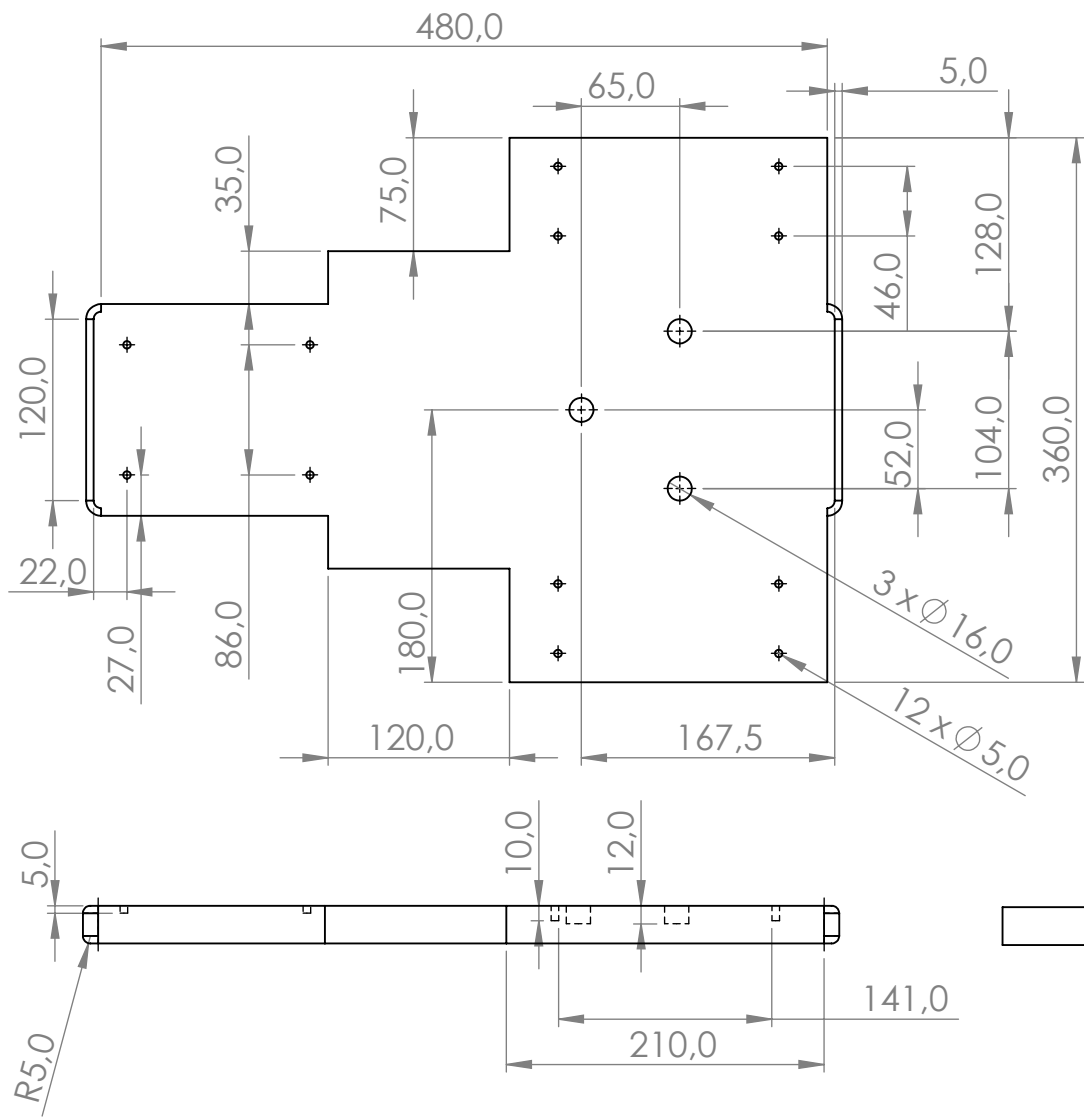
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Vástago del eje 2	1	2	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 5:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		PI. No: 11	



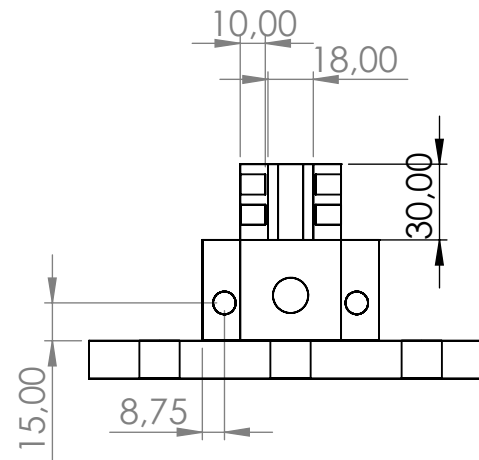
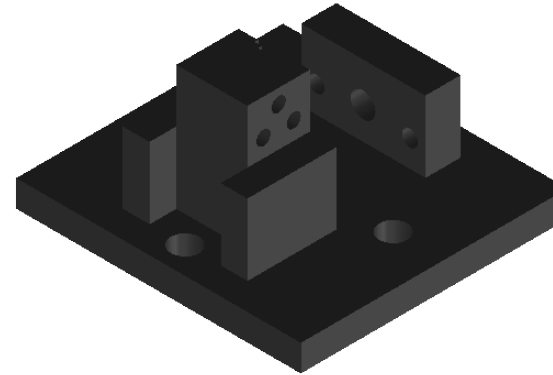
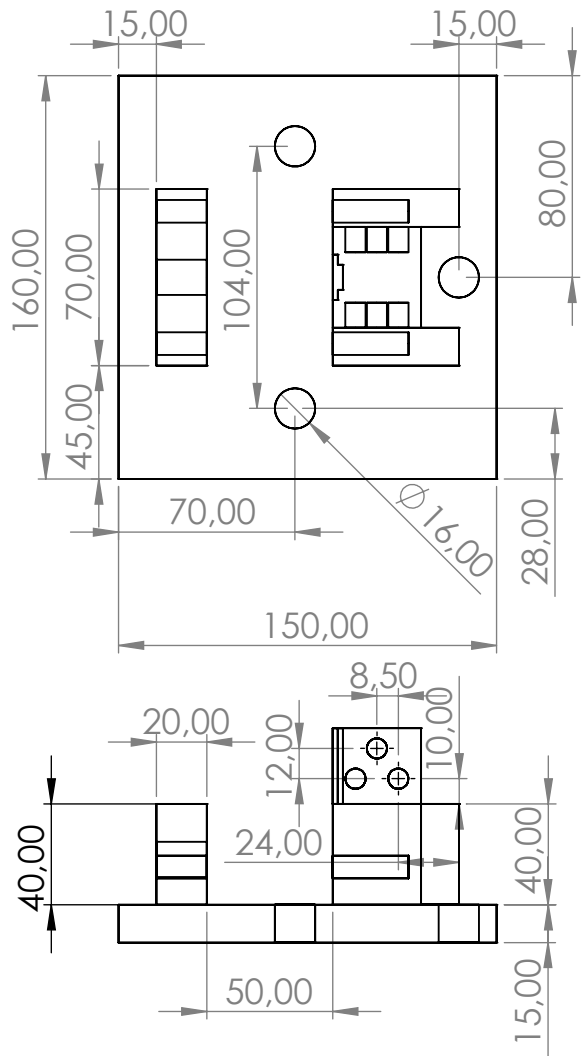
Ref.	Cuña	1	2	AISI 1020	Especificaciones	Observaciones
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 10:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 12




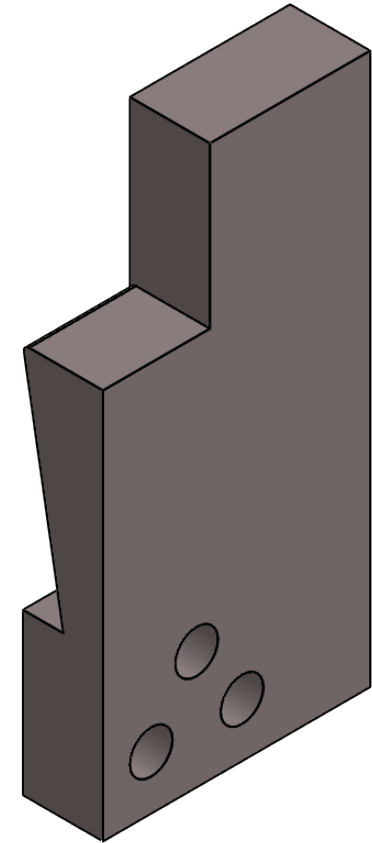
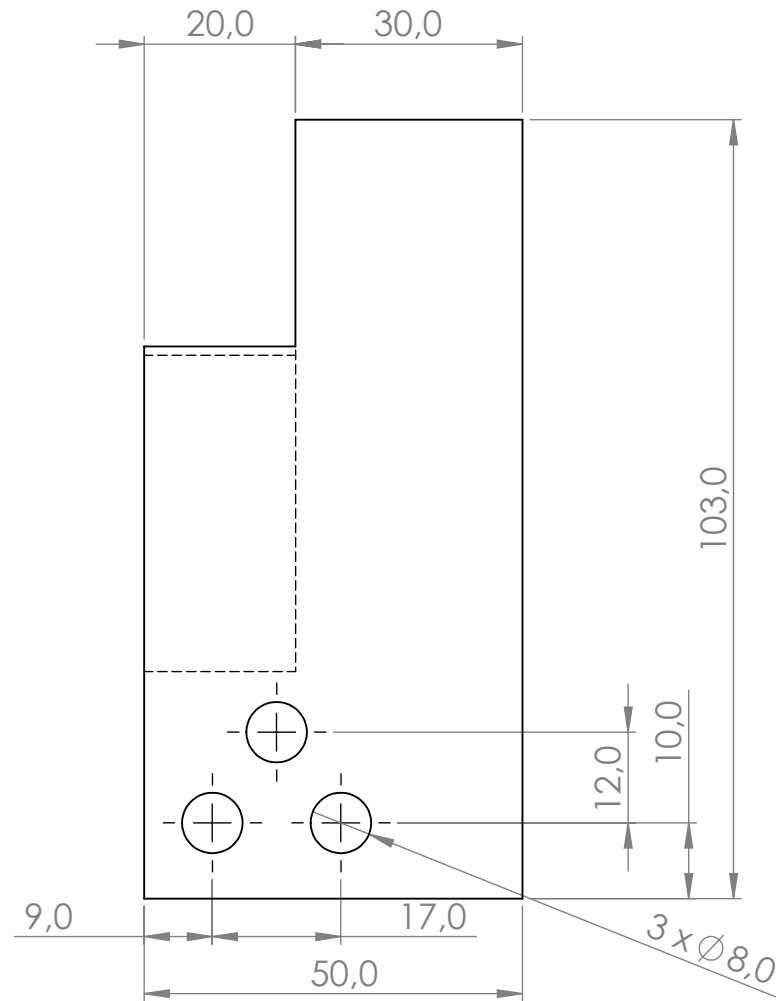
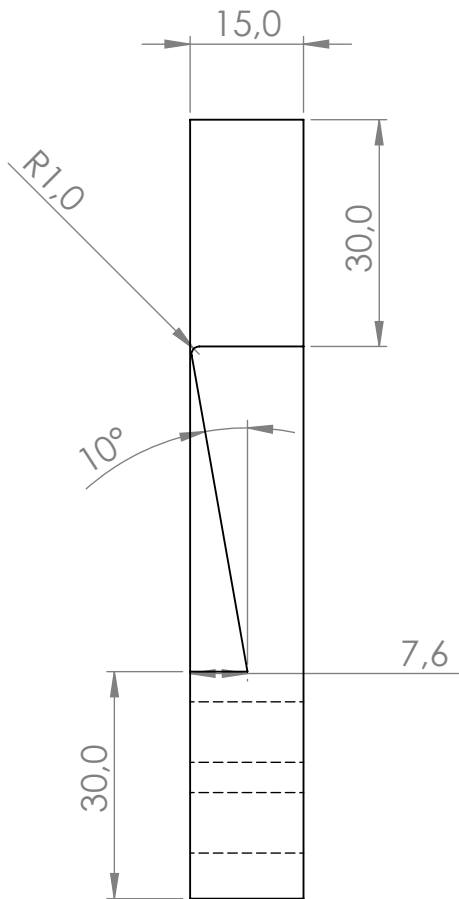
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Columna máquina	2	2	Fundición gris		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:5
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 13	



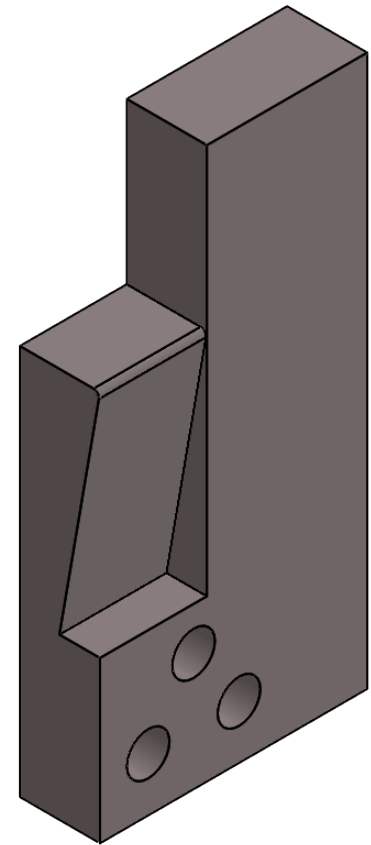
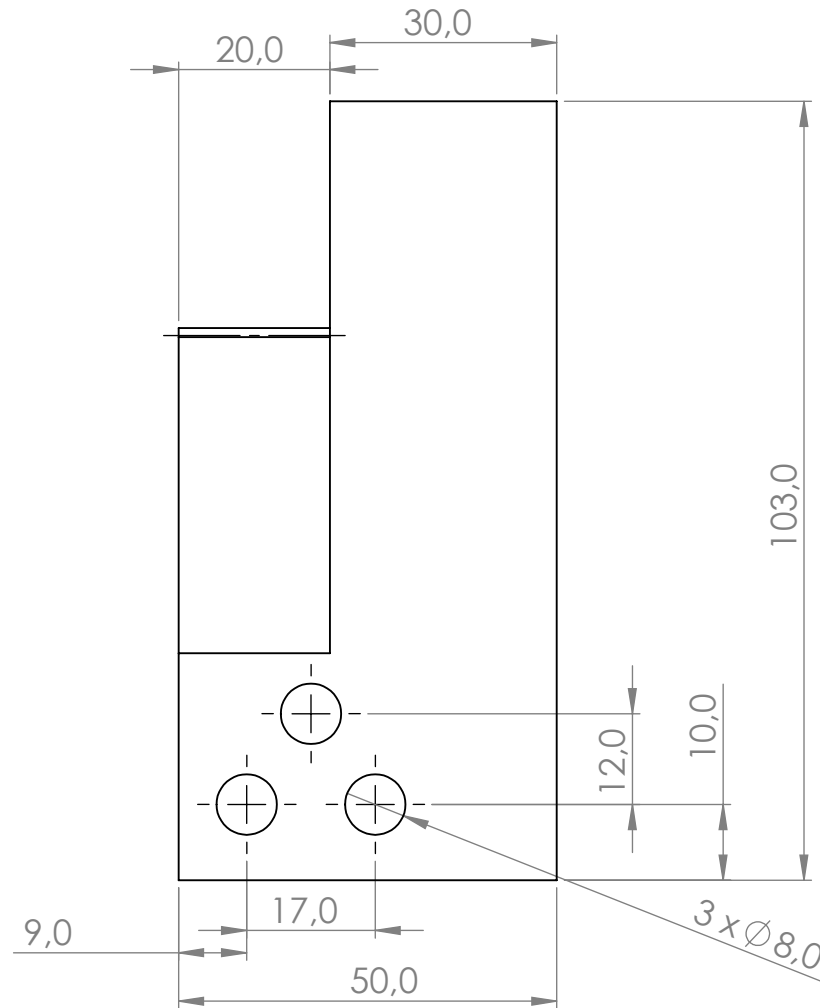
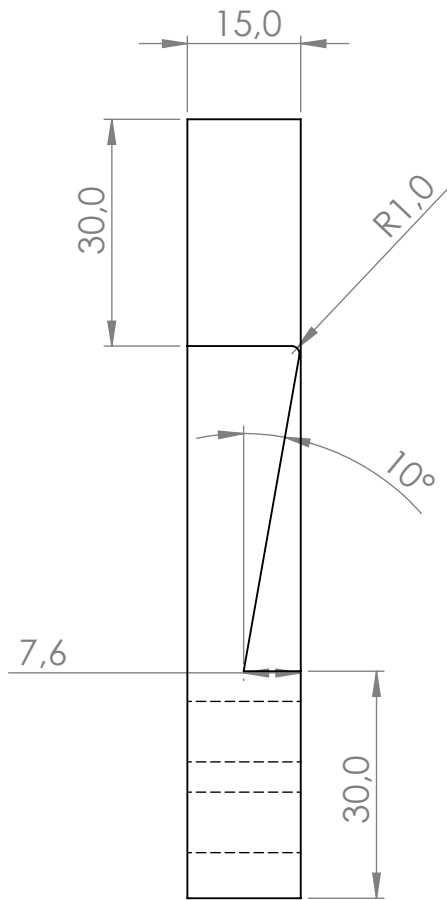
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Base	1	2	Fundición gris.		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
					Escala: 1:5	
					Fecha: 18/05/23	
Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss			O.T. No:
Aprobó:			Revisó:			Pl. No: 14



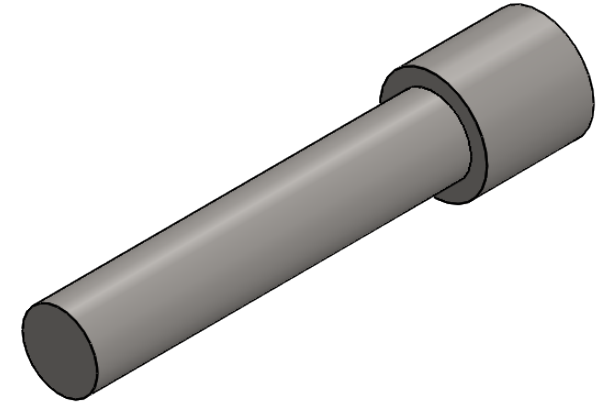
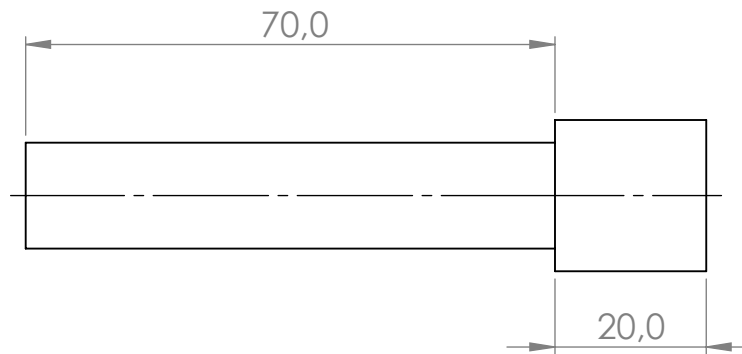
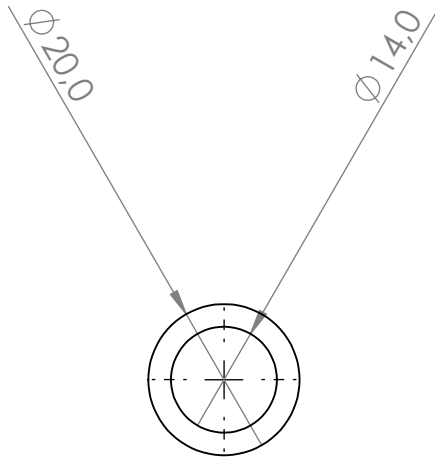
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Base portamuestras	1	4	Fundición gris		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:3
						Fecha:
	Diseñó:			Dibujó:		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		PI. No: 15	



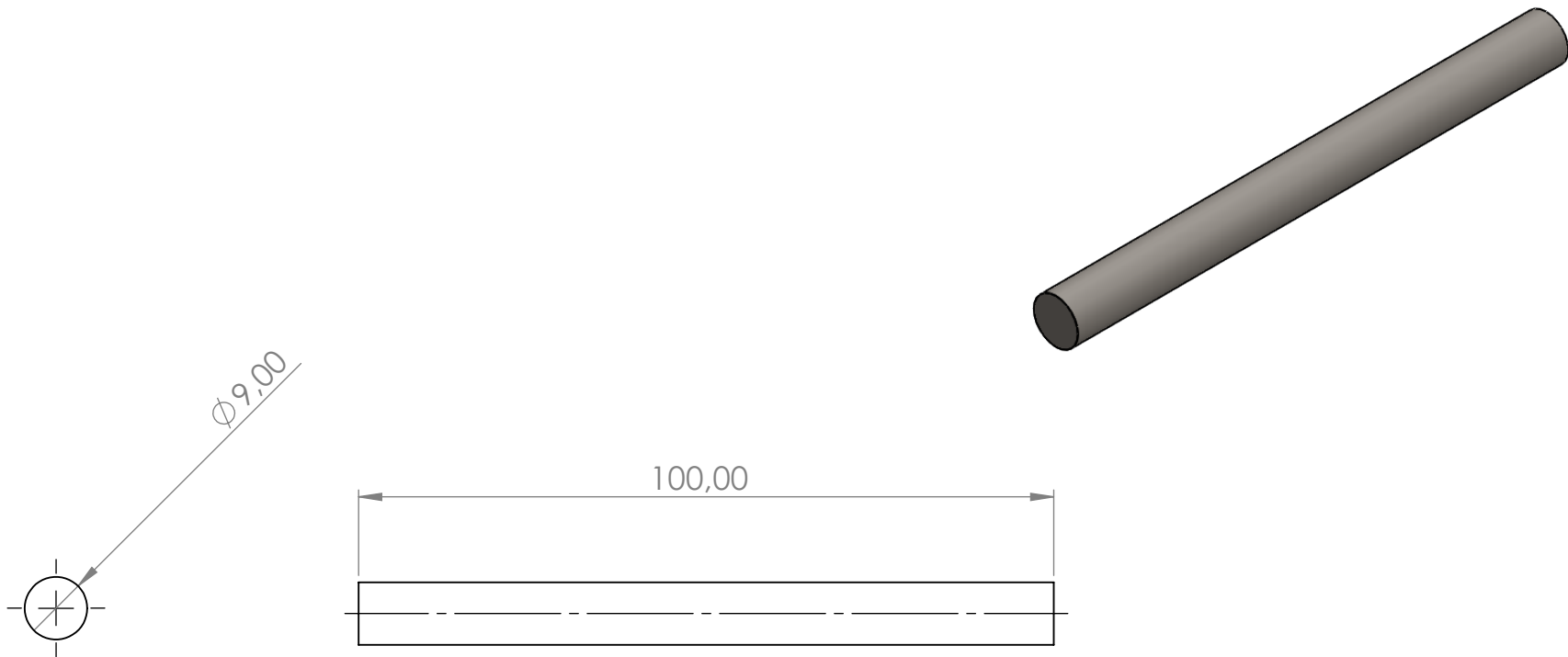
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Soporte Charpy D	1	4	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 16	



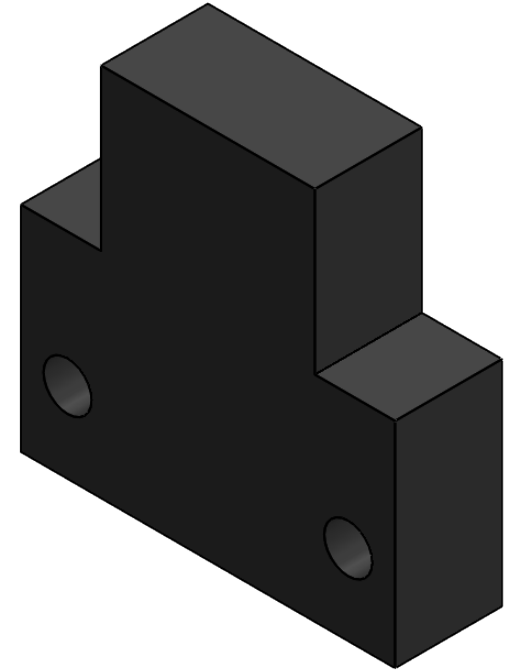
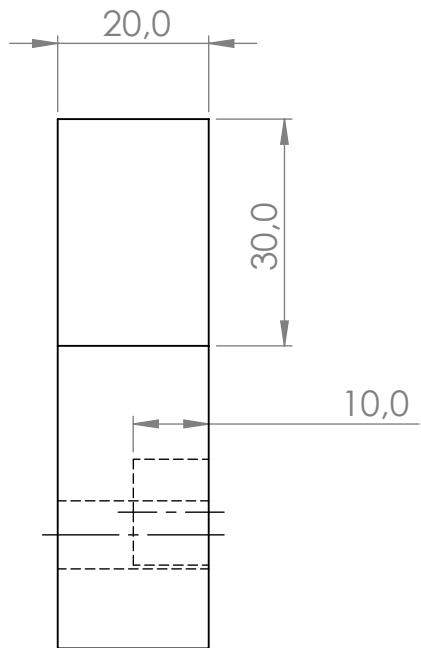
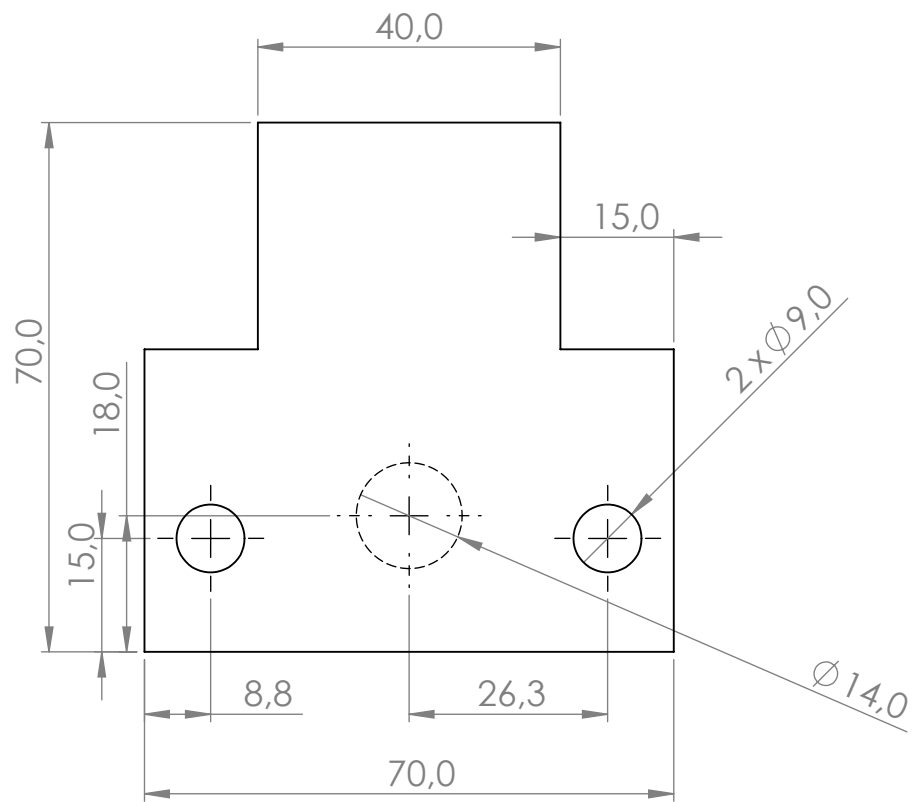
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Soporte Charpy I	1	4	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 17



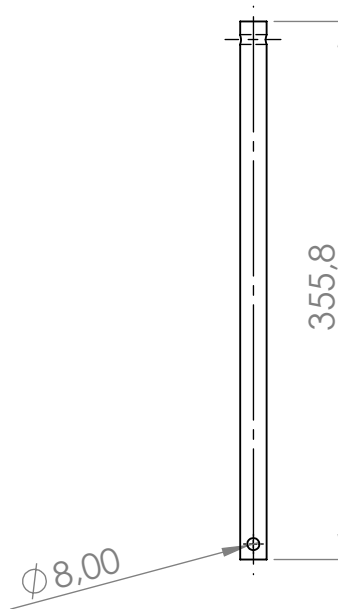
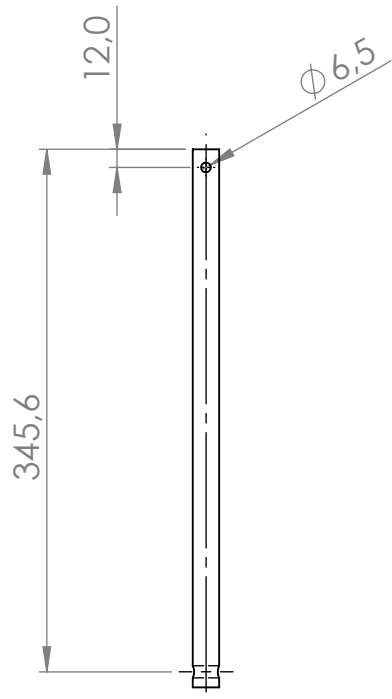
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Tornillo sin fin	1	4	AISI 1020	Paso: 2,0	
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 18



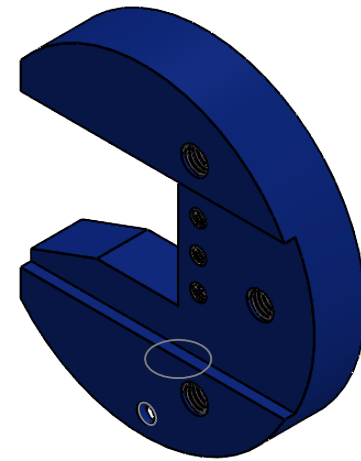
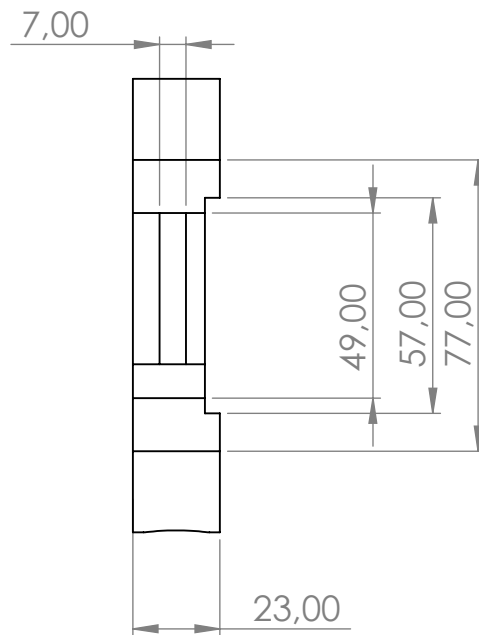
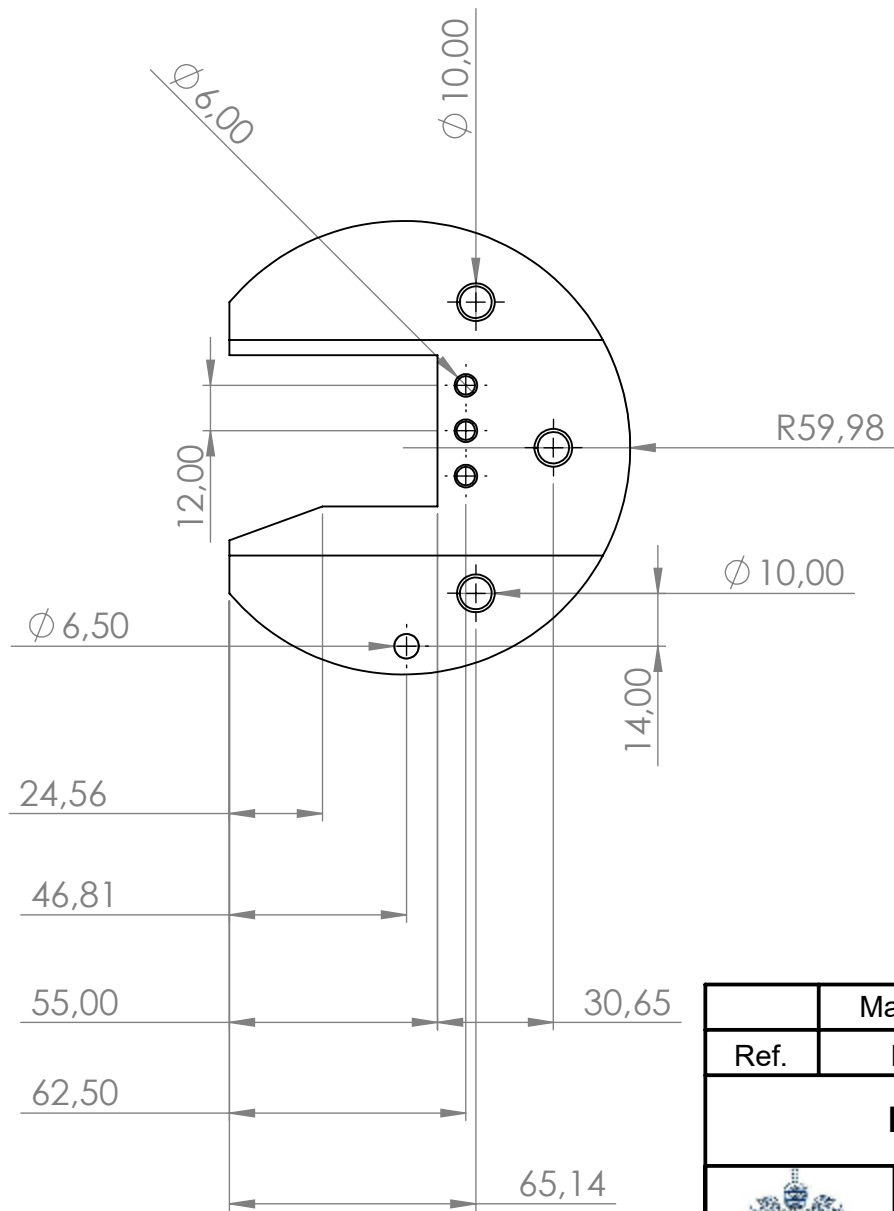
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Guía prensa	2	4	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseñó: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 19



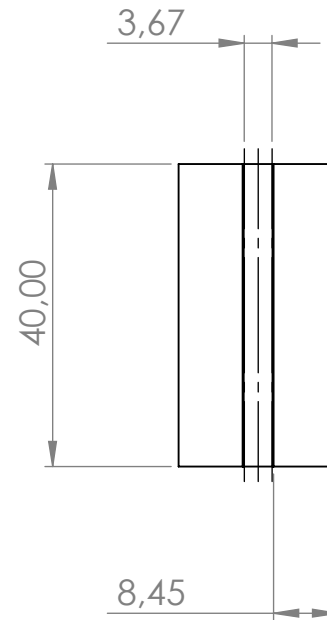
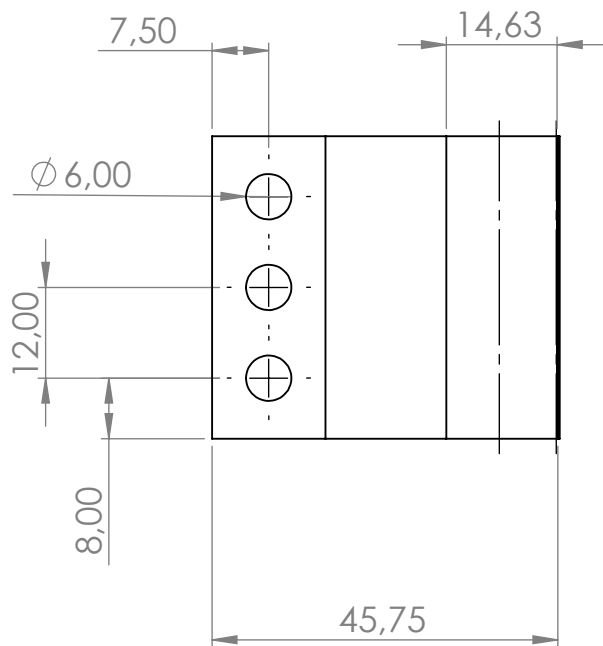
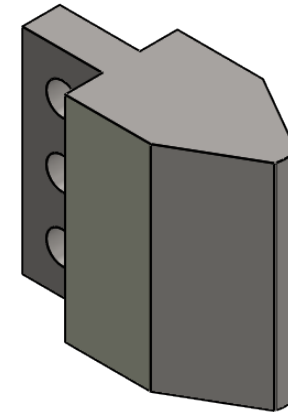
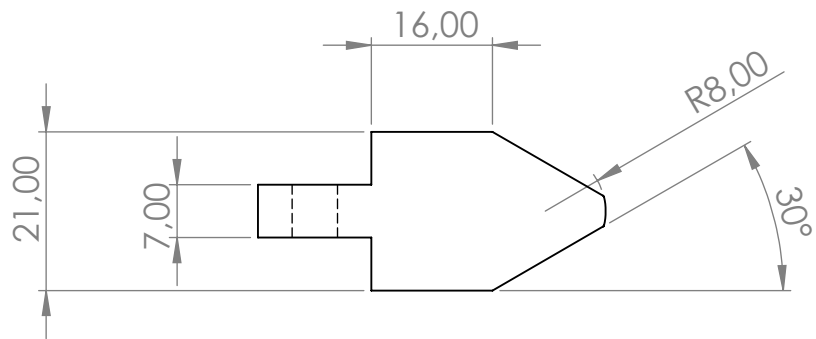
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Prensa Izod	1	4	Fundición gris		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseñó: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 20



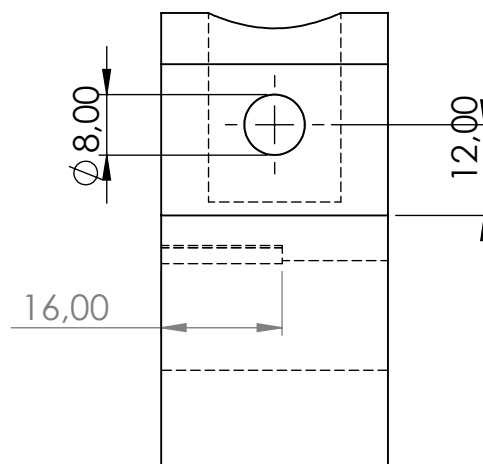
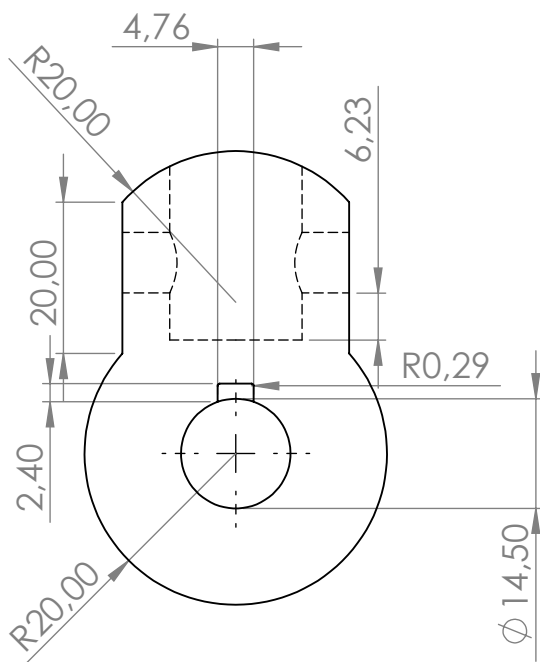
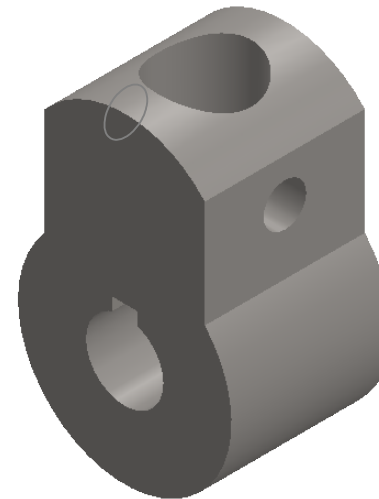
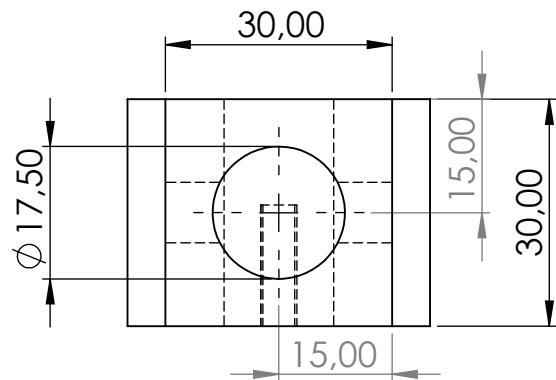
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Brazo Charpy	1	5	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:5
						Fecha: 18/05/23
	Diseñó: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 21



Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Martillo Charpy	1	5	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:2
						Fecha: 18/05/2023
	Diseñó: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 22	

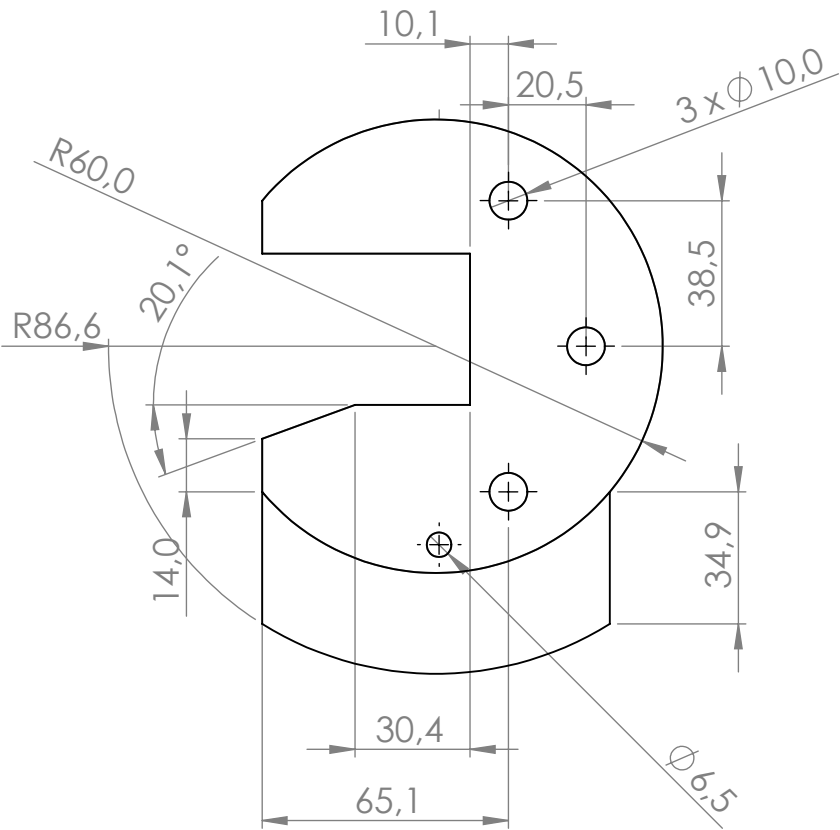


Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Impactador Charpy	1	5	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:5
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 23

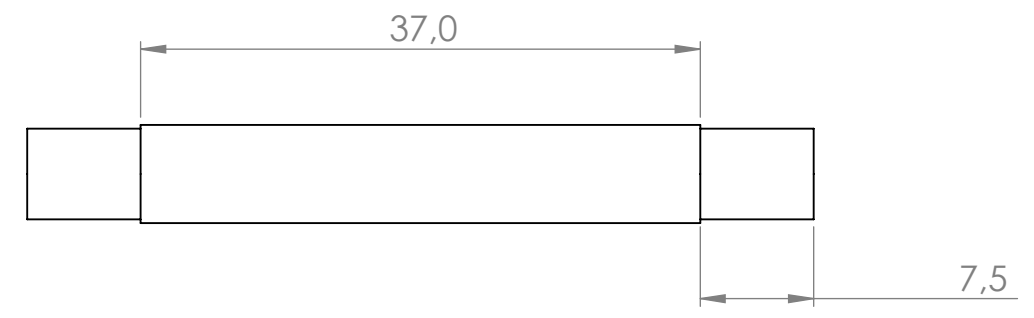
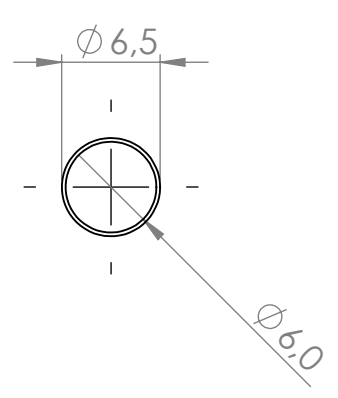
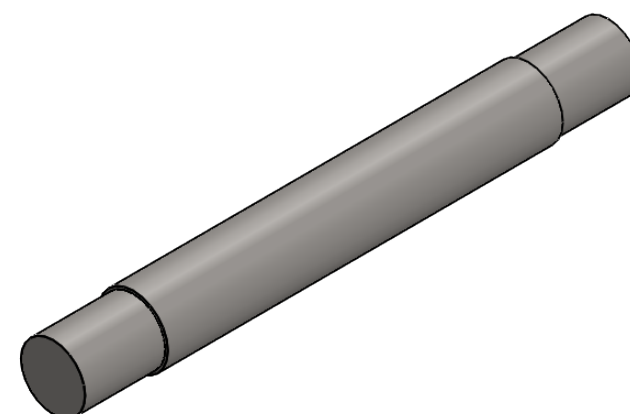


Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Acople péndulo	1	5	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/2023
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 24	

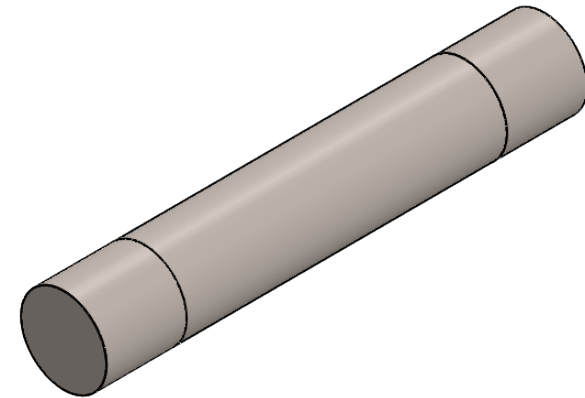
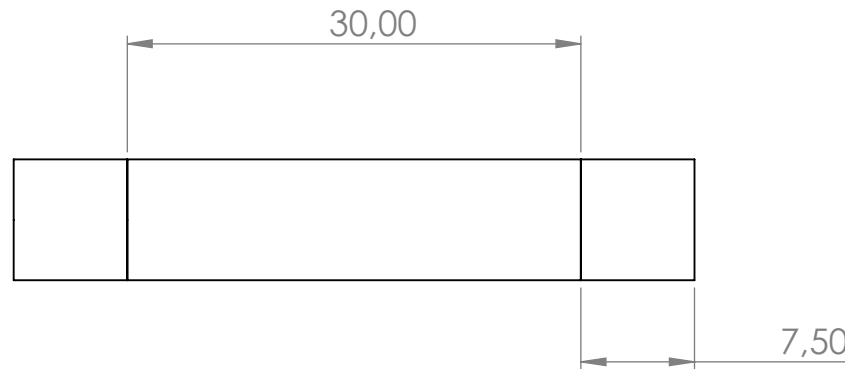
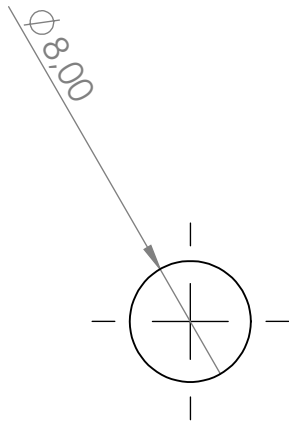




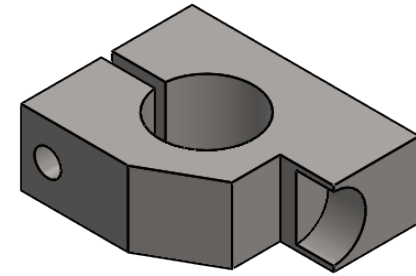
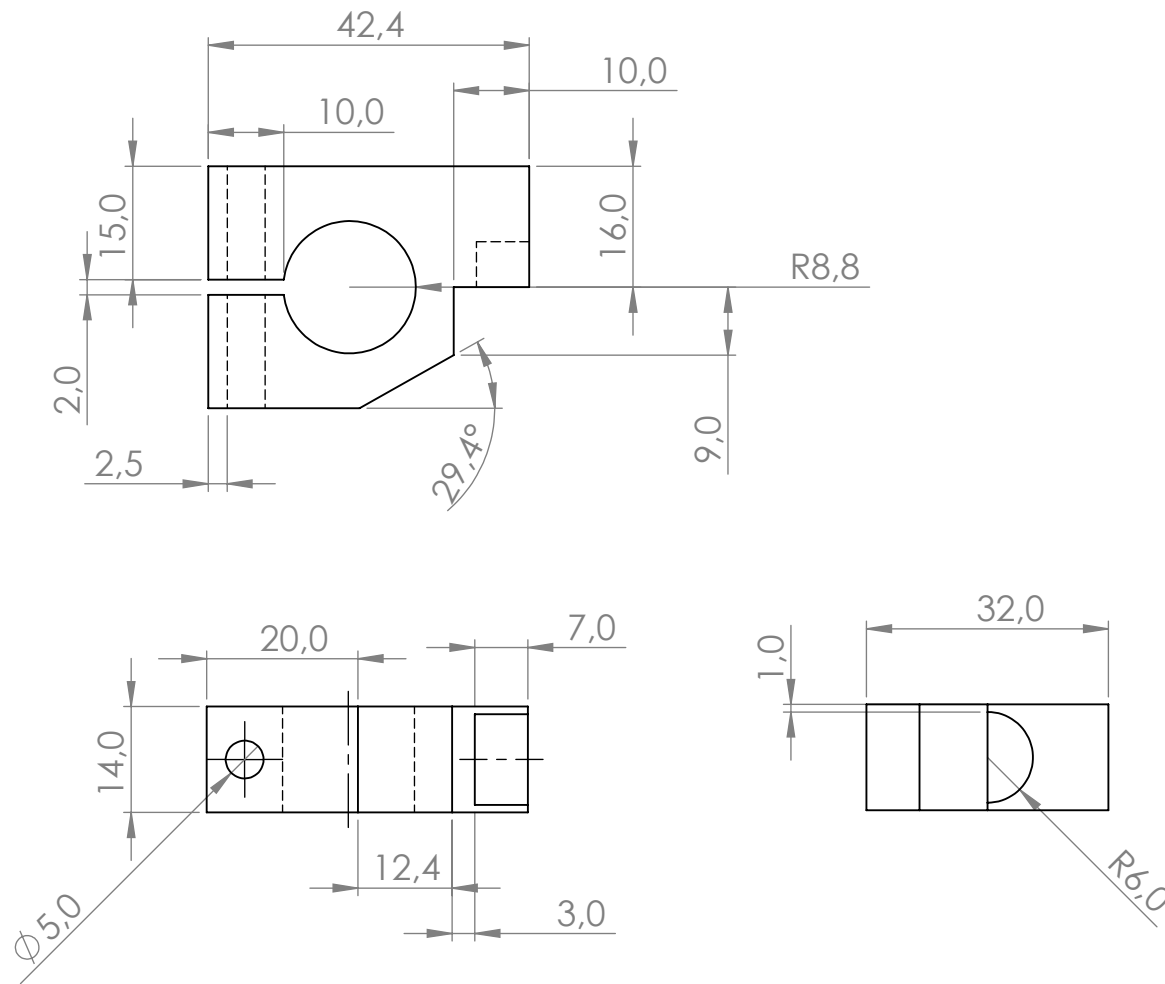
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Pesa Charpy D	1	5	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:2
						Fecha: 18/05/23
	Diseñó: C.Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C.Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 26	



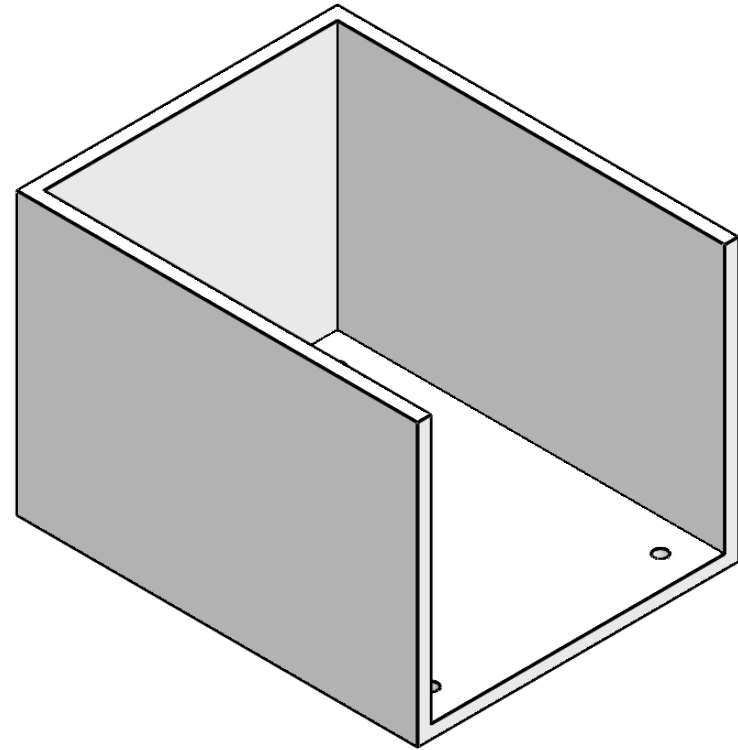
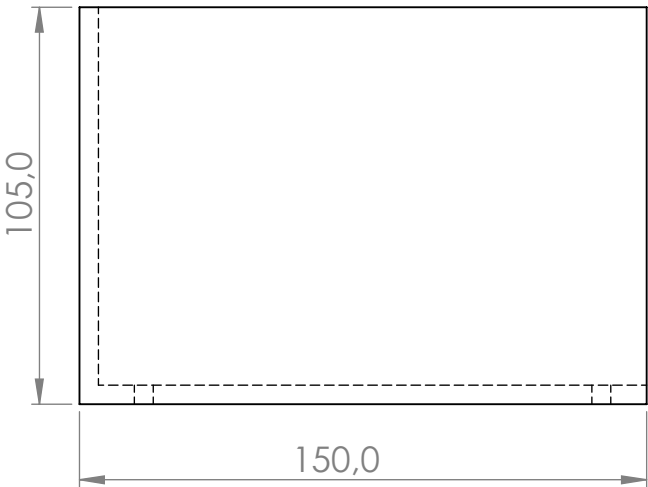
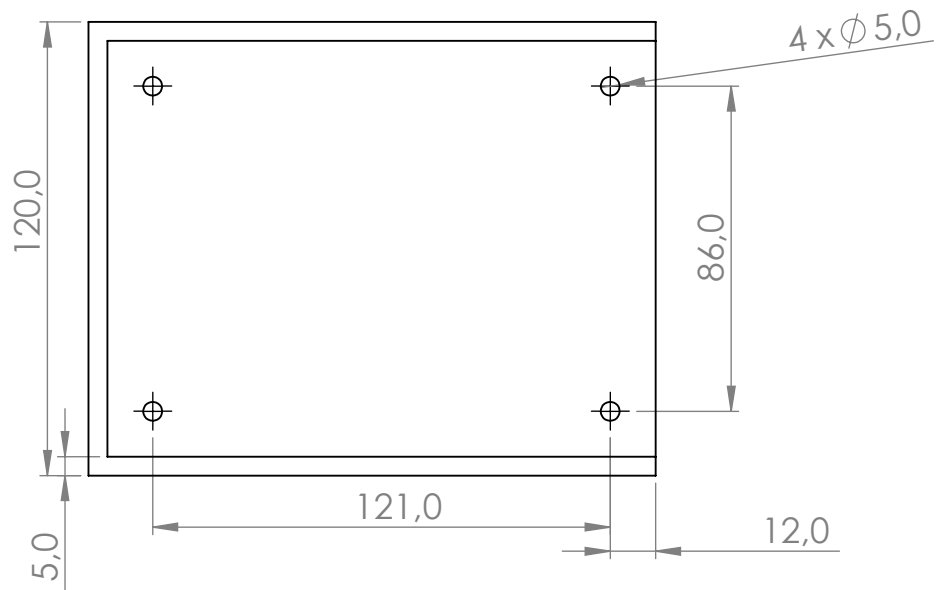
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Pasador péndulo C	1	5	AISI 1020	Paso: 1,0	
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:2
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C.Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C.Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 27



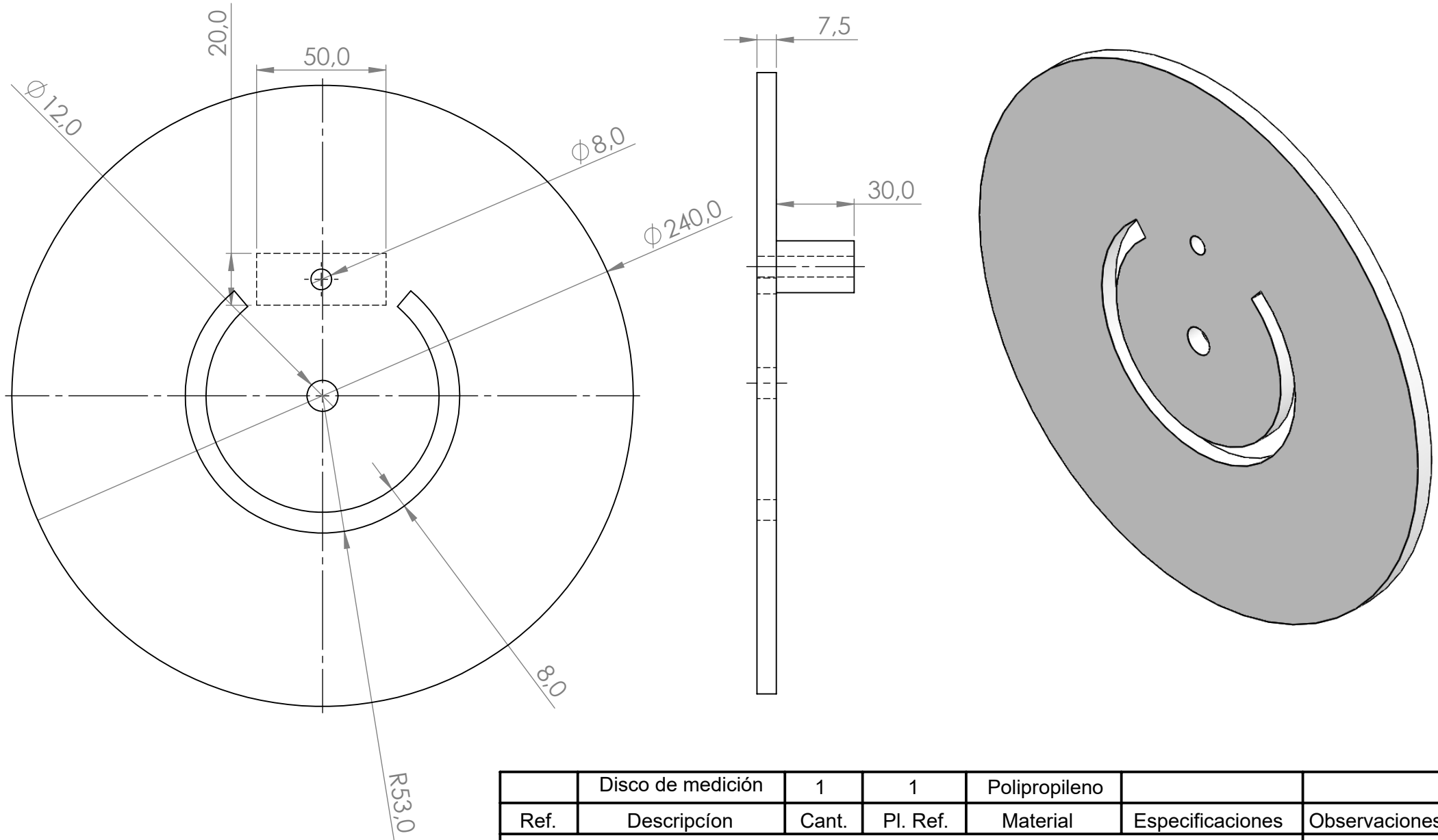
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Pasador acople	1	5	AISI 1020	Paso: 1,0	
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 2:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C.Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C.Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 28



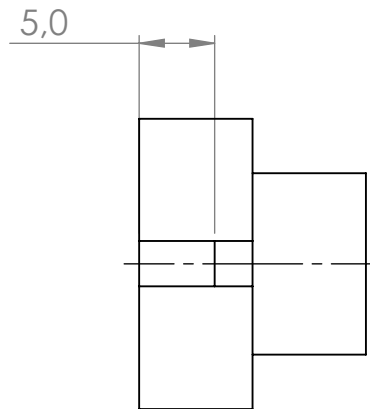
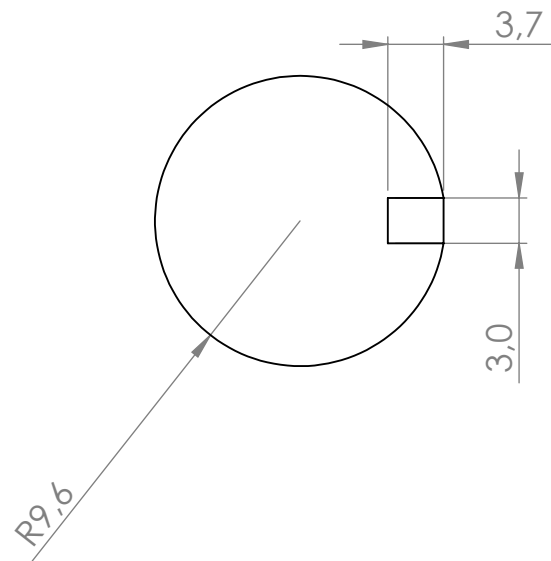
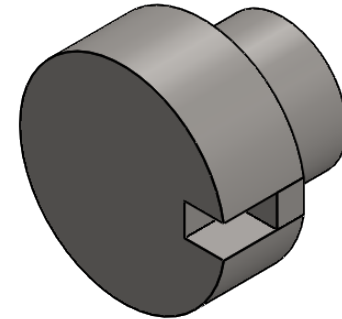
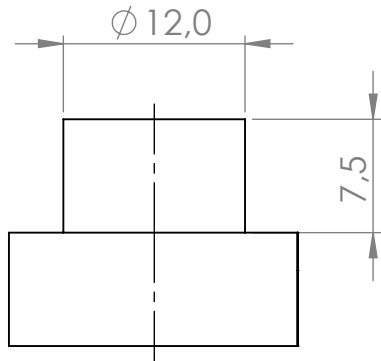
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Soporte pendular	2	5	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseñó: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 29



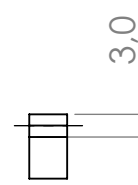
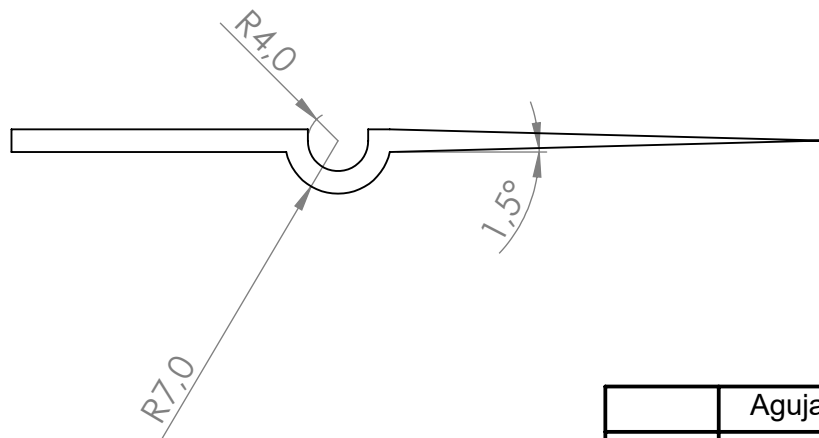
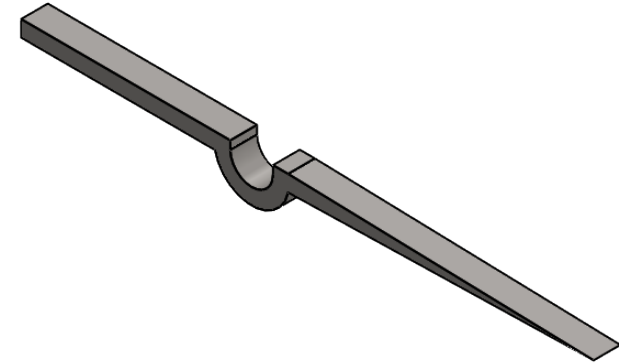
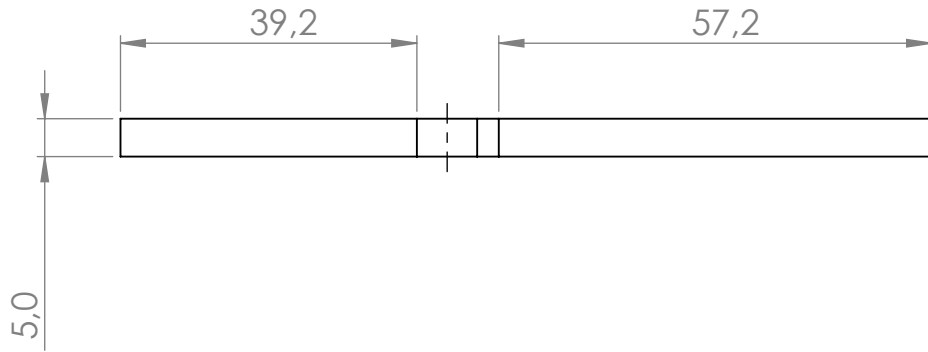
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Caja de contención	1	1	Polipropileno		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:10
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 30	



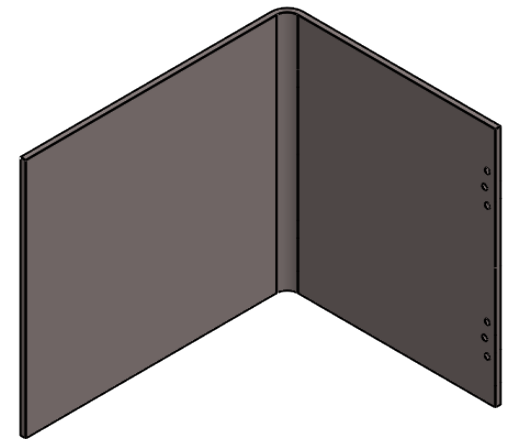
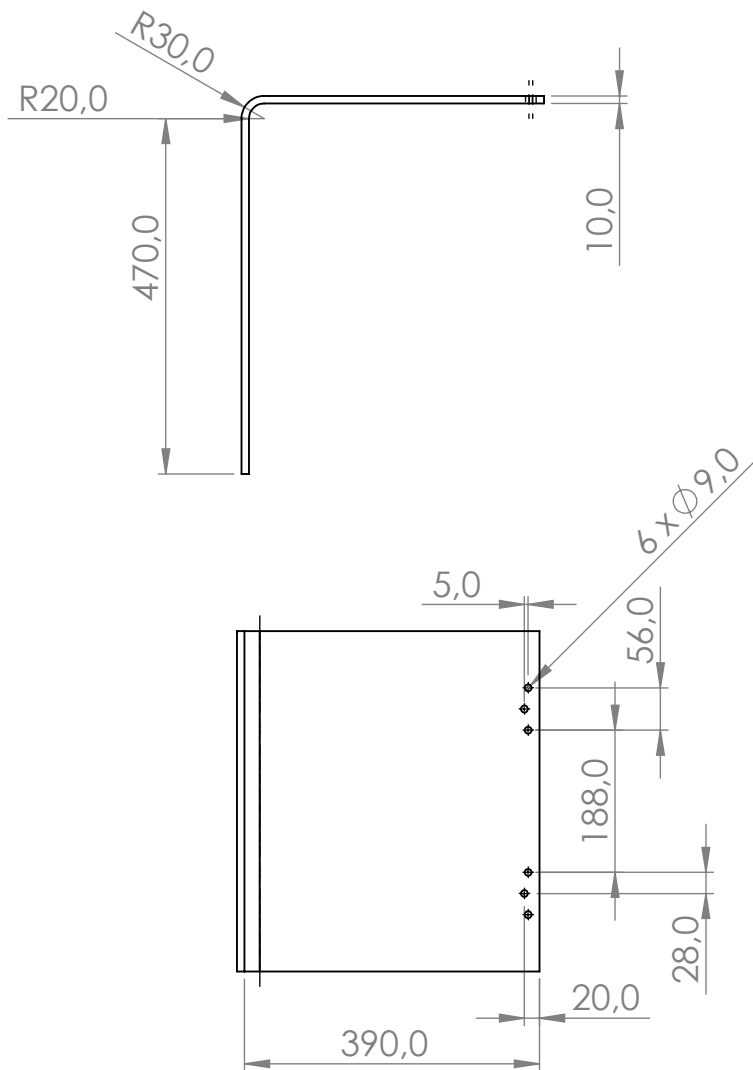
	Disco de medición	1	1	Polipropileno		
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:2
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		PI. No: 31	



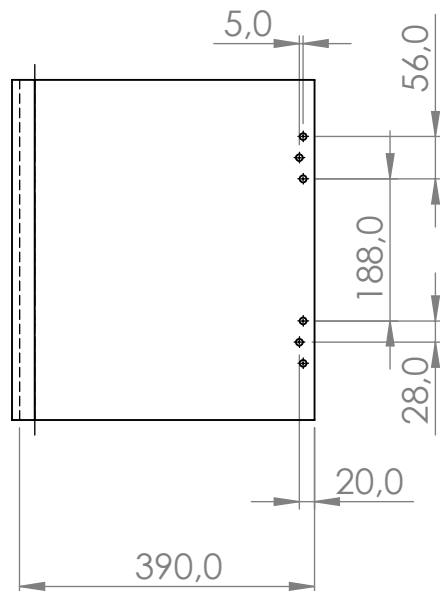
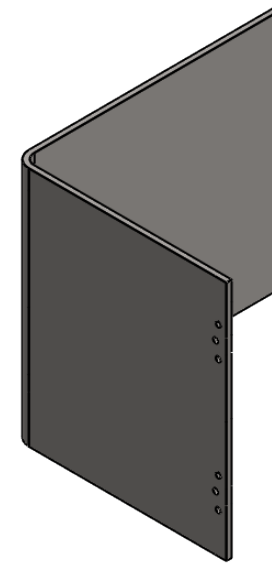
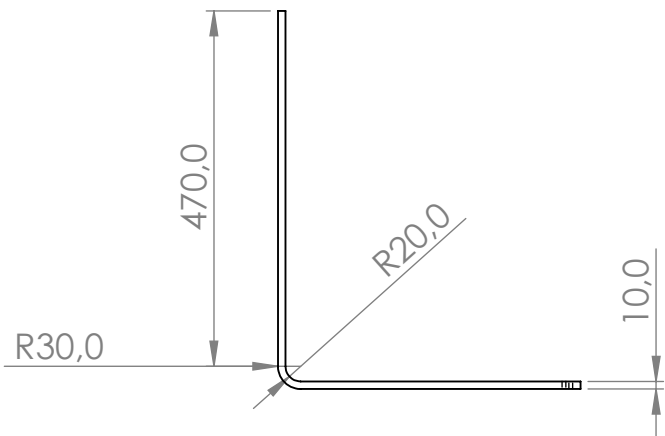
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Eje de aguja	1	1	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 2:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		PI. No: 32	



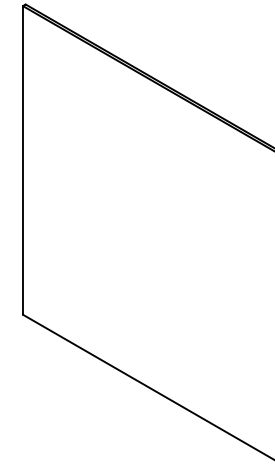
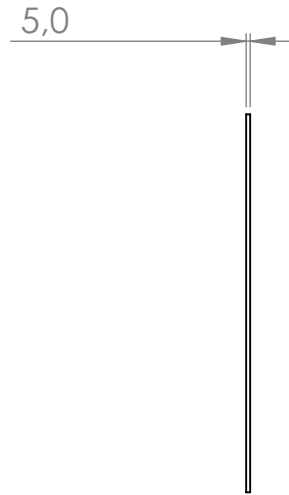
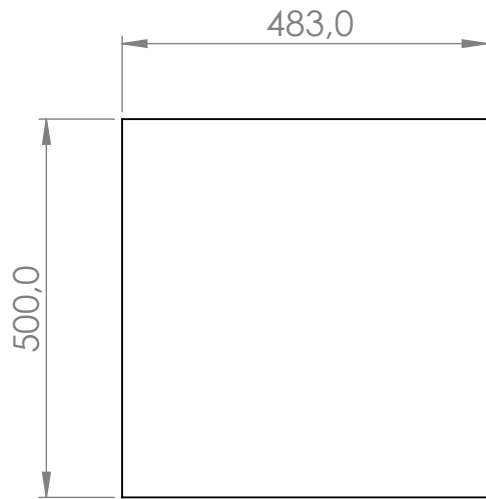
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Aguja de medición	1	1	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 33



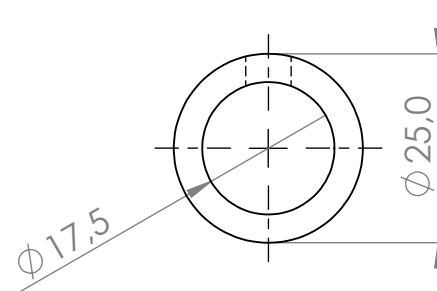
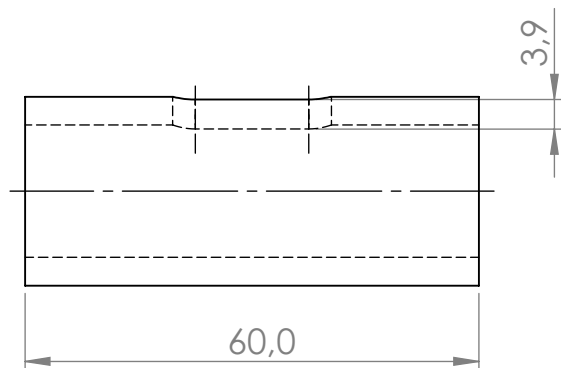
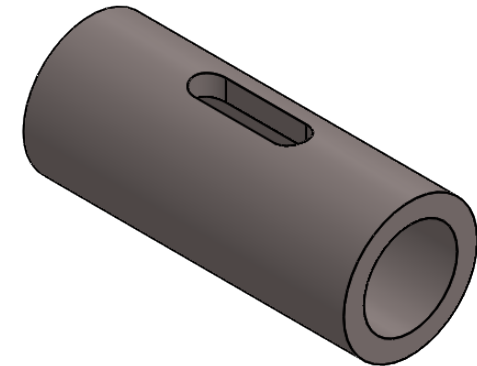
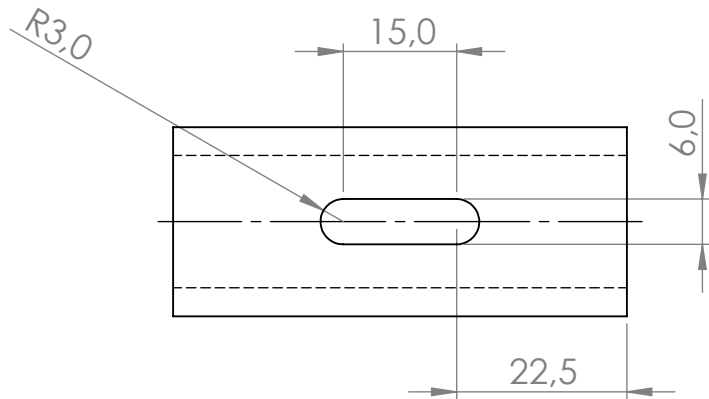
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Lámina seguridad D	1	1	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:10
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 34



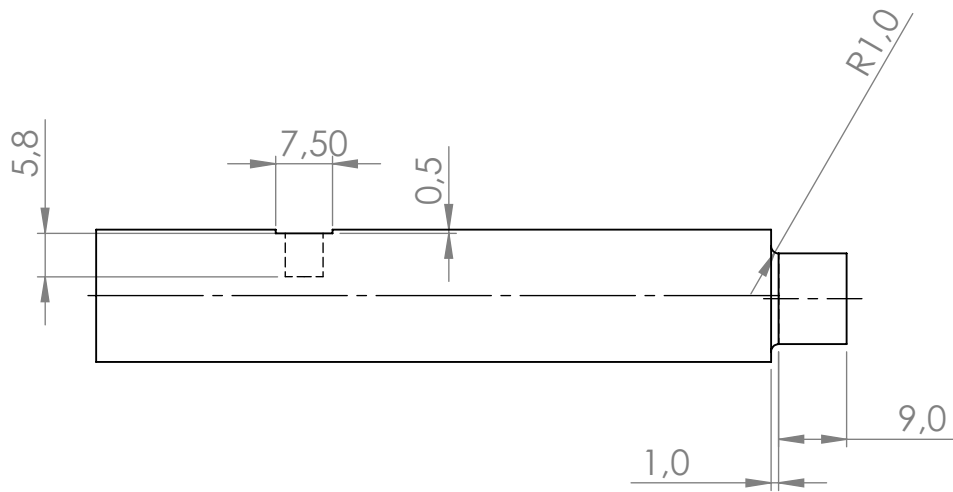
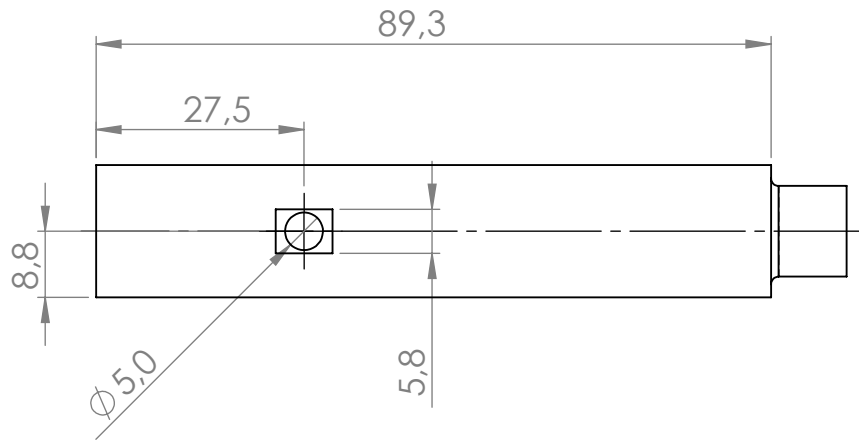
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Lámina seguridad I	1	1	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:10
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
Aprobó:			Revisó:		PI. No: 35	



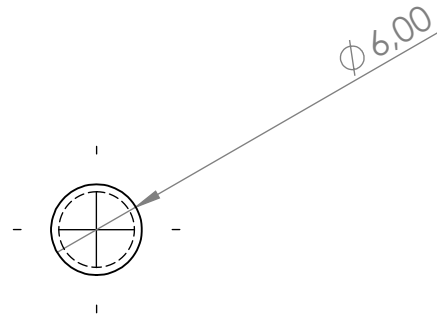
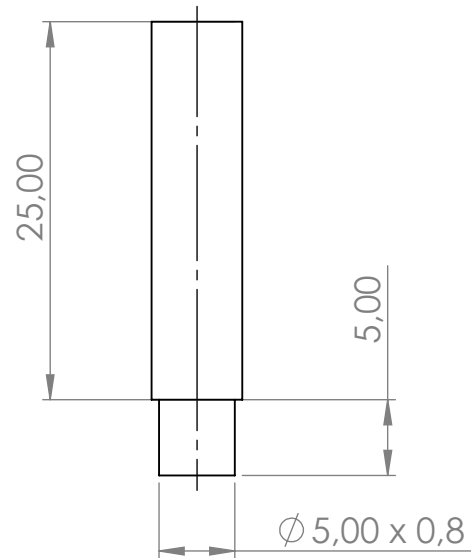
Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Vidrio de seguridad	2	1	Acrílico		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:10
						Fecha: 18/05/23
	Diseñó: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 36



Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Acople del pin	1	7	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 37



Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Pin de bloqueo	1	7	AISI 1020		
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 1:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseñó: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 38



Ref.	Descripción	Cant.	Pl. Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
	Tornillo del pin	1	7	AISI 1020	Paso: 0,8	
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD JAVERIANA CALI</b>						
						Escala: 2:1
						Fecha: 18/05/23
	Diseño: C. Rengifo & N. Krauss			Dibujó: C. Rengifo & N. Krauss		O.T. No:
	Aprobó:			Revisó:		Pl. No: 39