

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE IMPACTO

JOSÉ LUIS ORJUELA SANTAMARÍA
JUAN SEBASTIÁN HERRERA PARDO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2019

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE IMPACTO

JOSÉ LUIS ORJUELA SANTAMARÍA
JUAN SEBASTIÁN HERRERA PARDO

Proyecto Integral de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2019

Nota de aceptación:

Presidente del Jurado
Ing. Álvaro Romero Suárez

Jurado 1
Ing. Víctor Raul González

Jurado 2
Ing. Rolando Soler

Bogotá D.C, Febrero de 2019

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Decano Facultad de Ingenierías

Dr. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

Este proyecto en primer lugar es dedicado a Dios quien fue el que me acompañó durante mi vida, en segundo lugar, a mi familia quienes estuvieron en todos los momentos importantes y quienes me trajeron hasta este punto apoyándome y dándome fuerza para conseguir el sueño de convertirme en Ingeniero Mecánico.

Juan Sebastian Herrera Pardo

Este proyecto se lo dedico en primer lugar a Dios quien me ha permitido llegar a este punto de mi vida con el fin de lograr mis objetivos. A mis padres y hermana quienes con su acompañamiento, esfuerzo y dedicación me han guiado por el camino de la vida para ser una persona de bien.

José Luis Orjuela Santamaria

Agradecemos a todos nuestros profesores, tutores y guías en especial a nuestro orientador de proyecto de grado el Ingeniero Álvaro Romero, quienes fueron los encargados de llevarnos por el proceso para convertirnos en Ingenieros Mecánicos de igual manera a la Fundación Universidad de América quien fue la institución que nos acogió durante el proceso de formación.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	17
1. MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE IMPACTO	19
1.1 USOS DE LA MÁQUINA	19
1.2 TIPOS DE MÁQUINA	19
1.2.1 Máquinas de impacto análogas	19
1.2.2 Máquinas de impacto con jaula de seguridad	20
1.2.3 Máquinas de impacto semiautomáticas	21
1.2.4 Máquinas de impacto automáticas	21
2. CONCEPTUALIZACIÓN	23
2.1 ENSAYOS DE IMPACTO	23
2.2 TIPOS DE ENSAYOS DE IMPACTO	24
2.2.1 Ensayo Charpy	25
2.2.2 Ensayo Izod	26
2.3 CARACTERIZACIÓN DE LA PROBETA	27
2.4 CENTRO DE PERCUSIÓN	31
2.5 PARAMETRIZACIÓN	32
2.5.1 Materiales	33
2.5.2 Centro de percusión	34
3. ALTERNATIVAS	36
3.1 SUBSISTEMA DE LIBERACIÓN Y FRENADO DE LA MÁQUINA	36
3.2 ALTERNATIVAS DEL SUBSISTEMA	37
3.2.1 Sistema neumático	37
3.2.2 Sistema de freno eléctrico	38
3.2.3 Sistema de freno mecánico	39
3.3 MÉTODO DE EVALUACION	40
3.4 CRITERIOS DE EVALUACIÓN	42
3.4.1 Menor costo	42
3.4.2 Menor mantenimiento	42
3.4.3 Control automatizado	42
3.5 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	43
3.6 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA ATERNATIVA	43
4. INGENIERIA DE DETALLE	46
4.1 ESQUEMA DE LA MÁQUINA	46
4.2 SUBSISTEMA SUJECIÓN DE LA PROBETA	47
4.2.1 Yunque Charpy	48
4.2.2 Yunque Izood	54

4.3 SUBSISTEMA PÉNDULO	58
4.4 SUBSISTEMA FRENO	76
4.5 SUBSISTEMA DE POSICIONAMIENTO Y EMBRAGUE	77
4.6 EJE DE ROTACION DEL PENDULO Y RODAMIENTOS	82
4.7 SUBSISTEMA ESTRUCTURA	91
4.8 SUBSISTEMA BASE	97
4.9 SUBSISTEMA DE SEGURIDAD	100
4.10 SUBSISTEMA DE CONTROL	101
5. SIMULACION PARA EL PENDULO	111
5.1 ANALISIS PARA EL VASTAGO DEL PENDULO	111
5.1.1 Caso 1	111
5.1.2 Caso 2	114
5.2 ANÁLISIS DE SUJECCIÓN DE LA PROBETA CHARPY	116
6. MANUALES DE LA MÁQUINA	119
6.1 MANUAL DE ENSAMBLE	119
6.2 MANUAL DE OPERACIÓN	132
6.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO	137
6.3.1 Inspección visual	137
6.4 GUÍA DE LABORATORIO	140
7. ESTUDIO FINANCIERO	141
7.1 TALENTO HUMANO	141
7.2 PIEZAS Y COMPONENTES	141
7.3 MÁQUINA DE ENSAYO DE IMPACTO MERCADO	143
8. CONCLUSIONES	145
9. RECOMENDACIONES	146
BIBLIOGRAFÍA	147
ANEXOS	149

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Materiales y capacidad de absorción de energía	34
Tabla 2. Escala de ponderación	41
Tabla 3. Nivel de cumplimiento	41
Tabla 4. Valor de ponderación	43
Tabla 5. Matriz de evaluación de alternativas	43
Tabla 6. Modificaciones a la probeta	61
Tabla 7. Resultados centro de percusión	61
Tabla 8. Propiedades del material de la estructura	91
Tabla 9. Propiedades del material vástago	111
Tabla 10. Propiedades AISI S2	116

LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Máquina análoga	20
Imagen 2. Máquina con jaula de seguridad	20
Imagen 3. Máquina semiautomática	21
Imagen 4. Máquina automática	22
Imagen 5. Motor posicionamiento de la máquina	37
Imagen 6. Sistema de freno neumático	38
Imagen 7. Freno de disco de bobina magnética	39
Imagen 8. Sistema de freno mecánico	40
Imagen 9. Geometría básica del martillo	60
Imagen 10. Modelo 8 péndulo	62
Imagen 11. Geometría del péndulo	63
Imagen 12. Freno electromagnético	76
Imagen 13. Características freno electromagnético	77
Imagen 14. Selección de moto-reductor	79
Imagen 15. Dimensiones moto-reductor	80
Imagen 16. Cotas moto-reductor	80
Imagen 17. Catálogo del embrague	81
Imagen 18. Dimensiones embrague	82
Imagen 19. Eje	89
Imagen 20. Catalogo rodamiento cotas	90
Imagen 21. Selección rodamientos	90
Imagen 22. Estructura máquina	95
Imagen 23. Base máquina	100
Imagen 24. Jaula de seguridad	101
Imagen 25. Sensor de medición de ángulo	102
Imagen 26. Sensor de codificación	103
Imagen 27. Selección rueda codificación	103
Imagen 28. Dimensiones rueda codificadora	104
Imagen 29. Sensor inductivo	105
Imagen 30. Pulsador	106
Imagen 31. PLC	107
Imagen 32. Propiedades de la malla del péndulo	112
Imagen 33. Esfuerzo elemental Nodal con malla de 4 mm	113
Imagen 34. Esfuerzo elemental Nodal con malla de 2 mm	114
Imagen 35. Malla caso 2 péndulo	115
Imagen 36. Esfuerzo elemental Nodal caso 2	115
Imagen 37. Desplazamiento Nodal caso 2	116
Imagen 38. Malla para sujetador de probeta	117

Imagen 39. Esfuerzo elemental Nodal del sujetador	118
Imagen 40. Deformación del sujetador	118
Imagen 41. Instalación base	119
Imagen 42. Instalación estructura	120
Imagen 43. Tapas rodamientos	120
Imagen 44. Instalación eje	121
Imagen 45. Instalación de los rodamientos	121
Imagen 46. Instalación freno	122
Imagen 47. Instalación embrague	122
Imagen 48. Estructura motor	123
Imagen 49. Soportes base motor	123
Imagen 50. Espaciadores del motor	124
Imagen 51. Instalación motor	124
Imagen 52. Base de la jaula	125
Imagen 53. Ángulos verticales de la jaula	125
Imagen 54. Elemento superior jaula	126
Imagen 55. Ángulos superiores jaula	126
Imagen 56. Elementos estructurales laterales	127
Imagen 57. Elementos estructurales	127
Imagen 58. Elementos estructurales superiores	128
Imagen 59. Paral puerta	128
Imagen 60. Marco de la puerta	129
Imagen 61. Chapa para la puerta	129
Imagen 62. Paneles de acrílico	130
Imagen 63. Instalación péndulo	130
Imagen 64. Ubicación del péndulo	131
Imagen 65. Posición del sensor inductivo	131
Imagen 66. Instalación encoder	132
Imagen 67. Pieza desmontable	132
Imagen 68. Base yunque Charpy	133
Imagen 69. Instalación yunques Charpy	133
Imagen 70. Posicionamiento probeta	134
Imagen 71. Panel de control	135
Imagen 72. Botón On	135
Imagen 73. Botón Pos	136
Imagen 74. Resultado ensayo	137
Imagen 75. Máquina mercado	143
Imagen 76. Especificaciones maquina	144

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Máquina para ensayos de impacto	24
Figura 2. Sujeción de la probeta Charpy	26
Figura 3. Sujeción probeta ensayo Izood	27
Figura 4. Caracterización probeta Charpy	28
Figura 5. Caracterización probeta Izood	30
Figura 6. Dimensiones probeta de aleaciones fundidas a presión	30
Figura 7. Centro de percusión	32
Figura 8. Centro de percusión del péndulo	35
Figura 9. Esquema de freno eléctrico	44
Figura 10. Subsistemas de la máquina	46
Figura 11. Yunque para ensayo Charpy	48
Figura 12. Altura total del péndulo	51
Figura 13. Diagrama cuerpo libre probeta Charpy	53
Figura 14. Diseño yunques Charpy	54
Figura 15. Yunque para ensayo Izood	54
Figura 16. DCL ensayo probeta Izood	57
Figura 17. Centro de masa	59
Figura 18. Sujeción del martillo	64
Figura 19. DCL vástago	65
Figura 20. Fuerza cortante vástago	66
Figura 21. Momento flector vástago	66
Figura 22. Diagrama de secciones vástago	66
Figura 23. DCL vástago 90°	71
Figura 24. Momento flector vástago 90°	72
Figura 25. Fuerza cortante vástago 90°	72
Figura 26. Soldadura vástago con la placa	73
Figura 27. Medida h de la soldadura	74
Figura 28. Torque que ejerce el péndulo sobre el eje	78
Figura 29. DCL eje	83
Figura 30. Sección a-b eje	84
Figura 31. Sección b-c eje	84
Figura 32. Sección c-d eje	85
Figura 33. Diagrama fuerza cortante y momento flector eje	86
Figura 34. Circulo de Mohr	88
Figura 35. Diagrama estructura	92
Figura 36. Unión base del motor-estructura	96
Figura 37. Dimensiones soldadura base del motor	96
Figura 38. Soldadura estructura-base	98

Figura 39. soldadura vista superior	98
Figura 40. Diagrama de Ladder PLC	108
Figura 41. Pantalla LCD del PLC	109
Figura 42. Conexiones PLC	110
Figura 43. Zona de impacto martillo	138
Figura 44 . Cota pieza intercambiable	139

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Parámetros de la probeta	29
Cuadro 2. Talento humano	141
Cuadro 3. Costos de materiales y piezas	142
Cuadro 4. Costos de fabricación	142

RESUMEN

El desarrollo de proyecto comenzó con el diagnóstico de la situación actual de este tipo de máquinas identificando los tipos y cualidades de cada una de ellas, en seguida se parametrizaron y conceptualizaron los criterios de funcionamiento de la máquina dispuestos por la Fundación Universidad de América junto con los materiales a los cuales se realizara las pruebas, el espacio dispuesto para la máquina entre otros aspectos técnicos, una vez realizado esto se establecieron las diferentes alternativas de diseño para el subsistema de liberación y freno del péndulo de impacto con su correspondiente evaluación y ponderación de cada una de ellas, seleccionando de esta manera la alternativa más adecuada para el tipo de aplicación, enseguida se procedió a realizar el diseño detallado de la máquina y sus componentes partiendo por cada uno de los subsistemas, teniendo en cuenta cada uno de los parámetros establecidos anteriormente, así mismo se realizó el diseño del sistema de automatización tanto para la medición de los resultados de la prueba como para la operación de la máquina para lo cual fue necesario la programación de un PLC.

Luego se realizó una simulación por elementos finitos para el Vástago del péndulo y el sujetador de la probeta, de esta manera comprobar la resistencia de estos elementos a los esfuerzos que serán sometidos para continuar con el desarrollo de los planos de ubicación, fabricación de componentes, ensamble y montaje.

Por último, se elaboraron los manuales de ensamble, montaje, mantenimiento y operación, como también el desarrollo de guías de laboratorio para finalizar con la evaluación financiera del proyecto, realizando para esto una comparación con una máquina de características similares que se encuentra actualmente en el mercado, con el fin de observar la viabilidad del proyecto concluyendo de esta manera la factibilidad de desarrollo del mismo.

PALABRAS CLAVE: Diseño, Máquina de impacto

INTRODUCCIÓN

En los laboratorios académicos de la Fundación Universidad de América actualmente no se dispone de una máquina que permita medir características de los materiales tales como la tenacidad y capacidad de absorción de energía. De aquí la *importancia* de diseñar una máquina que permita realizar ensayos de impacto con el fin de caracterizar y evidenciar estas propiedades en los materiales.

En el desarrollo de las actividades académicas del programa de ingeniería mecánica es necesario adquirir conocimientos que permitan establecer unas bases sólidas de un Ingeniero Mecánico, es allí donde se da *origen* a el problema de la falta de una máquina que permita el desarrollo de pruebas de impacto a diferentes materiales con fines de análisis académicos de los datos obtenidos.

Teniendo en cuenta la importancia y el origen del problema se planteó el siguiente *objetivo* “Diseñar una máquina para ensayos de impacto” para lo cual se deben desarrollar los siguientes objetivos específicos;

- ❖ Evaluar estado actual de las máquinas de ensayos de impacto para laboratorios
- ❖ Definir parámetros y conceptualización de este tipo de máquinas
- ❖ Evaluar alternativas del subsistema de liberación del péndulo y elegir una de ellas
- ❖ Diseñar la máquina y sus componentes
- ❖ Simular el péndulo por elementos finitos FEM
- ❖ Elaborar los planos de ubicación, fabricación de componentes, ensamble y montaje
- ❖ Elaborar manuales de ensamble, montaje, mantenimiento
- ❖ Desarrollar las guías de laboratorio
- ❖ Evaluar financieramente del proyecto

El *alcance* de este proyecto es el diseño de una máquina para ensayos de impacto para el laboratorio de ingeniería mecánica de la Fundación Universidad de América.

El proyecto presenta una limitación de no realizar la fabricación de prototipos ni la construcción de la máquina; así mismo el tamaño de la máquina depende de los espacios disponibles en la universidad.

Además, se desarrolla el proyecto bajo una metodología de investigación y diagnóstico del estado actual de este tipo de máquinas, planteando de este modo diferentes alternativas de diseño para los sistemas, por medio de búsquedas en diferentes fuentes de información y bases de datos que permitan correlacionar la información para este diseño.

1. MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE IMPACTO

1.1 USOS DE LA MÁQUINA

En la actualidad el uso más común para las máquinas de ensayos de impacto se encuentra en las grandes empresas metalúrgicas. Las cuales efectúan este tipo de pruebas para determinar la tenacidad de fractura y la capacidad de adsorción de energía que tienen los materiales con el fin de caracterizar los mismos y dar garantía de su producción y así distribuir a sus diferentes clientes.

Por este motivo las máquinas para ensayos de impacto tienen diferentes diseños y valores agregados los cuales, se presentan conforme a las necesidades presentadas por cada una de estas compañías con el fin de facilitar el trabajo y obtener de la manera más clara y precisa los datos necesarios para cada material al cual se le aplicara la prueba.

Sin embargo, en los laboratorios académicos estas máquinas no necesariamente son sofisticadas ni específicas puesto que es necesario que los estudiantes puedan ver y analizar los diferentes factores dinámicos que hacen posible esta prueba, así como también las distintas maneras en las cuales una variación en los materiales cambia las propiedades analizadas en la prueba, con el fin de que sus conocimientos puedan afianzarse por parte de los estudiantes.

La Máquina permite realizar ensayos a diferentes tipos de materiales, estas máquinas se diseñan de acuerdo a la cantidad de energía requerida para romper la probeta, esto se realiza así para que el impacto sea controlado en todos los ensayos, teniendo en cuenta el peso del péndulo es diseñado para el material de probeta al que se desea realizar esta prueba, esto con el fin de asegurar la estandarización del ensayo para poder comparar entre cada uno.

1.2 TIPOS DE MÁQUINAS

1.2.1 Máquinas de impacto análogas. Este tipo de máquinas se caracterizan por que su funcionamiento y su lectura de datos es completamente manual, el operador es quien se encarga de posicionar el péndulo a los grados necesarios para obtener la energía requerida para romper la probeta, además la lectura de la absorción de energía es realizada a través del ángulo obtenido por el martillo mostrado a través de una aguja análoga sobre la cual se realizara la medición de los resultados obtenidos, en este tipo de máquinas los resultados obtenidos pueden tener un cierto nivel de error debido a la posibilidad que se tiene en la observación de los mismos, así como en la manipulación de la máquina para realizar el ensayo.

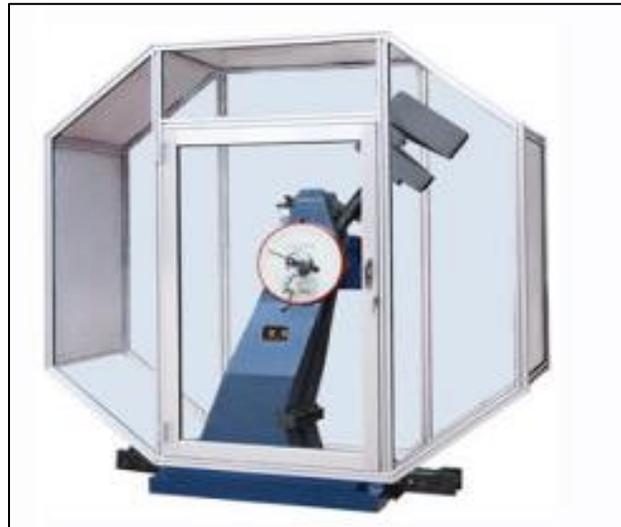
Imagen 1. Máquina análoga



Fuente: SKYLINE, En línea www.lab-testequipment.com/ consultado en 22 de marzo del 2018

1.2.2 Máquinas de impacto con jaula de seguridad. Por lo general estas máquinas /no son comunes de ver debido a que el costo incrementa con relacion a las maquinas análogas, la principal ventaja que ofrecen este tipo maquinas es la seguridad que proporciona a los usuarios que estan alrededor de ella ,ya que en las pruebas Charpy e Izood cuando se rompe la probeta una esquirla puede saltar y afectar la salud de alguna persona que este al cerca de la máquina.

Imagen 2. Máquina con jaula de seguridad



Fuente: JINAN KASON TESTING EQUIPMENT LTD, En línea es.made-in-china.com/ consultado en 22 de marzo del 2018

1.2.3 Máquina de impacto semiautomática. Estas máquinas se caracterizan por que tienen un ordenador el cual funciona para dos cosas, la primera es para liberar el péndulo de manera automática, y la segunda es para hacer la lectura de datos por medio de un software, que no solo mide la absorción de energía del material sino que también otros datos que pueden servir al laboratorio o a la empresa que hace estos ensayos.

Imagen 3. Máquina semiautomática



Fuente: MELDIC, En línea www.meldic.cl/ consultado en 22 de Marzo del 2018

1.2.4 Máquina de impactos automática. Esta máquina se caracteriza por que es la más completa para ensayos de impacto que se puede encontrar en el mercado debido a que contiene dos subsistemas los cuales ayudan a que los ensayos sean mas seguros, estos son el subsistema de automatización y seguridad los cuales se explican de manera detallada en el siguiente capítulo.

Esta máquina posee un sistema de posicionamiento de péndulo automático, también el sistema de recolección de datos por medio de un software igual o con más características que la máquina semiautomática y por último tiene la jaula de seguridad que previene cualquier intervención por parte de los usuarios mientras se está realizando la prueba.

Imagen 4. Máquina Automática



Fuente: MESS En línea, www.messmedicion.com.ar
consultado en 22 de marzo del 2018

2. CONCEPTUALIZACIÓN

2.1 ENSAYOS DE IMPACTO

En la determinación de las propiedades mecánicas de los materiales es esencial contar con la posibilidad de realizar pruebas con el fin de determinar estas propiedades, una de estas es la resiliencia mecánica esta propiedad les permite a los materiales absorber energía después de realizar en ellos un impacto.

Con el fin de determinar esta tasa de absorción de energía¹ es necesario realizar el ensayo de impacto sobre una probeta del material que será analizado, además de esto el ensayo permite determinar los cambios de estas propiedades y la influencia en los materiales de factores externos tales como temperatura, la velocidad de aplicación de las cargas y la adición de concentradores de esfuerzos lo cual se logra por medio de una entalla en la probeta.

El factor externo de temperatura² puede influir en las características físicas de los materiales de tal manera un material puede sufrir una transición entre dúctil y frágil con la variación de la temperatura de este modo para caracterizar este punto de variación de los materiales se realizan ensayos de impacto que permitan determinar el comportamiento mecánico de un mismo material a diferentes condiciones de temperatura.

En cuanto al funcionamiento mecánico del ensayo consiste en un péndulo que en su extremo libre lleva anclado un martillo, este tiene consigo una cantidad de energía potencial acumulada, la energía está directamente relacionada con el peso del martillo el cual está encargado de transmitir la energía a la probeta, este martillo debe romper la probeta pero la energía no debe ser excesiva debido a que si esto pasa la probeta se romperá muy fácil haciendo que la toma de resultados sea mas complicada.

Además, el peso del martillo influye también en la velocidad de aplicación de la carga la cual se encuentra regulada de acuerdo con la norma ASTM E23, para regular la energía proporcionada en el impacto aplicando la cantidad de energía que se encuentra debidamente estandarizada.

La velocidad de caída del péndulo depende de tres factores la masa, la altura a la cual está elevada la masa y la longitud que tiene el vástago del péndulo. Como se mencionó anteriormente el principal dato que se recopila con estos ensayos es la

¹ Y. Ortega. Prueba de impacto: ensayo Charpy. Revista Mexicana de Física; (2006).

² A.M, Afanásiev.; V.A, Marien. PRÁCTICAS de laboratorio sobre resistencia de materiales. Rusia (1978)

capacidad de absorción de energía³ del material, se calcula haciendo la diferencia de las energías potenciales antes y después del impacto a la probeta, para esto se tiene que conocer el ángulo de aplicación de la carga y el ángulo resultante después del impacto.

El desarrollo del ensayo consiste en levantar el martillo del péndulo hasta la altura correspondiente de inicio de operación del ensayo, además de ubicar la probeta en la base y posición correspondiente según el ensayo que se pretenda realizar, en seguida se libera el sistema de freno del dispositivo liberando de tal manera la carga con dirección a la probeta para producir el impacto en el material.

Figura 1. Máquina para ensayos de impacto



Fuente: INSTRON, En línea www.instron.com.ar consultado en 30 de marzo del 2018

2.2 TIPOS DE ENSAYOS DE IMPACTO

La prueba de impacto realizada a las probetas se encuentra dividida en dos tipos de ensayos diferentes los cuales son Izood y Charpy, estos tienen diferentes características que están sujetas a la realización de la prueba y que además distinguen los resultados obtenidos, tales características son; geometría de la probeta, entalla de la probeta, sujeción de la probeta. Cada uno de estos aspectos interfieren en las condiciones de la prueba y además de ser el diferenciador en los dos tipos de pruebas realizadas.

³ Y. Ortega, Op. Cit,

Sin embargo, estos aspectos de realización de las pruebas se encuentran estandarizados y regulados por la norma ASTM E-23 la cual se encarga de normalizar la prueba, esto es realizado con el fin de que los resultados obtenidos de la misma puedan ser comparados con resultados determinados por otras máquinas y que los niveles de absorción de energía de un material determinado se encuentren parametrizados.

2.2.1 Ensayo Charpy. Debido a que en este ensayo la mayoría de parámetros están estandarizados la energía depende de la masa del péndulo y la longitud de este, por este motivo se encuentran modelos⁴ como el de Tinius Olsen que alcanzan una energía de 358 Julios u otros modelos como el de Intron Wolper que la cantidad de energía es más baja alrededor de 15 Julios.

Como se ha mencionado anteriormente la parametrización de estos ensayos ya está estandarizada en normas internacionales como ISO (Internacional Organization for Stadarization) y las normas ASTM (American Society for Testing Materials), en estas se encuentra como son las medidas de las probetas y la geometría de las entallas, también se muestra la forma para visualizar los resultados de los ensayos.

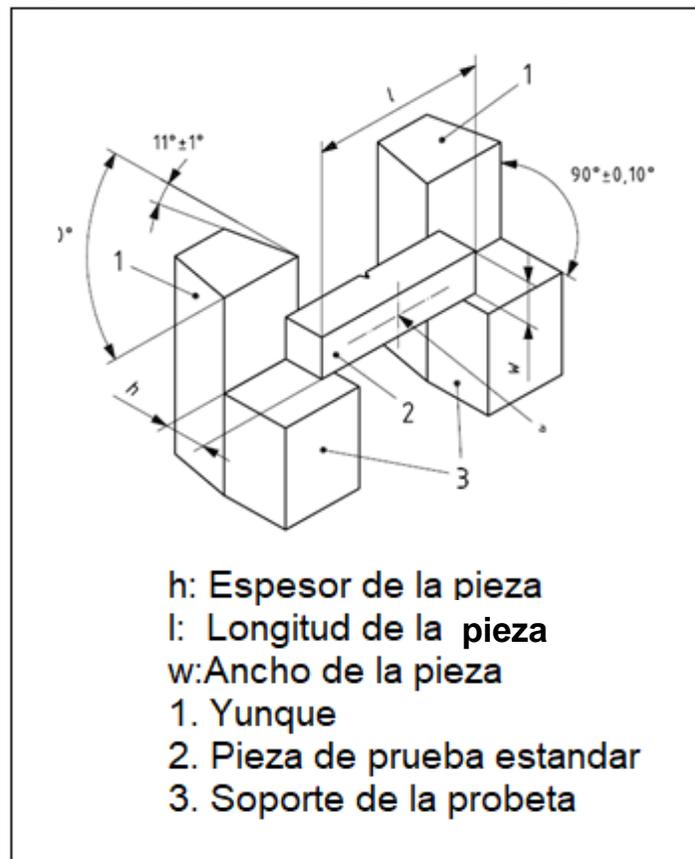
En la norma ISO la forma de expresar la absorción de energía de los materiales es en las siguientes unidades (KJ/m^2) y para las normas ASTM la forma de presentar esta medida es en (J/m^2), en cuanto a las probetas hay tres factores⁵ que son fundamentales para el ensayo Charpy como lo son la velocidad de caída del péndulo, la temperatura que tiene la probeta y la presencia de entallas o concentradores de esfuerzos.

De la misma manera es importante la forma de sujeción de la probeta porque en este punto es donde se diferencia claramente con el ensayo Izood, en el caso del ensayo Charpy la probeta se sujeta en forma de una viga, apoyada por los dos extremos como se muestra en la Figura 2 la cual está en la norma ISO 148.

⁴.International Organization for Standardization. Materiales metálicos, Ensayo de flexion por choque con péndulo Charpy. Parte1: Método de ensayo, ISO 148-1:2009. Edición 2010. 7 p.

⁵: Y. Ortega, op. Cit.

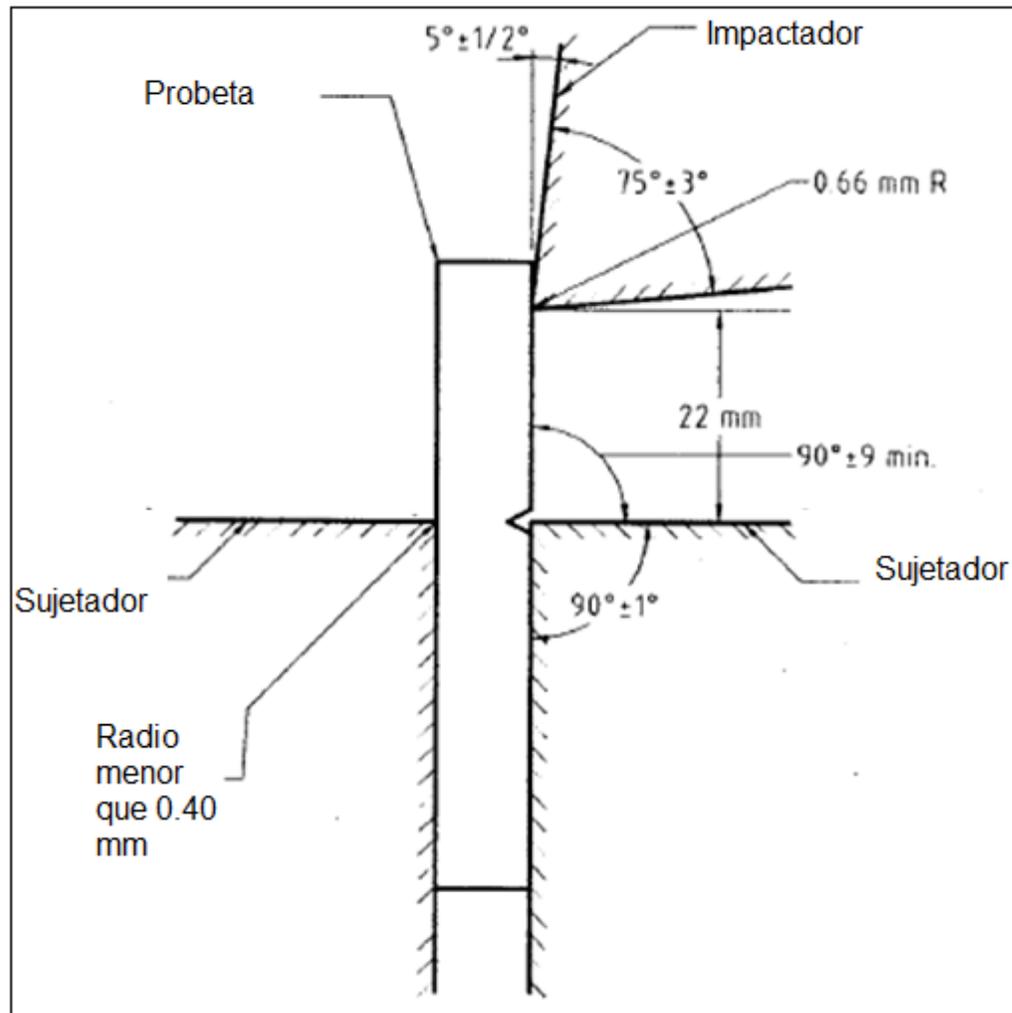
Figura 2. Sujeción de la probeta Charpy



Fuente: INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. Materiales metálicos, Ensayo de flexion por choque con péndulo Charpy

2.1.2 Ensayo Izood. Para el ensayo Izood la manera de sujeción de esta probeta es diferente al ensayo Charpy debido a que este se sujeta en una forma de viga en voladizo según la norma ASTM E23, como se muestra en la figura 3, además de este cambio con respecto al ensayo Charpy, también varía el lugar de impacto del péndulo en la probeta, en esta ocasión es necesario que el mismo golpee en el lado correspondiente a la entalla presente en la probeta.

Figura 3. Sujeción probeta ensayo Izood



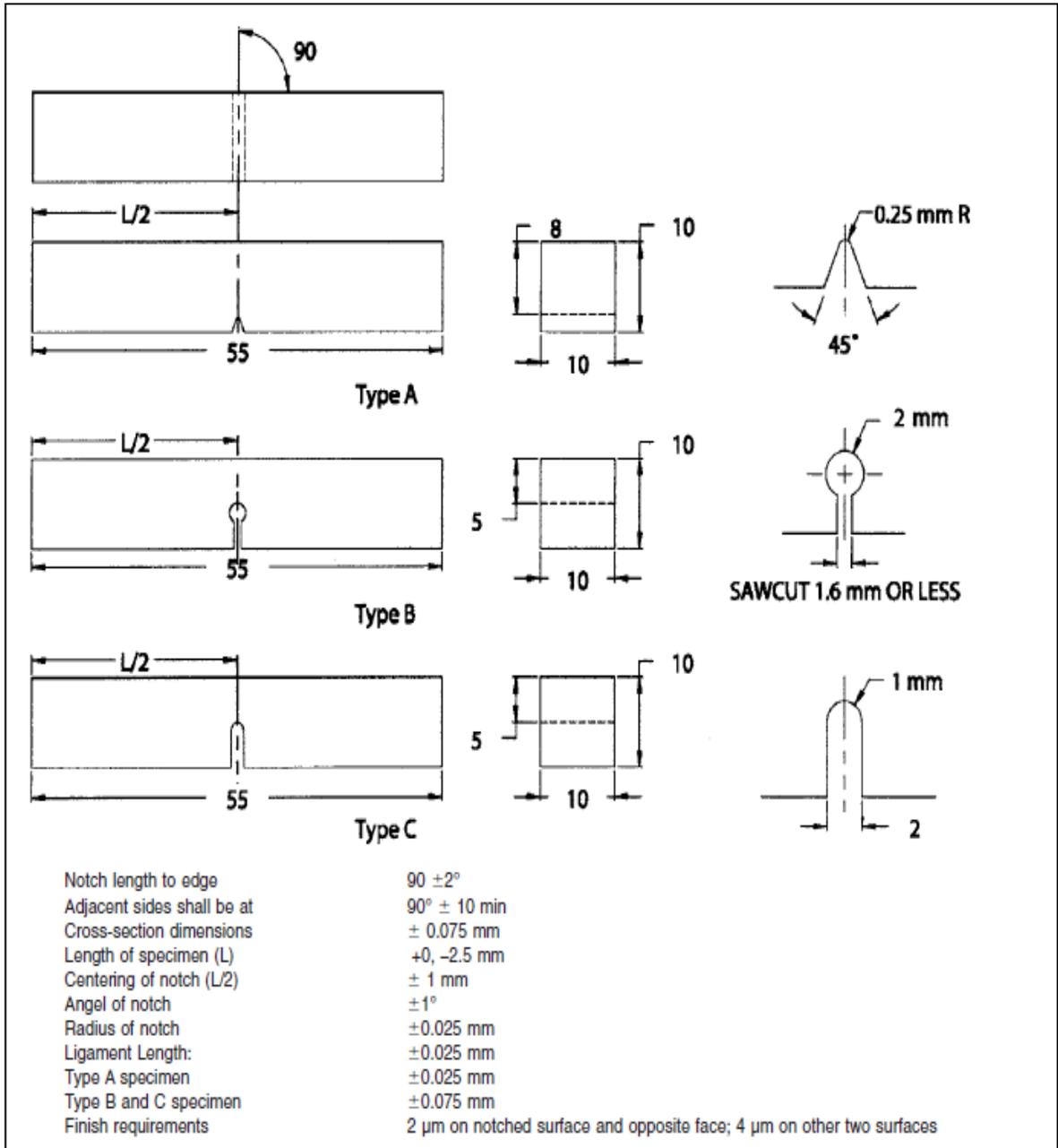
Fuente: AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS. Standard test methods for notched bar impact testing of metallic materials. ASTM E-23, 2012.

2.3 CARACTERIZACIÓN DE LA PROBETA

De los parámetros de la probeta uno de los más importantes es la forma de la entalla, en la norma ASTM E23 muestra⁶ las formas de hacerla en el ensayo Charpy y se relacionan en la figura 4.

⁶: American Society of Testing Materials. Standard test methods for notched bar impact testing of metallic materials. ASTM E-23, 2012. 13 p.

Figura 4. Caracterización probeta Charpy



Fuente: AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS. Standard test methods for notched bar impact testing of metallic materials. ASTM E-23, 2012. 13 p.

En la norma ISO 148 se encuentran las tolerancias en las dimensiones de las probetas especificadas las cuales se muestran a continuación en el cuadro 1, para que los parámetros de este ensayo queden según las normas.

Cuadro 1. Parámetros de la probeta

Designation	Symbol and No.	V-notch test piece			U-notch test piece		
		Nominal dimension	Machining tolerance		Nominal dimension	Machining tolerance	
				Tolerance class ^a			Tolerance class ^a
Length	<i>l</i>	55 mm	± 0,60 mm	js15	55 mm	± 0,60 mm	js15
Height ^b	<i>h</i>	10 mm	± 0,075 mm	js12	10 mm	± 0,11 mm	js13
Width ^b :	<i>w</i>						
— standard test piece		10 mm	± 0,11 mm	js13	10 mm	± 0,11 mm	js13
— reduced-section test piece		7,5 mm	± 0,11 mm	js13	—	—	—
— reduced-section test piece		5 mm	± 0,06 mm	js12	—	—	—
— reduced-section test piece		2,5 mm	± 0,05 mm	js12	—	—	—
Angle of notch	1	45°	± 2°	—	—	—	—
Height below notch	2	8 mm	± 0,075 mm	js12	5 mm ^c	± 0,09 mm	js13
Radius of curvature at base of notch	3	0,25 mm	± 0,025 mm	—	1 mm	± 0,07 mm	js12
Distance of plane of symmetry of notch from ends of test piece ^b	4	27,5 mm	± 0,42 mm ^d	js15	27,5 mm	± 0,42 mm ^d	js15
Angle between plane of symmetry of notch and longitudinal axis of test piece		90°	± 2°	—	90°	± 2°	—
Angle between adjacent longitudinal faces of test piece	5	90°	± 2°	—	90°	± 2°	—
^a In accordance with ISO 286-1. ^b The test pieces shall have a surface roughness better than R_a 5 μ m except for the ends. ^c If another height (2 or 3 mm) is specified, the corresponding tolerances shall also be specified. ^d For machines with automatic positioning of the test piece, it is recommended that the tolerance be taken as $\pm 0,165$ mm instead of $\pm 0,42$ mm.							

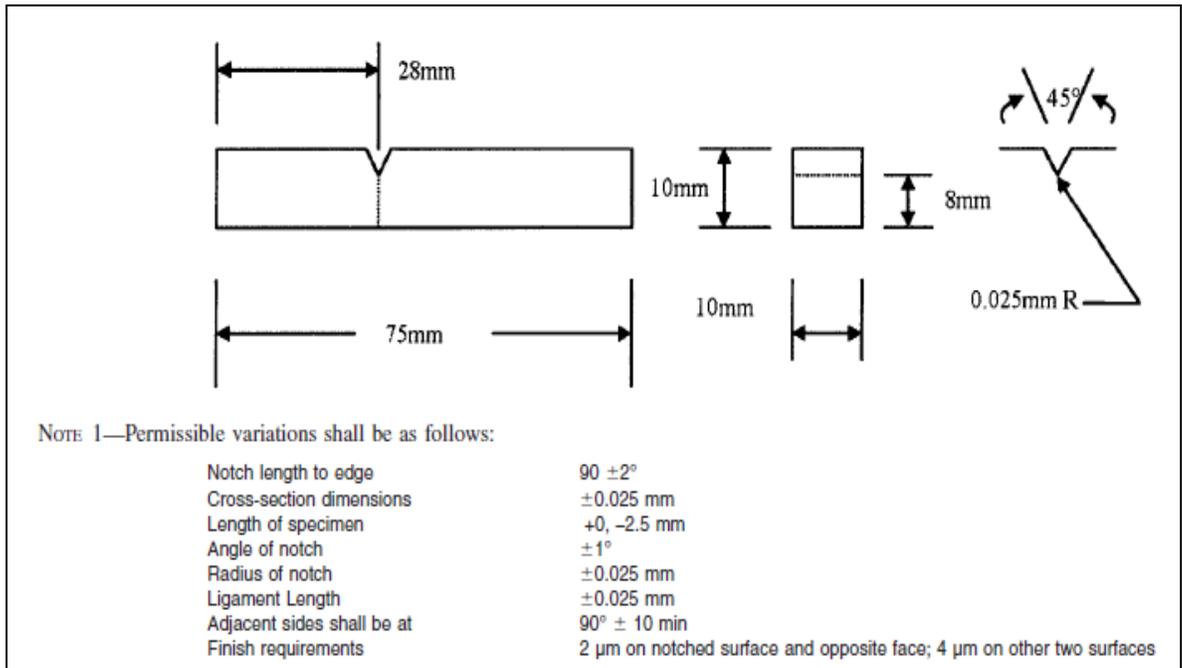
Fuente: INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION.

Materiales metálicos, Ensayo de flexion por choque con péndulo Charpy

De la misma manera en la norma ASTM E23 se muestra como es la forma de la probeta para en ensayo Izood teniendo en cuenta las medidas y la forma de la entalla necesaria para que los resultados sean los más satisfactorios (Ver Figura 5).

Esta probeta usada en el ensayo Izood y la anterior la cual es para el ensayo Charpy son para metales ferrosos excepto el hierro fundido debido a que en estos materiales son los que mejores resultados y más confiables arrojan después de las pruebas.

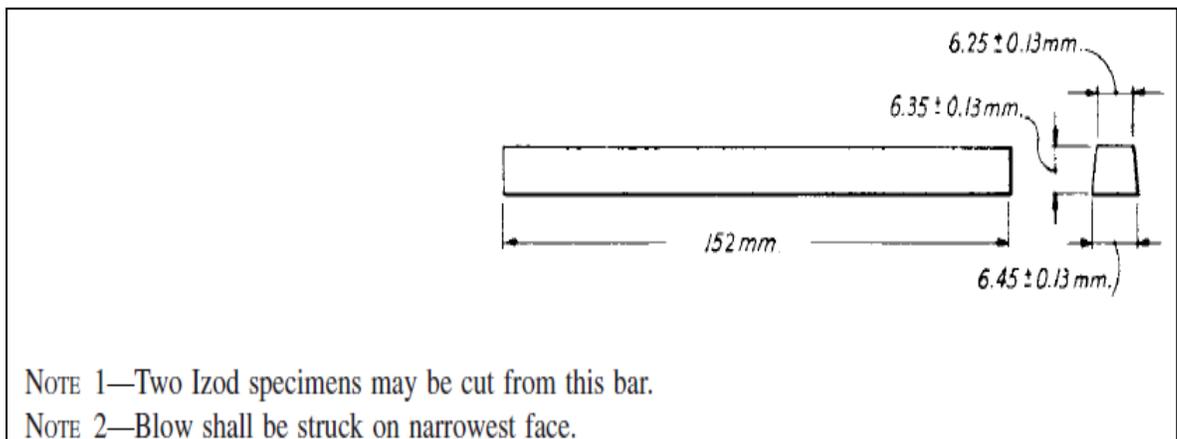
Figura 5. Caracterización probeta Izood



Fuente: AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS (2012). Standard test methods for notched bar impact testing of metallic materials.

La Figura 6 muestra dimensiones en la Probeta para aleaciones fundidas a presión las cuales solo son aplicadas para ensayos tipo Izood debido a sus características

Figura 6. Dimensiones probeta de aleaciones fundidas a presión

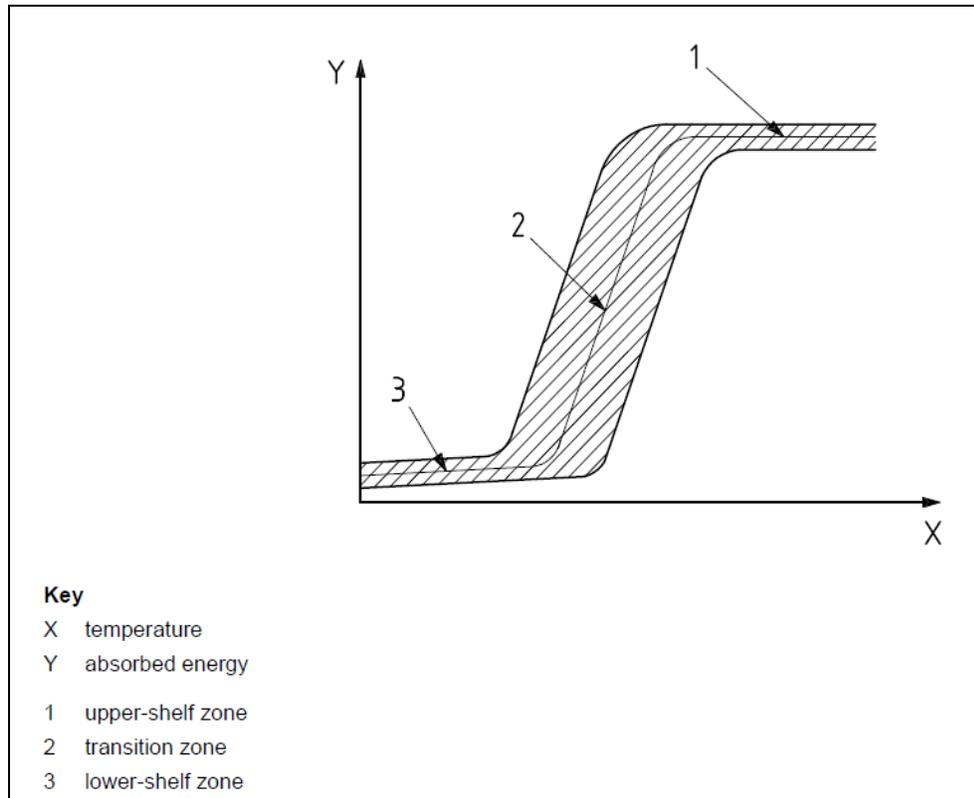


Fuente: AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS. Standard test methods for notched bar impact testing of metallic materials. ASTM E-23, 2012.

La capacidad de absorción de energía de la probeta se encuentra influenciada por la temperatura a la cual se realiza el ensayo además de los tratamientos térmicos

que posea el material, en el gráfico 1 se muestra la variación de la absorción de energía conforme se modifica la temperatura a la cual se realiza la prueba de impacto.

Gráfico 1 Absorción de energía vs Temperatura



Fuente: INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. Materiales metálicos, Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy

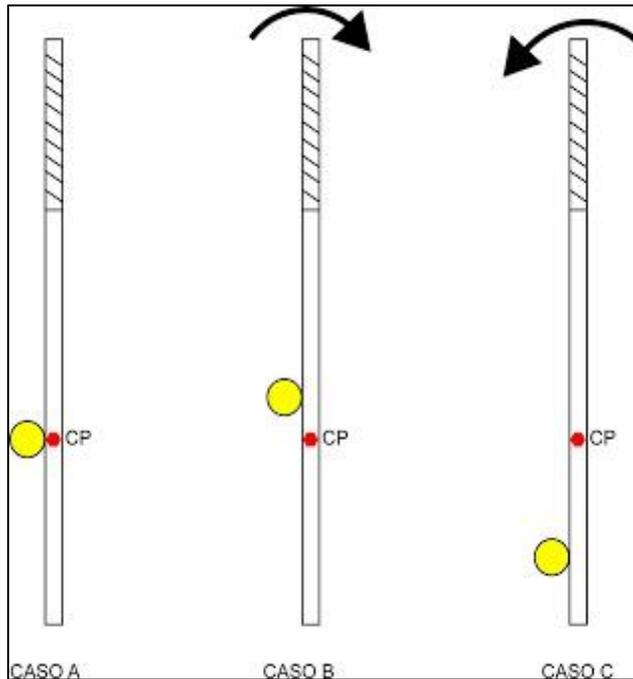
2.4 CENTRO DE PERCUSIÓN

El centro de percusión de un cuerpo es el punto donde la máxima energía de cualquier impacto es totalmente transferida⁷, esta medido desde el centro de rotación hasta el punto de impacto.

La importancia del centro de percusión en este proyecto se basa en que al impactar un cuerpo en este punto todas las fuerzas resultantes son transferidas, debido a esto no generan reacciones en el centro de rotación por ende en el apoyo, ver figura 7.

⁷: E. Nelson. Charles Best. W.G Mclean. Schaum's Outline of Engineering Mechanic Dynamics. Estados Unidos. 2011.

Figura 7. Centro de percusión



Fuente: Dos bolas más, En línea
dosbolasmás.blogspot.com/2011/04/centro-de-percusion-de-la-raqueta.html consultado en 10 de septiembre del 2018

2.5 PARAMETRIZACION

Debido a que la maquina está diseñada para ser utilizada en los laboratorios de la Fundación Universidad de América es importante definir parámetros en los cuales se determinen aspectos de la maquina como: el espacio donde se colocara la máquina, los materiales a los cuales se les quiere realizar los ensayos, el modo de lectura de estos ensayos si es análogo o digital y el máximo espacio volumétrico que puede tener esta máquina.

Como estos parámetros se deben definir para la Universidad de América se procede a hablar con los encargados de los laboratorios o con los docentes y directivos correspondientes en este caso, para los aspectos técnicos de la máquina y el laboratorio donde se ubicaría la máquina.

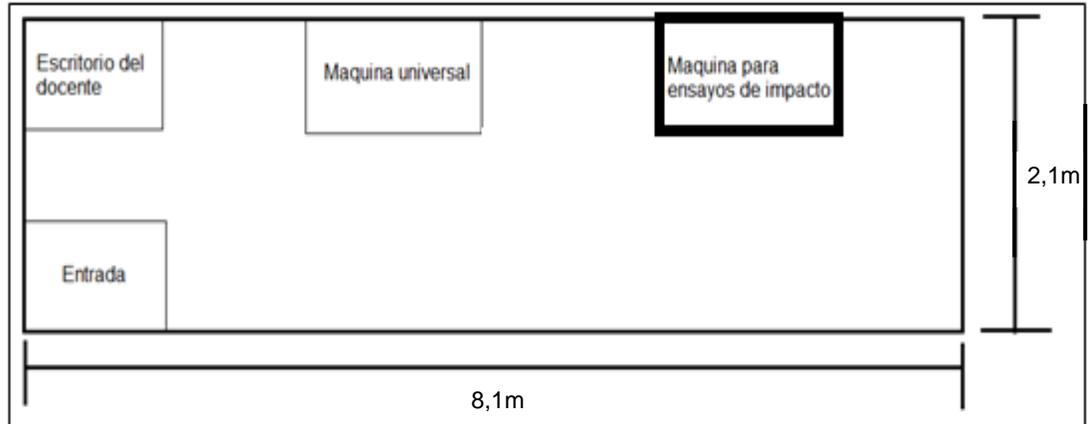
De acuerdo con los requerimientos⁹ técnicos de la maquina se hizo especialmente énfasis en que esta no es requerida para materiales con una alta dureza, en lugar de esto debe servir para metales con durezas relativamente bajas. Además de esto es importante que la lectura sea por medio de un software el cual arroje los resultados más precisos.

⁹: International Organization for Standardization. Op,cit. P.17

También se habló del espacio volumétrico que podía ocupar esta máquina la cual debe tener una altura entre 1,6 o 1,9 metros, en cuanto al ancho de la maquina no debe sobrepasar los 2 metros y de profundidad no excederse de 1,3 metros.

Teniendo en cuenta lo anterior solo queda por definir el laboratorio y el espacio que tiene este para albergar la maquina, por este motivo se habló con el ingeniero encargado, el cual brindo la siguiente información: el laboratorio que ha dispuesto la Fundación Universidad de América para la máquina de ensayos de impacto es el que se encuentra ubicado al lado del laboratorio de tratamientos térmicos, el cual todavía no está adecuado como laboratorio, esto podría estar sujeto a cambios, además quedara ubicada al lado de la maquina universal de ensayos. Con el fin de definir mejor el espacio se realizó un diagrama del laboratorio con la posible posición de la máquina.

Diagrama 1. Espacio disponible



Fuente: Elaboración propia

2.5.1 Materiales. De acuerdo con los requerimientos del docente, esta máquina va a realizar los ensayos con la lista de materiales mostrados en la tabla 1 la cual contiene también la máxima capacidad de energía que absorben estos materiales a diferentes temperaturas, la energía máxima que requiere la máquina es de 380 J para el ensayo Izood de aleaciones bajo contenido de carbono, como se muestra a continuación;

Tabla 1. Materiales y capacidad de absorción de energía

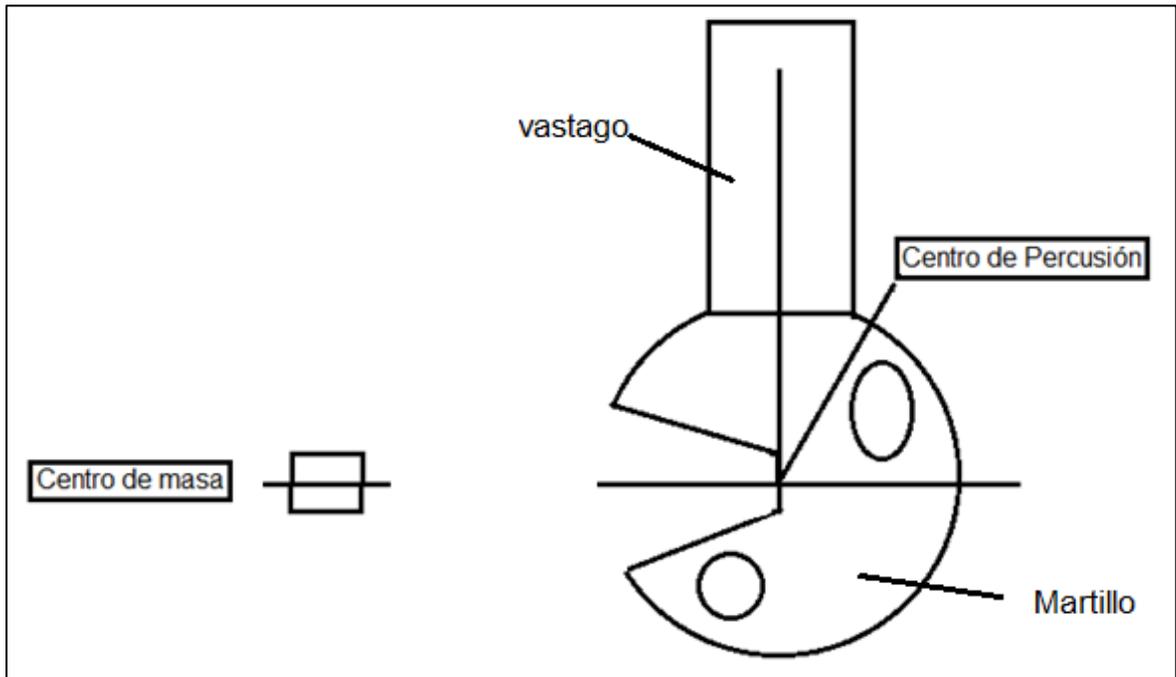
MATERIAL	TEMPERATURA (°c)	ENERGIA REQUERIDA (J)	TIPO DE ENSAYO
AISI 1020	10	24	Charpy
AISI 1020	38	41	Charpy
AISI 1020	-3	20	Charpy
AISI 1020	Recocido 870	121,2	Charpy
AISI 1040	10	45	Izood
AISI 1040	38	49	Izood
AISI 1040	Recocido 790	69	Izood
AISI 1141	15	11	Izood
AISI 1015	Ambiente	110	Izood
ASTM A710	Recocido	380	Izood
Serie AISI 4000	ambiente	94,9 - 138	Charpy . Izood
Aceros de bajo carbono	Ambiente	138 - 339,5	Charpy - Izood
Aceros contenido de alto carbono	Ambiente	18-99	Charpy . Izood

Fuente: Elaboración propia Adaptado de MATWEB en línea, www.matweb.com

2.5.2 Centro de percusión. De igual manera es importante resaltar que para el ensayo Charpy el centro de percusión del péndulo debe impactar en el mismo eje del centro de masa⁸ de la probeta, tal y como lo requiere la norma ASTM E-23, de no ser así parte de la energía del ensayo se perderá en vibraciones, movimiento y temperatura del martillo hacia la probeta, el impacto debe ser realizado como se muestra en la figura 8.

⁸: American Society of Testing Materials. Op Cit

Figura 8. Centro de percusión del péndulo



Fuente: Elaboración propia

Para el ensayo Izood, la norma ASTM E23 especifica que el martillo debe impactar a 22 mm (milímetros) de la base. Como se muestra en la Figura 3.

3. ALTERNATIVAS

3.1 SUBSISTEMA DE LIBERACIÓN Y FRENADO DE LA MÁQUINA

Como fue descrito anteriormente la máquina está compuesta por diferentes subsistemas los cuales aportan una función especial para el desarrollo de la prueba, sin embargo, existe un subsistema el cual influye para la liberación de energía y además en el sistema de seguridad de la máquina, este es el subsistema de liberación y freno de la máquina.

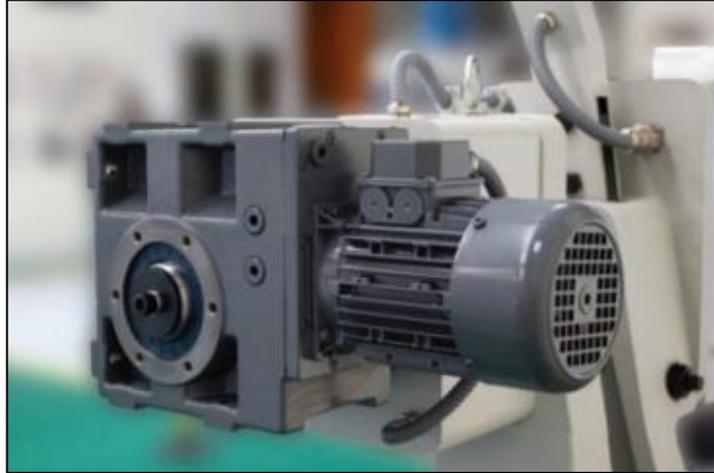
Este subsistema cumple una función vital dentro de la máquina, debido a que permite medir y controlar con precisión el momento en el cual se dará inicio al ensayo, además de ayudar a medir la cantidad de energía que será liberada en la prueba a la probeta a través del péndulo, también influye en el factor de seguridad de la máquina debido a que en caso de liberarlo ayudara a detener el péndulo en cualquier momento, bien sea por paro de emergencia de la misma o para dar inicio de nuevo a la prueba.

Debe ser capaz de tener precisión en el momento de liberar el péndulo, con el fin de garantizar los resultados. Entre más exacto sea este subsistema la máquina permitirá asegurar la repetitividad de los resultados entre una prueba y otra.

Esto es conseguido por medio de la posición inicial del péndulo quien, en últimas determina la cantidad de energía que será entregada, si el sistema es automático para el reposicionamiento de la masa, permite generar una constante en el lugar de inicio de la prueba y de tal modo entregar la cantidad de energía necesaria para cada ensayo.

Para ello es usado comúnmente un motor eléctrico, el cual se encarga de la posición del péndulo (ver imagen 5), este debe ser accionado de manera remota por medio de un controlador digital para permitir al usuario controlar el momento justo de operación del subsistema y de la misma manera la posición del péndulo hasta un punto determinado o hasta el ángulo de inicio de prueba.

Imagen 5. Motor de posicionamiento de la máquina



Fuente: IBERTEST en línea: www.ibertest.es
dasdaconsultado en 14 de Abril del 2018

3.2 ALTERNATIVAS DEL SUBSISTEMA

De acuerdo con la investigación de las máquinas para ensayos de impacto se pudieron observar diferentes alternativas de diseño, las cuales permiten desempeñar y efectuar las tareas del subsistema de liberación y freno de la máquina, cada una de estas alternativas tiene diferentes maneras de realizar esta operación, y presentan un funcionamiento diferente, bien sea de manera mecánica, eléctrica o neumática.

3.2.1 Sistema neumático. Este sistema de freno y liberación del péndulo consta de dos mordazas que en medio retienen un disco metálico, un cilindro de accionamiento neumático ejerce presión sobre las mismas con el fin de generar fricción en el disco y de esta manera detener el sistema, esta alternativa permite ejercer fuerza constante sobre el freno de la masa.

Debido a que este sistema necesita aire comprimido para ejercer presión sobre las mordazas, implica la presencia de un suministro constante de aire además de las condiciones de operación y mantenimiento especiales que garanticen la función conforme con los requerimientos y disposiciones de un sistema de tipo neumático, sin embargo presenta una ventaja importante en cuanto a la cantidad de presión y fuerza que pueden ser ejercidas sobre el disco permitiendo así ayudar a la seguridad en el accionamiento o en caso de un paro de emergencia

El disco que permite realizar la fricción para el frenado se encuentra ubicado en el mismo eje de rotación del péndulo de la máquina para que de este modo una vez se accionen las mordazas, la fricción ejercida sobre el disco detenga el giro del eje del péndulo.

Imagen 6. Sistema de freno neumático



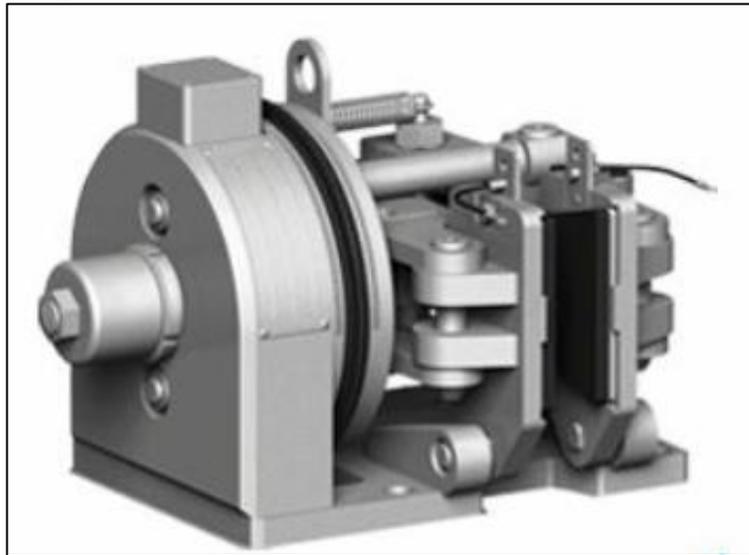
Fuente: VULKAN en línea, www.vulkan.com consultado en 14 de Abril del 2018

3.2.2 Sistema de freno eléctrico. Este sistema de freno de la máquina depende de una bobina electromagnética, por medio de la inducción de un voltaje eléctrico genera un campo magnético acorde con la cantidad de espiras que esta posea. Un dispositivo metálico es usado como nucleo para ejercer la presión sobre los resortes y por ende sobre los discos de contacto del freno.

Debido al campo magnético que es generado el dispositivo metálico es atraído encargandose de realizar el frenado, este sistema tiene la ventaja de otorgar una reacción rápida a la respuesta del mecanismo, además, de generar un accionamiento limpio al solo usar energía eléctrica en su funcionamiento, por tal motivo el costo de instalación y operación del mismo es menor.

En este freno es necesario un disco sobre el cual se ejerce una presión que detiene la máquina, el disco debe ser acoplado directamente sobre el eje y debe tener la capacidad de generar un torque que detenga la rotación del mismo. Este sistema además permite el control de inicio de las pruebas debido a que ejerce la liberación del péndulo en el momento de energizar el sistema electrico.

Imagen 7. Freno de disco de bobina eléctrica



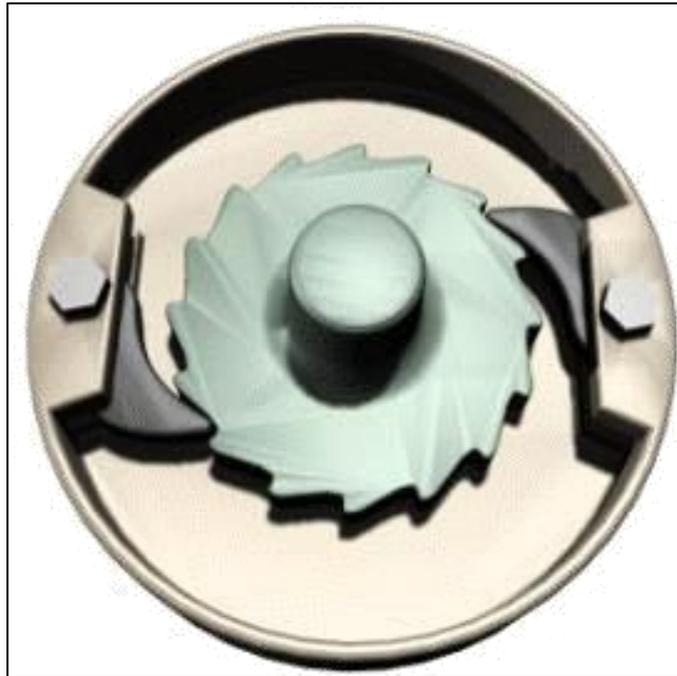
Fuente: VULKAN en línea, www.vulkan.com
consultado en 14 de Abril del 2018

3.2.3 Sistema de freno mecánico. Este sistema de freno se compone por tres elementos básicos que son: la rueda, el trinquete y el soporte. El funcionamiento de este sistema consiste en un mecanismo que permite la rotación de un eje en un sentido, pero lo imposibilita en sentido contrario, se utiliza cuando se requiere asegurar un sentido único de giro, como sucede en gatos o aparatos de elevación, impidiendo que la carga se convierta en elementos motriz cuando la fuerza de elevación cesa.

Como se dijo anteriormente este sistema se compone por tres elementos los cuales se van a describir brevemente a continuación: la rueda: está formada por un determinado número de dientes exteriores los cuales encajan con el trinquete a la hora de frenar el dispositivo.

Gatillos o trinquetes: cuyas formas redondeadas permiten un mejor deslizamiento sobre la rueda en el sentido elevación sin producir un ruido excesivo; sin embargo en el sentido contrario, tiene forma adecuada para trabajar la rueda dentada y cumplir con su cometido de frenar a la rueda, y por último el soporte el cual es el encargado de mantener los dos elementos anteriores en su posición soportando todas las cargas que se producen al momento del freno.

Imagen 8. Sistema de freno mecánico



Fuente: UNIVERSIDAD DE OVIEDO frenos de trinquete en línea,
https://www.unioviedo.es/DCIF/IMecanica/Frenos/F.ESPECIALES/frenos_de_trinquete_de_dentado_ext.htm
consultado en 14 de Abril del 2018

3.3 MÉTODO DE EVALUACIÓN

Para determinar la alternativa que cumple de la mejor manera el desarrollo de las funciones requeridas, se realiza una evaluación a través del método de ponderación (scoring), el cual ayuda a escoger la alternativa mas adecuada para este caso.

El método consiste en asignar valores a criterios identificados⁹, estos criterios son usados acorde a las necesidades del caso en particular que se encuentra en estudio. Los criterios presentan un nivel de relevancia el cual es representado en un valor numérico en una escala donde, entre más alta sea la importancia para la toma de decisión, más alto será el valor otorgado.

Los valores numéricos de esta escala se encuentran en un rango de entre 1 y 5 y son definidos de acuerdo a la siguiente tabla.

⁹: Angel, Forero, Juan Guillermo. Diseño de un Sistema de evacuación y limpieza de emisiones en el proceso de fundición de plomo secundario en la empresa Recuperación de Metales S.A. Ingeniería Mecánica. Bogotá D.C. Fundación Universidad de América. 2017 p 36.

Tabla 2. Escala de ponderación

Escala	Importancia
5	Muy importante
4	Importante
3	Moderado
2	Poco importante
1	No afecta

Fuente: Elaboración propia

Por otra parte cada una de las alternativas deben ser evaluadas para cada uno de los criterios por medio de la cantidad de satisfacción que cumplen, esto se logra por medio de una escala de satisfacción numérica medida en un rango de valores de entre 1 y 7 clasificando así el nivel de cumplimiento de las alternativas para cada uno de los criterios. Para ello es necesario manejar una escala para evaluar cada uno de los niveles de satisfacción.

Tabla 3. Nivel de cumplimiento

Escala	Nivel de satisfacción
7	Completamente satisfecho
6	Muy Satisfecho
5	Satisfecho
4	Poco satisfecho
3	Insatisfecho
2	Muy poco satisfecho
1	No cumple

Fuente: Elaboración propia

Para hallar el valor de cada criterio evaluado se debe multiplicar la importancia que tiene el criterio por el nivel de satisfacción que la alternativa cumple, teniendo el resultado de esto se hace la sumatoria de los productos anteriores para cada alternativa de solución, hallando un resultado por cada una de ellas, de este modo se puede ver cuál es el valor más alto entre las alternativas y así identificar cual alternativa satisface de mejor manera los requerimientos.

$$Cr = Im * St$$

Donde;

Cr= Criterio evaluado

Im= Importancia o ponderación

St= Nivel de satisfacción

Para hallar el valor total de la alternativa se debe realizar como se mencionó la sumatoria de los valores de cada criterio de la siguiente manera;

$$Ta = \sum Cr$$

Donde;

Ta = total de la alternativa

Cr = criterios evaluados

Esto debe ser evaluado para cada una de las alternativas con el fin de realizar la comparación entre ellas para tomar la determinación correcta.

3.4 CRITERIOS DE EVALUACIÓN

Los criterios de evaluación para las alternativas serán seleccionados conforme a los requerimientos solicitados por la Fundación Universidad de América para el funcionamiento de la máquina, así mismo será descrito el nivel de importancia de cada uno de acuerdo a la relevancia presentada según lo establecido por los ingenieros a cargo.

3.4.1 Menor Costo. Es importante que el subsistema evaluado sea del menor costo posible, sin embargo, debe tener la capacidad de desarrollar la función descrita de la manera más eficiente así se deba elevar un poco el valor económico de la máquina y su funcionamiento.

3.4.2 Menor Mantenimiento. El desarrollo del mantenimiento de un mecanismo se encuentra directamente relacionado, con la cantidad de componentes mecánicos que se encuentren implícitos para realizar la tarea para la cual es diseñado el mecanismo, de este modo, es importante que la máquina permita un mantenimiento que sea posible de realizar de la manera más eficaz y sencilla, para optimizar las tareas de operación de la máquina para la Fundación Universidad de América.

3.4.3 Control automatizado. El control del subsistema deberá ser realizado de manera autónoma, conforme a los requerimientos de las directivas de la institución, el accionamiento del dispositivo será de manera automática y debe realizar la acción inmediatamente, con el fin de poder reaccionar en un momento de paro de emergencia y así mismo para dar comienzo a el ensayo.

Cada uno de estos criterios tendrá un valor de ponderación conforme al valor de importancia dado, esto será mostrado en la siguiente tabla;

Tabla 4. Valor de ponderación

Criterio	Valor de Ponderación
Mantenimiento	5
Control	4
Costo	4

Fuente: Elaboración propia

3.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

A continuación, es mostrada la matriz de evaluación de las alternativas siguiendo el método de scoring;

Tabla 5. Matriz de evaluación de alternativas

CRITERIO	Valor de Ponderación	Freno mecánico		Freno eléctrico		Freno neumático	
		Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación	Calificación	Ponderación
Mantenimiento	5	4	20	6	30	4	20
Control	4	5	20	6	24	6	24
Costo	4	7	28	4	16	3	12
Total Puntuación			68		70		56

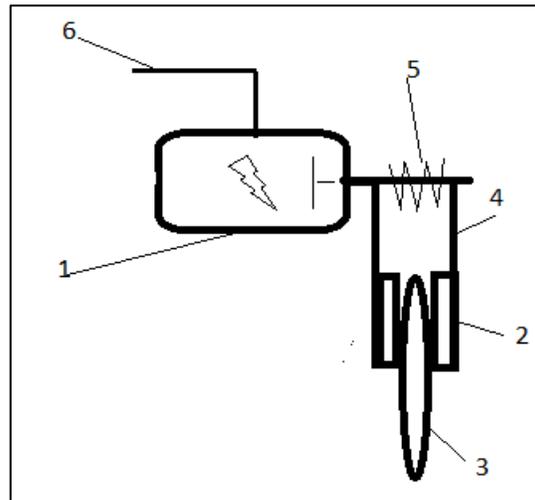
Fuente: Elaboración propia

El resultado de la evaluación de las alternativas muestra que el sistema de freno eléctrico es el más adecuado, debido a que es un sistema que presenta menos componentes para la realización del mantenimiento y el sistema de control automatizado es el más apropiado para realizar la función, sin embargo, el costo de este es mayor a la alternativa del freno mecánico pero este criterio se puede manejar de acuerdo con la manera en la cual desempeña la función.

3.6 CONCEPTUALIZACIÓN DE LA ALTERNATIVA

Para realizar una comprensión más detallada del sistema que será usado para realizar el freno de la máquina es necesario visualizar el esquema presentado en la figura 9 donde se mostraran las partes que componen este subsistema y el mecanismo usado para realizar la función requerida.

Figura 9. Esquema de Freno eléctrico



Fuente: Elaboración propia

Donde;

- ❖ Bobina Magnética (1) Este componente es energizado con el fin de que a través de sus espiras cree un campo magnético usado para atraer metales hasta el núcleo, se debe tener en cuenta que para que el sistema funcione correctamente es necesario la utilización de varias de estas bobinas para realizar el par de frenado
- ❖ Mordazas o Disco de fricción (2) Estos componentes son usados con el fin de ejercer presión en el disco para realizar el frenado del eje, el compuesto del cual deben estar fabricadas debe ser de menor dureza que el disco debido a que estas deberán presentar un desgaste más prematuro, sin embargo, existen diferentes maneras de ejercer este tipo de fricción dado que también se encuentran discos de contacto que permiten realizar el frenado de manera más efectiva y con mayor resistencia al desgaste
- ❖ Disco de fricción (3): Este elemento es el que conecta el sistema de freno con el péndulo, y directamente es el que entra en contacto con las mordazas o el disco de fricción este deber ser acoplado al eje para frenar directamente su rotación
- ❖ Sistema de palanca (4): Al accionar la bobina magnética es atraído hacia el núcleo, es allí donde el sistema de palanca es usado para ejercer presión sobre el disco o liberar la presión sobre los resortes según la configuración del sistema
- ❖ Resorte (5): la función de este elemento consiste en posicionar la bobina magnética en el lugar de origen para que el sistema libere la presión ejercida
- ❖ Fuente eléctrica (6): Debe ser usada una fuente de voltaje eléctrico con el fin de energizar la bobina Magnética. Esta será suministrada en las instalaciones de la

Universidad conforme a las capacidades del laboratorio en el cual sea instalada la máquina

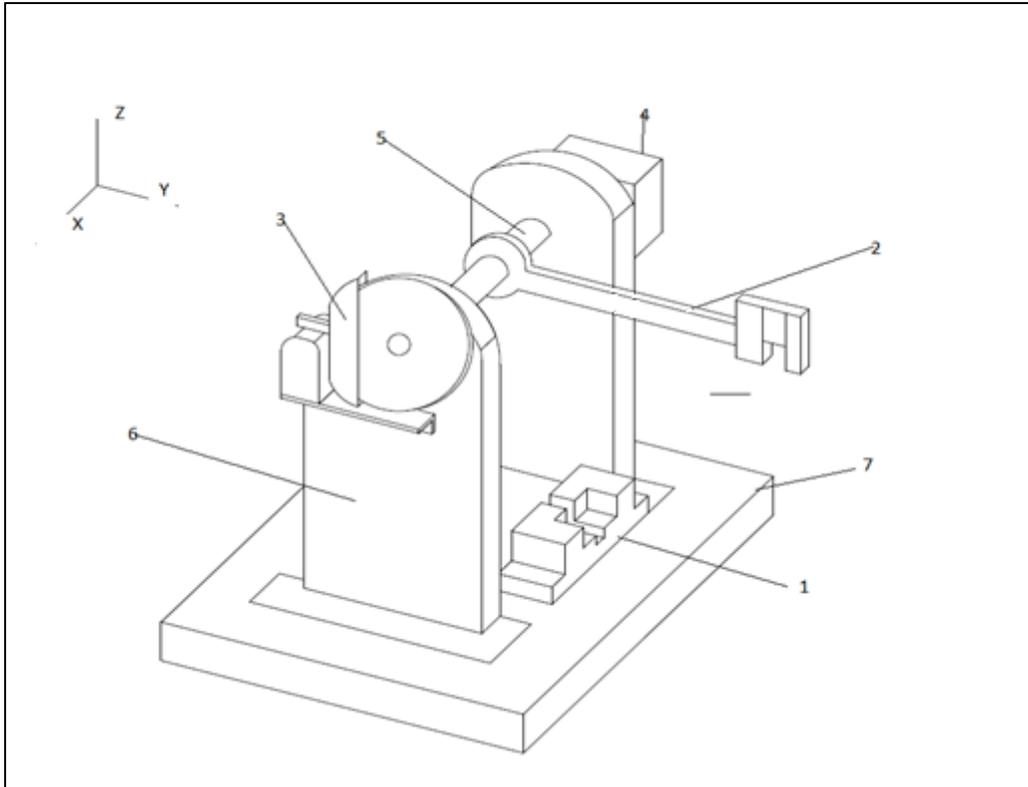
Para este tipo de aplicaciones el accionamiento del freno cuando el péndulo se encuentre elevado debe ser constante, hasta que el usuario de inicio a la prueba es por ello que se debe seleccionar un sistema que permita mantener la presión ejercida sobre el disco aunque el suministro de corriente eléctrica sea interrumpido en caso de emergencia, para ello existen sistemas de frenado con características que al energizar la bobina el núcleo realice la apertura, cuando el sistema no se encuentra con un flujo de corriente la acción de los resortes es la encargada de realizar el freno de la máquina.

4. INGENIERÍA DE DETALLE

4.1 ESQUEMA DE LA MÁQUINA

Con el fin de identificar los subsistemas que componen la máquina en la figura 10 se muestra un esquema donde se pueden observar cada uno de ellos;

Figura 10. Subsistemas de la máquina



Fuente: Elaboración propia

Donde;

Subsistema sujeción de la probeta (1)

Subsistema péndulo (2)

Subsistema de freno (3)

Subsistema de posicionamiento (4)

Eje de rotación del péndulo (5)

Subsistema estructura (6)

Subsistema de la base (7)

Subsistema de seguridad (8) (no se muestra en la Figura 10)

Subsistema de control (9) (no se muestra en la Figura 10)

4.2 SUBSISTEMA SUJECCIÓN DE LA PROBETA

Este subsistema según la norma se diseña dependiendo de los materiales a los que se van a realizar el ensayo. Debido a que en los laboratorios de la Fundación Universidad de América no se encuentran aceros de alta aleación y por recomendación de la norma se determina que la máquina tenga la capacidad de entregar energía en un rango de 88 a 140 J (Julios) para ensayo Charpy y de 339 J en el caso del ensayo Izood.

De acuerdo con los requerimientos del cliente para el funcionamiento de la máquina de impacto, en las instalaciones de la Fundación Universidad de América se cuenta con aceros de bajo contenido de carbono y además con la capacidad de realizar tratamientos térmicos a los mismos, tales como Recocido y Normalizado por ello la energía máxima que entrega la máquina a la probeta deberá ser de 138 J según las propiedades mostradas en la tabla 1, al ser este el caso de carga más crítico será usado como el caso de diseño de la máquina.

De acuerdo con esto es posible calcular la masa requerida para generar este impacto. Sin embargo, se debe tener en cuenta que por disposición de la norma para el desarrollo de este tipo de pruebas se requiere que la máquina solo funcione al 80% de su capacidad¹⁰ máxima.

La masa se puede calcular con la siguiente ecuación que se encuentra en la norma ASTM E-23;

$$E=mlg(1-\text{Cos}(\alpha))$$

Donde;

E= Energía cinética requerida

m = masa

l = longitud del vástago

α = Angulo de inicio de prueba

g= Gravedad

De esta ecuación se puede despejar la masa debido a que se tiene la máxima energía cinética que se requiere para romper la probeta.

Para ello es necesario asumir una longitud para el vástago del péndulo, teniendo en cuenta el requerimiento de altura y la información obtenida de otras máquinas similares en el mercado, se determina esta longitud en 0,7 m esta, es medida desde el eje de giro hasta el centro de percusión donde se desarrolla el impacto con la probeta (ver figura 8).

¹⁰: American Society of Testing Materials. Op Cit

De acuerdo con esto, de la ecuación anterior se despeja la masa;

$$m = \frac{E}{lg(1 - \text{Cos}(\alpha))}$$

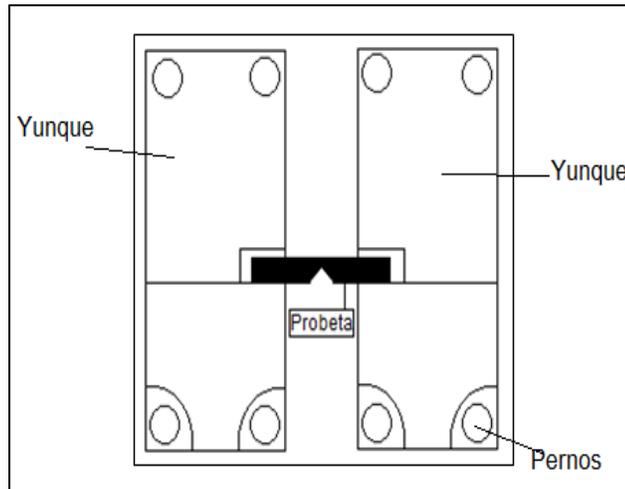
La energía máxima requerida para la prueba es de 380,24 J este valor se puede encontrar en la tabla 1, sin embargo se debe asumir que este valor corresponde al 80 % de la capacidad máxima¹¹ de la prueba es por ello que la energía máxima que deberá ser de 475,3 J. Además el ángulo de inicio para el desarrollo de la prueba según la norma ASTM E-23 y la disposición necesaria de la máquina para conseguir la energía mencionada anteriormente se selecciona como 150° por ende es posible calcular la masa máxima requerida;

$$m = \frac{475,3J}{0,7 m * 9,81 \frac{m}{s^2} * (1 - \cos(150^\circ))}$$

Del cual se obtiene la masa que da un resultado de 37,1 kg.

4.2.1 Yunque Charpy. En la figura 11 se muestran los yunques los cuales son los encargados de sujetar la probeta de tal forma que asegure el punto de impacto en donde especifica la norma, estos yunques están sujetos por 2 pernos cada uno a la base de la máquina.

Figura 11. Yunque para ensayo charpy



Fuente: Elaboración propia

¹¹: American Society of Testing Materials. Op Cit

Para determinar la resistencia que deben tener los yunques para recibir las cargas de impacto que ejerce el martillo sobre la probeta y que esta transfiere al yunque por medio de sus apoyos, es necesario determinar la fuerza de impacto que el martillo ejerce sobre probeta, En el primer caso se diseñan los yunques de sujeción para el ensayo Charpy, para esto se analiza¹¹ la probeta como una viga y se aplica la teoría para hallar la deflexión de la viga (probeta) se encuentra en el libro de mecánica de materiales del autor Hibbeler hallando la deflexión de la siguiente manera;

$$\Delta_{st} = \frac{wL^3}{48EI}$$

Donde;

Δ_{st} = Deflexión de la probeta

w = Peso del martillo

L = Longitud de la probeta

E = Módulo de elasticidad (205Gpa)

I = Inercia de la probeta

Los factores de L y E son de la geometría de la probeta y de las propiedades del material respectivamente, los factores de I y w están dados por la siguiente ecuación;

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Donde;

I = Inercia de la probeta

b = Espesor de la probeta en la sección transversal

h = Altura de la probeta

Con respecto a las medidas proporcionadas en la figura 4 se calcula la inercia de la probeta de la siguiente manera;

$$I = \frac{0,010m * 0,010m^3}{12}$$

$$I = 1 * 10^{-8}m^4$$

¹² HIBBELER, R. C. Mechanics of materials. 9 ed. Estados Unidos, Pearson educación, 2014, 2018. 744 p.

En la siguiente ecuación se puede calcular el peso del martillo teniendo en cuenta que la masa de este se estableció con anterioridad, quedando de la siguiente manera;

$$w = m * g$$

Donde;

w = Peso del martillo

m = Masa del martillo

g = Gravedad $(9,81 \frac{m}{s^2})$

Remplazando en la ecuación del peso del martillo queda así;

$$w = 37,09 \text{ kg} * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$w = 363,9 \text{ N}$$

Gracias a los datos encontrados anteriormente se puede hallar la deflexión de la probeta;

$$\Delta_{st} = \frac{363,875 \text{ N} * (0,055\text{m})^3}{48 * 205\text{GPa} * 1 * 10^{-8}} = 6,15 * 10^{-7} \text{ m}$$

Para hallar la carga máxima que puede experimentar la probeta es necesario primero encontrar la deflexión máxima¹³, de la siguiente manera;

$$\Delta_{max} = \Delta_{st} * \left[1 + \sqrt{1 + 2 \left(\frac{Ht}{\Delta_{st}} \right)} \right]$$

Donde;

Δ_{max} = Deflexión máxima

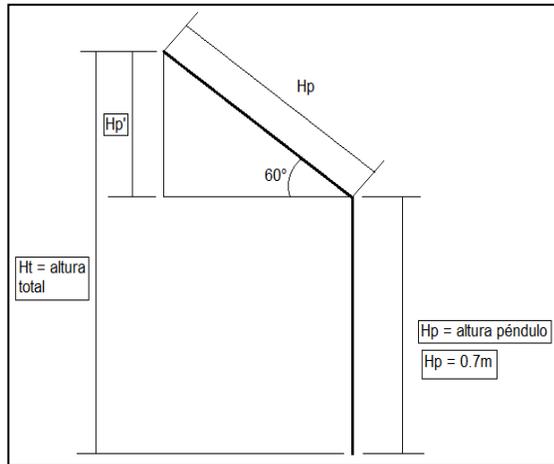
Δ_{st} = Deflexión

Ht = Altura desde donde se suelta el martillo

¹³ HIBBELER, R. C. Op. Cit., p. 744.

De la siguiente manera se halla la altura;

Figura 12. Altura total del péndulo



Fuente: Elaboración propia

De la figura 12 se puede hallar la altura total teniendo en cuenta la siguiente ecuación;

$$Ht = Hp + [\text{Sen}(60) * Hp]$$

$$Ht = 0,7 \text{ m} + [\text{Sen}(60) * 0,7\text{m}] = 1,3 \text{ m}$$

Con el dato anterior se puede hallar la deflexión máxima;

$$\Delta_{max} = 6,15 * 10^{-7} \text{ m} * \left[1 + \sqrt{1 + 2 \left(\frac{1,3\text{m}}{6,15 * 10^{-7} \text{ m}} \right)} \right] = 1,27 * 10^{-3} \text{ m}$$

Para determinar la carga¹⁴ de impacto que deberán soportar los yunques que sujetan la probeta en ambos casos se utiliza el método de diseño del autor Norton en su libro de diseño de máquinas, establece el método de diseño de la energía para cargas de impacto.

Para ello se establece en primer lugar hallar una deflexión máxima del elemento por lo cual se usara la deflexión hallada anteriormente para el caso de una viga simplemente apoyada dado que se diseñara la pieza del ensayo Charpy.

¹⁴ NORTON, Robert. Diseño de máquinas. Traducido por Antonio Enríquez Brito. 4 ed. México, Person educación, 2011. 2018. 37 p.

La deflexión encontrada es de $1,27 \times 10^{-3}$ m, además el método establece encontrar un factor de corrección el cual es hallado por la siguiente ecuación;

$$n = \frac{1}{1 + \frac{mb}{3m}}$$

Donde;

n= Factor de corrección
mb= Masa de la probeta
m= Masa del martillo

Para establecer la Masa de la probeta es usado el software de diseño y a continuación se reemplazan los valores en la ecuación;

$$n = \frac{1}{1 + \frac{0,059 \text{ kg}}{3(37,01 \text{ kg})}}$$

El factor de corrección hallado es de 0,9995

A continuación se aplica la siguiente ecuación expuesta por el autor para determinar la fuerza dinámica¹⁵ producida por el impacto;

$$Fi = \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2nHt}{\Delta_{max}}} \right) * W$$

Donde;

Fi= Fuerza de impacto
n= Factor de corrección
Ht= Altura total
 Δ_{max} =Deflexión máxima

A continuación se reemplazan los valores en la ecuación;

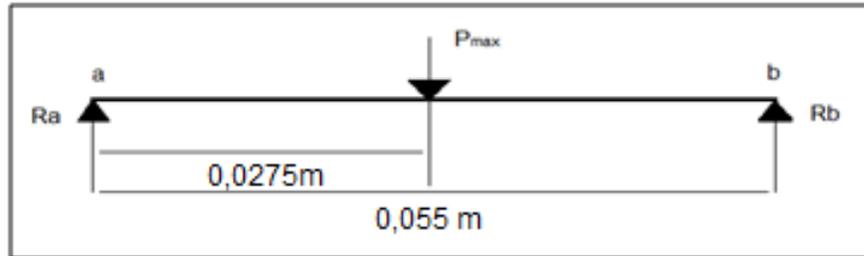
$$Fi = \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 * 0,995 * 1,3m}{1,27 \times 10^{-3}m}} \right) * 363,7 \text{ N} = 16.819,75 \text{ N}$$

Como se puede observar en la ecuación anterior la fuerza de impacto de un valor total de 16.819,75 N

¹⁵ NORTON, Robert. Op. Cit, p 39.

Con la fuerza que se halló en la ecuación anterior y aplicándole diagrama de cuerpo libre a la probeta, es posible encontrar las reacciones en los apoyos que en este caso son las que se transmiten a los yunques, de esta manera queda el diagrama de cuerpo libre de la probeta;

Figura 13. Diagrama cuerpo libre probeta Charpy



Fuente: Elaboración propia

De la figura 13 se halla las reacciones de R_a y R_b haciendo sumatoria de fuerzas en Y, y la sumatoria de momentos en el punto b de la siguiente manera;

$$\Sigma F_y = R_a + R_b - P_{max} = 0$$

$$\Sigma M_b = P_{max}(0,027m) - R_a(0,055m) = 0$$

De la ecuación de momentos se puede despejar R_a para encontrar este valor;

$$R_a = \frac{P_{max}(0,027m)}{0,055m} = \frac{16.819,75N * (0,027m)}{0,055m} = 8.409,87N$$

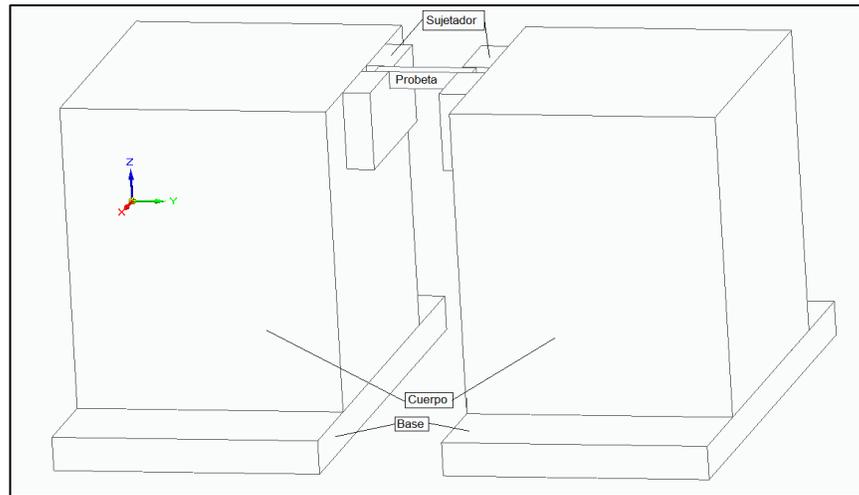
Teniendo la reacción en a, se puede despejar de la ecuación de la sumatoria de fuerzas la reacción en b;

$$R_b = P_{max} - R_a = 16.819,75N - 8.409,87N = 8.409,87 N$$

Con las reacciones en los apoyos se sabe cuál es la fuerza máxima que tienen que resistir la pieza de sujeción de la probeta, para que no sufran ningún tipo de fracturas.

Como diseño final quedaron tres piezas que conforman los yunques para el ensayo Charpy, la primera pieza se llama base, la segunda denominada como el cuerpo del yunque y la tercera pieza es la encargada de sujetar la probeta con un ajuste de un milímetro en el espesor como se muestra en la Figura 14.

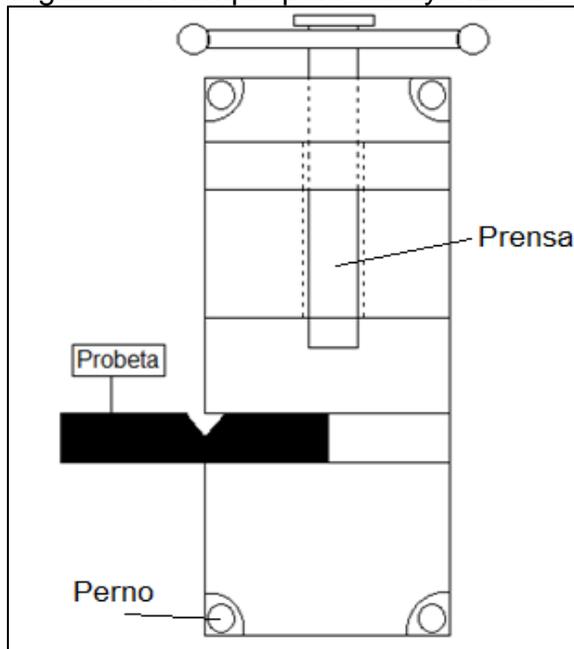
Figura 14. Diseño yunques Charpy



Fuente: Elaboración propia

4.2.2 Yunque Izood. En la Figura 14 se aprecia la forma y el método de sujeción que tiene el yunque para el ensayo Izood, debido a que esta prueba tiene un método diferente al de ensayo Charpy. En este caso la sujeción se hace por medio de una prensa para que la probeta quede empotrada entre las paredes y cumpla con los requerimientos que exige la norma.

Figura 15. Yunque para ensayo Izood



Fuente: Elaboración propia

La fuerza de impacto generada sobre la probeta debe ser asumida en dos casos diferentes de diseño, esto es generado por cada uno de los modos de sujeción de la probeta. Para ello se diseña de acuerdo a la metodología¹⁶ encontrada en el libro de mecánica de materiales de Hibbeler en el caso del ensayo Izood el cálculo de la deflexión encontrada en la probeta al impacto. Esto se realiza a través de la siguiente ecuación;

$$\Delta_{max} = \sqrt{\frac{mv^2 l_{ac}^3}{3EI}}$$

Donde;

Δ_{max} = deflexión máxima

l_{ac} = longitud desde el punto impacto hasta el punto de apoyo

v = velocidad de impacto

E = módulo de elasticidad probeta (200 GPa)

I = inercia de la probeta

m = masa del péndulo

Para ello en primer lugar es necesario calcular la inercia de la probeta, la cual por ser de sección rectangular se debe calcular de la siguiente ecuación;

$$I = \frac{1}{12}(bh^3)$$

Donde;

I = Inercia de la probeta

b = base de la sección transversal de la probeta

h = altura de la sección transversal de la probeta

Ahora con las condiciones de la probeta mostradas en la figura 5. En la cual se puede encontrar las dimensiones tanto de la base como la altura es posible reemplazarlas en la ecuación anterior de la siguiente manera;

$$I = \frac{1}{12}(0,010m * 0,010m^3)$$

Para el cálculo de la velocidad del péndulo se usó la ecuación que se encuentra en la norma ASTM E-23 esta ecuación es la siguiente:

¹⁶ HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 749.

$$v = \sqrt{2 * g * (l * (1 - \cos(\alpha)))}$$

Donde;

g= Gravedad ($9,81 \frac{m}{s^2}$)

l= longitud de el vástago

α = Angulo de realización de la prueba

Ahora reemplazando por los valores correspondientes en la ecuación es posible encontrar el valor de la velocidad;

$$v = \sqrt{2 * 9,81 \frac{m}{s^2} * (0,7m * (1 - \cos(150^\circ)))}$$

$$v = 5,06 \frac{m}{s}$$

De lo anterior se obtiene una inercia de $1 \times 10^{-8} m^4$, a continuación con este valor es posible reemplazar los valores en la ecuación para hallar la deflexión utilizando el valor de velocidad de impacto el cual fue hallado con anterioridad, la masa ya calculada y los valores de longitud y módulo de elasticidad para la probeta;

$$\Delta_{max} = \sqrt{\frac{37,09 kg * (5,0324 \frac{m}{s})^2 * (0,022m)^3}{3 * (200 GPa) * (1 \times 10^{-8} m^4)}}$$

$$\Delta_{max} = 4,49 \times 10^{-3} m$$

A continuación se aplica la ecuación del método de energía¹⁷ expresada anteriormente en el documento para halla la fuerza dinámica;

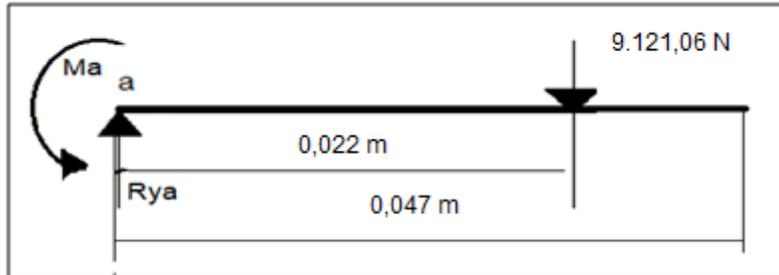
$$F_i = \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 * 0,995 * 1,3m}{4,49 \times 10^{-3} m}} \right) * 363,7 N = 9.121,06 N$$

Como se puede observar en la ecuación anterior la fuerza de impacto de un valor total de 9.121,06 N.

¹⁷ NORTON, Robert. Op. Cit, p 39.

Con esta fuerza máxima que se halló es posible encontrar las reacciones en el apoyo de la probeta, para el diseño del yunque de ensayo Izood con el fin de encontrar la carga a la cual estará sometido este elemento. Para ello se establece el diagrama de cuerpo libre que se muestra a continuación;

Figura 16 DCL ensayo probeta Izood



Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 16 se encuentra la reacción en el apoyo R_{ya} y el momento M_a con el fin de encontrar las cargas transmitidas al yunque de apoyo;

$$\Sigma F_y = R_{ya} - 9.121,06 \text{ N} = 0$$

$$R_{ya} = 9.121,06 \text{ N}$$

Para hallar el momento se aplica la siguiente ecuación;

$$\Sigma M_b = - 9.121,06 \text{ N}(0,022\text{m}) + M_a = 0$$

$$M_a = 200,66 \text{ Nm}$$

Con las reacciones en los apoyos se obtiene la fuerza máxima que tiene que resistir el yunque de tal forma que no se presente falla en este elemento.

Para hacer el cálculo de los tornillos del yunque el primer paso que se debe hacer es escoger un tornillo que se va a utilizar el cual se encuentra en las tablas del libro de Shigley, para este caso se eligió un M12 * 1,75, el dato que hay que encontrar es el grado del tornillo dado que este dato determina si el tornillo resiste a la fuerza de impacto.

Para hallar el grado del tornillo hay que determinar el esfuerzo al que está sometido con la siguiente ecuación;

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde;

σ = Esfuerzo al que esta sometido el tornillo

F = Fuerza a la que esta sometido el tornillo

A = Área del tornillo

La fuerza a la que está sometido este tronillo es la fuerza de impacto que realiza el péndulo la cual tiene un valor de 16.879,75N, el área del tornillo se encuentra en las tablas del libro de Shigley que para este caso es de 84,3 mm², quedando la ecuación de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{16.879,75 N}{84,3 mm^2} = 200,23 MPa$$

Con el valor de 200,03 MPa se busca en las tablas del libro de Shigley el grado del tornillo en el factor de resistencia dado para este caso un grado 4,6 que tiene un valor de resistencia de 225 MPa el cual sobrepasa el valor encontrado anteriormente, pero es el más cercano.

Para el caso de los sujetadores se realiza el mismo procedimiento con la misma fuerza de impacto, pero en este caso hay restricciones como el área de la pieza donde van los tornillos por eso se escogió un M8 * 1,25 y un área de 36,6 mm², quedando la ecuación de esfuerzo de la siguiente manera;

$$\sigma = \frac{16.879,75 N}{36,6 mm^2} = 461,2 MPa$$

Dado el valor de 461,2 MPa dado este valor se puede buscar el grado dando 9,8 y un factor de resistencia de 650MPa la cual es la más cercano al valor del esfuerzo.

4.3 SUBSISTEMA PÉNDULO

Este subsistema se compone de dos elementos el primero es el martillo, este es encargado de realizar el impacto con la probeta y el segundo es el vástago, el cual une el martillo con el eje central de la máquina.

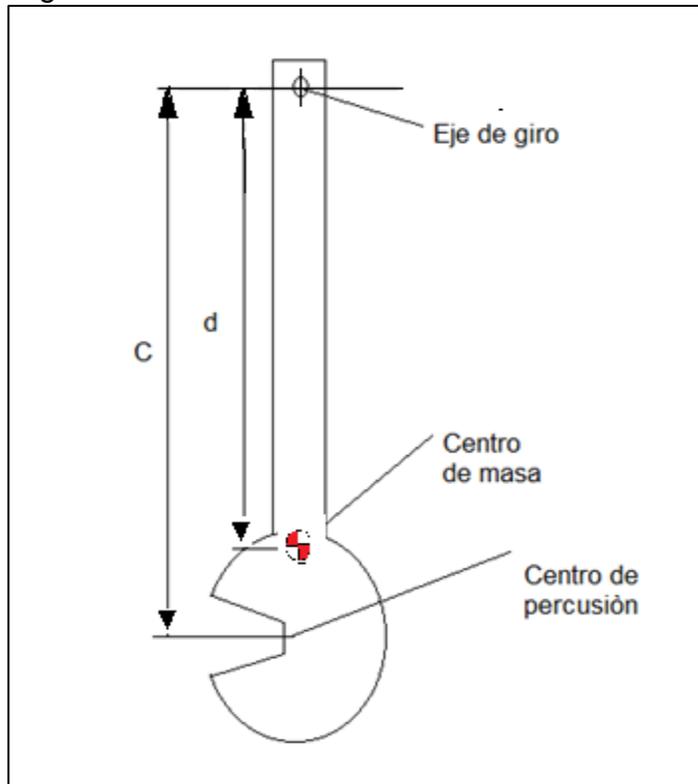
La localización¹⁸ del centro de percusión del péndulo depende de la posición del centro de masa, el momento de inercia y la masa del mismo.

¹⁸: American Society of Testing Materials. Op Cit

El requerimiento según la norma ASTM E-23 indica la necesidad, según fue mencionado anteriormente, el punto de impacto del péndulo a la probeta sea efectuado en el centro de percusión del mismo.

El diseño del péndulo (material y su geometría) debe cumplir lo especificado en los párrafos anteriores. En la figura 17 se muestra la posición del centro de masa y el centro de percusión con respecto al eje de giro.

Figura 17. Centro de Masa



Fuente: Elaboración propia

Sin embargo, las dimensiones del brazo del péndulo también influyen en la configuración del centro¹⁹ de masa y por ende en la del centro de impacto, para el cálculo del mismo es necesario aplicar la fórmula que se relacionara a continuación;

$$C = \frac{I}{Md}$$

¹⁹: E. Nelson. Charles Best. W.G Mclean. Op. cit

Donde;

C = es la distancia del centro de percusión hasta el eje de giro del mecanismo

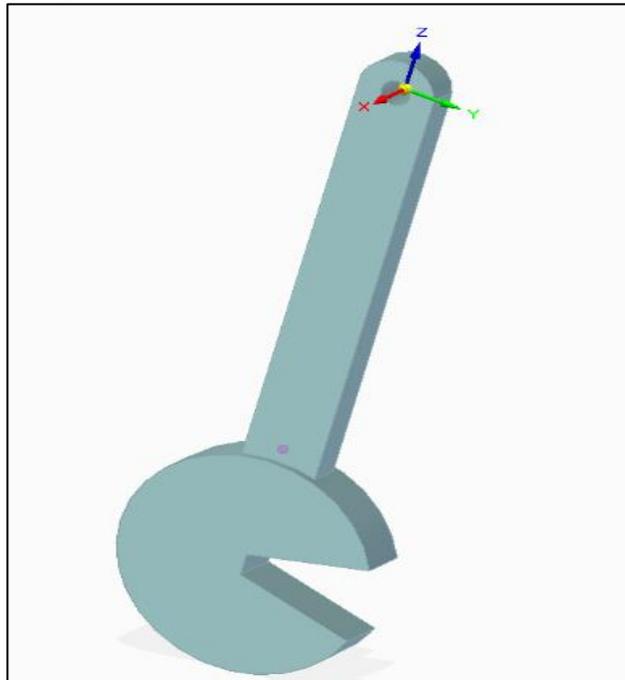
I = Momento de inercia

M = masa

d = Distancia del centro de masa hasta el eje de giro del mecanismo

Se procede a dar una geometría aproximada del péndulo conforme a la mostrada en la Imagen 9. Esta geometría se moldeo en el software de diseño Solid Edge, del cual se obtuvieron la masa, el centro masa, el momento de inercia. Con estos Valores se calcula el centro de percusión y este se compara con la posición del centro de gravedad de la probeta.

Imagen 9. Geometría básica del martillo



Fuente: Elaboración propia

Para ello se seleccionó un acero que fuera adecuado para resistir el impacto generado por la máquina en el golpe y conforme a sus propiedades se desarrollaron las iteraciones en el software correspondiente.

El acero seleccionado para ello fue el AISI S1 el cual es un acero para choques y golpes usado en la industria para la fabricación de punzones de corte y cizallas, este fue seleccionado de acuerdo a que alcanza una resistencia al impacto de 237 J según las especificaciones del distribuidor de aceros “Aceros SIMINDU”, este acero posee una densidad de 7.750 kg/m^3 y un módulo de elasticidad de 205 GPa

(ver anexo A). De esta manera estas propiedades fueron introducidas en el software Solid Edge con el fin de configurar el material y usarlo para la pieza.

Las dimensiones de la primera prueba realizada fueron las siguientes;

Espesor del brazo: 20 mm

Espesor del martillo: 30 mm

Longitud del punto de impacto al centro de giro: 0,7m

En este caso se realizó la prueba sin efectuar agujeros en la zona del martillo, y de allí en adelante se realizaron cambios en cada una de las pruebas realizadas hasta obtener 7 modelos diferentes cada uno de ellos con un resultado más aproximado al requerido, las modificaciones realizadas a cada uno de ellos se muestran en la tabla 6

Tabla 6. Modificaciones a la probeta

MODELO	MODIFICACIÓN mm	DISTANCIA DE MODIFICACION mm
1	Sin modificar	N/A
2	agujero 43,13	90
3	agujero 70	90
4	espesor brazo de 15	N/A
5	espesor brazo 20 martillo 35	N/A
6	agujero 50	-90
7	agujero 60	-90
8	agujero 65	-90

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se relacionan los resultados de la desviación del centro de impacto con respecto al centro de percusión y la masa aparente que debería tener cada uno de los modelos, estos valores son sacados del software Solid Edge y las modificaciones realizadas se determinaron de acuerdo a geometrías encontradas en el mercado

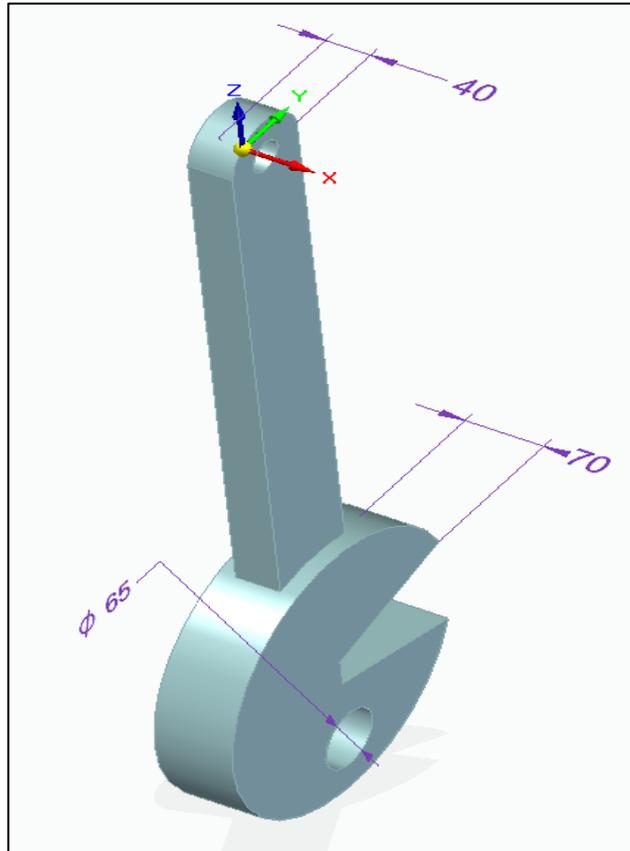
Tabla 7. Resultados centro de percusión

SIMULACIÓN	MASA kg	DISTANCIA CENTRO DE MASA PUNTO DE GIRO Z		DISTANCIA AL CENTRO PERCUSION (m)	(error con respecto al punto de impacto) (cm)
		m	Ixx kg-m2		
SIN MODIFICACIONES	44,529	-0,54211	15,839	-0,656141335	-4,385866472
MODELO 2	43,819	-0,54101	15,574	-0,646475299	-5,352470124
MODELO 3	42,72	-0,53161	14,709	-0,621365397	-7,863460341
MODELO 4	40,507	-0,56982	15,445	-0,608705579	-9,129442121
MODELO 5	49,269	-0,5573	18,216	-0,734042207	3,404220711
MODELO 6	48,192	-0,5521	17,544	-0,713621506	1,362150553
MODELO 7	47,719	-0,54974	17,248	-0,704593226	0,459322551
MODELO 8	47,449	-0,54828	17,079	-0,699547312	-0,045268784

Fuente: Elaboración propia

La forma del modelo 8, el cual alcanzo lo esperado con respecto al centro de percusión, se muestra en la imagen 10;

Imagen 10. Modelo 8 Péndulo

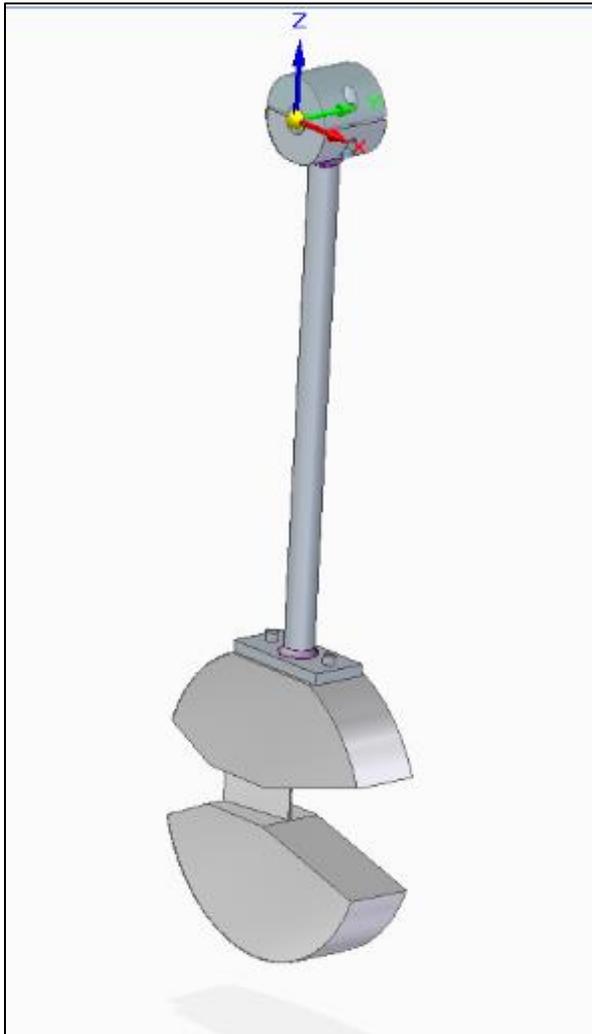


Fuente: Elaboración propia basado en software SOLID EDGE

Como se mencionó anteriormente el péndulo debe poseer una masa 37,1 kg para ejercer la energía necesaria para romper la probeta, por eso es necesario realizar modificaciones de la geometría del mismo, además se debe tener en cuenta que el espesor máximo del martillo en la zona de impacto no debe ser superior a la misma en longitud de la probeta más el espacio necesario para el apoyo de los yunques, de acuerdo a esto se determinó este espesor en no más de 35 mm en esta zona.

En la Imagen 11 se ilustra la geometría realizada para el péndulo con el fin de cumplir estos requerimientos mencionados anteriormente de tal manera que se ajuste el peso del sistema para que cumpla con el requisito.

Imagen 11. Geometría del péndulo



Fuente: Elaboración propia basado en software SOLID EDGE

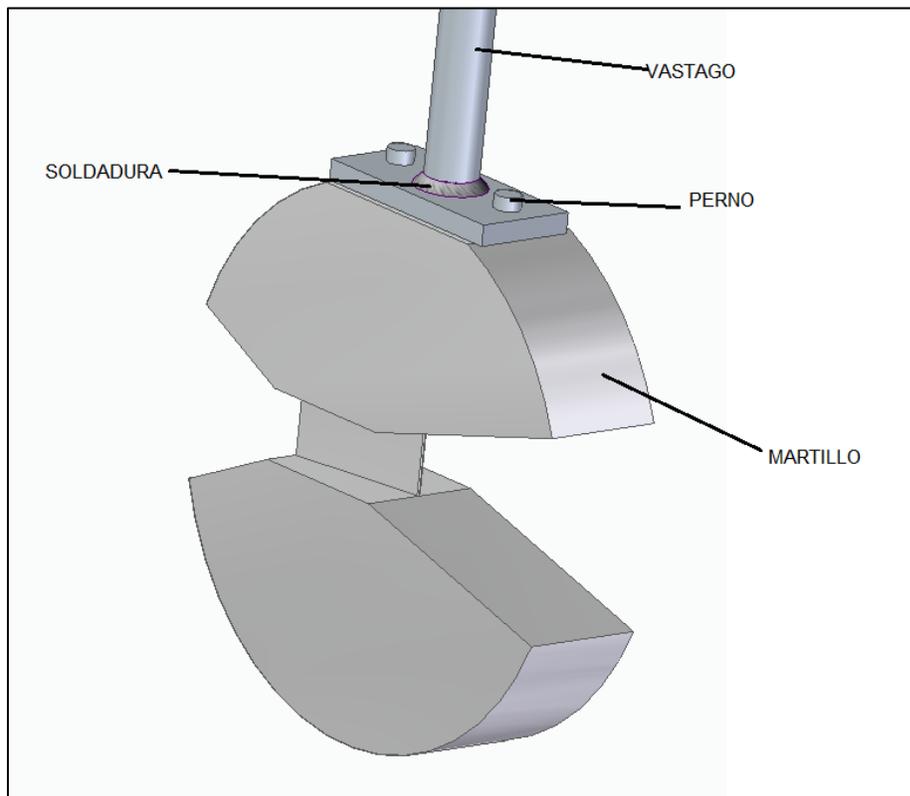
De igual manera el centro percusión para esta nueva geometría fue ajustado de tal manera que se encuentre exactamente en el punto de impacto con respecto al eje de giro, según lo mencionado anteriormente este punto de impacto se encuentra ubicado a 0,7 m de distancia con respecto al centro de giro, para la geometría mostrada en la imagen 11 el centro de percusión se ubica a 0,7051 m lo cual se encuentra dentro de la zona de tolerancia²⁰ que proporciona la norma ASTM E-23 (para este cálculo se usó la ecuación relacionada anteriormente para hallar la distancia al centro de percusión, además este péndulo posee una masa de 36, 918 kg que es necesario para la ruptura de la probeta.

²⁰: American Society of Testing Materials. Op Cit

Este martillo es diseñado con un acero AISI S1 el cual es resistente al impacto y se decide no realizar agujeros para disminuir la masa como se mencionó en el modelo anterior, debido a la reducción de espesor realizada para cumplir con las dimensiones en la zona de impacto de la probeta.

Este péndulo está compuesto de tres piezas las cuales son el anillo, vástago y martillo, este último se encuentra ensamblado con el vástago a través de dos tornillos de sujeción ubicados en la parte superior como se ilustra en la figura 18.

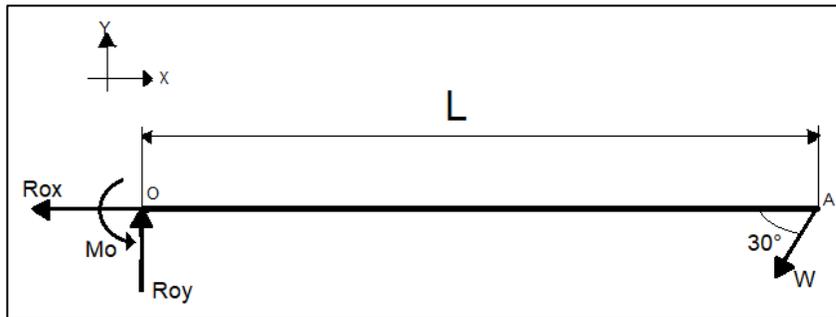
Figura 18. Sujeción del martillo



Fuente: Elaboración propia basado en software SOLID EDGE

Para el vástago del Péndulo es importante verificar los esfuerzos a los que está sometido en el momento en el que es sostenido justo antes de iniciar la prueba, este caso se presenta justo a 150° con respecto a la zona donde se realiza el impacto. Para esto se realiza el diseño del vástago como una viga que soporta una carga, la cual estará ubicada justo en el centro de masa y corresponderá al peso del propio péndulo lo cual se demuestra en la siguiente figura;

Figura 19. DCL Vástago



Fuente: Elaboración propia

Donde;

$$L = 0,64 \text{ m}$$

$$W = \text{Peso del péndulo (m x g)}$$

$$R_{oy} = \text{Reacción en Y}$$

$$R_{ox} = \text{Reacción en X}$$

$$M_o = \text{Momento reacción en O}$$

$$W = 37,09 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 363,88 \text{ N}$$

Para encontrar el valor de las reacciones en los apoyos se realiza sumatoria de fuerzas en los ejes Y y X y del mismo modo realizar la sumatoria de momentos en en punto "o" como se muestra a continuación;

$$\Sigma F_y = -W(\text{sen}30^\circ) + R_{oy} - P_{max} = 0$$

$$\Sigma F_x = -W(\text{cos}30^\circ) + R_{ox} - P_{max} = 0$$

$$\Sigma M_b = M_o - R_{oy}(0,64\text{m}) = 0$$

De la ecuación de sumatoria de fuerzas en el eje Y es posible encontrar el valor de la reacción Roy y por otra parte de la sumatoria de fuerzas en el eje X de la siguiente manera;

$$R_{oy} = 363,875 \text{ N} (\text{sen} (30^\circ)) = 181,9\text{N}$$

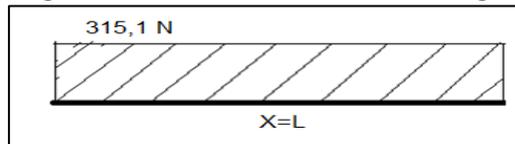
$$R_{ox} = 363,875 \text{ N} (\text{cos} (30^\circ)) = 315,1\text{N}$$

De la ecuación de momentos se puede despejar el momento Mo despejando de la siguiente manera;

$$R_{oy} = 181,9 \text{ N} (0.64 \text{ m}) = 116,28 \text{ N} * \text{m}$$

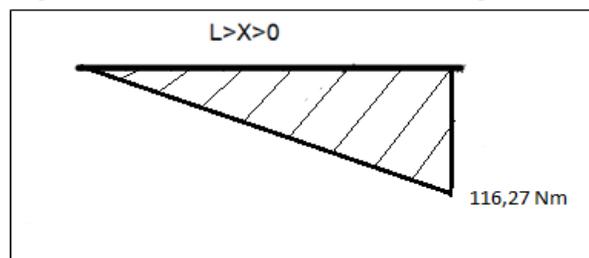
De acuerdo con esto para verificar la resistencia estática del vástago es necesario establecer los diagramas de fuerza cortante y momento flector con el fin de determinar el esfuerzo normal máximo. Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se muestran a continuación en la figura 20 y 21 respectivamente;

Figura 20. Fuerza cortante vástago



Fuente: Elaboración propia

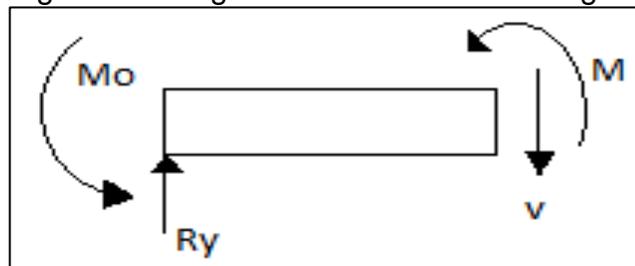
Figura 21. Momento flector vástago



Fuente: Elaboración propia

La fuerza cortante y momento flector obtenidos son deducidos a partir del método de las secciones, por medio del cual se obtiene el diagrama representado en la figura 22 de la cual además se obtienen las respectivas ecuaciones de sumatoria de fuerzas y momentos para encontrar la fuerza cortante y momento flector;

Figura 22. Diagrama de secciones vástago



Fuente: Elaboración propia

Las ecuaciones resultantes a partir del diagrama anterior se expresan a continuación y a partir;

$$\Sigma F_y = -V + R_{oy} = 0$$

$$\Sigma M_b = M_o + M = 0$$

De lo anterior se puede encontrar que el momento flector máximo es de 116,3 Nm y la fuerza cortante máxima que se puede encontrar es de 315,12 N.

El esfuerzo normal máximo²¹ que podrá soportar el vástago viene dado por la siguiente ecuación según el libro de diseño del autor Hibbeler en la sección de cálculo de vigas a esfuerzo cortante;

$$\theta \max = \frac{Mc}{I}$$

Donde;

$\theta \max$ = Esfuerzo normal máximo

M= Momento flector Máximo.

C= 0,015 m (Distancia más alejada del eje central del vástago)

I= Momento de inercia

Para hallar el momento debido a la geometría circular del vástago se debe relacionar con la siguiente ecuación;

$$I = \frac{1}{4} \pi (r^4)$$

Donde;

I= Momento de inercia

r= radio del vástago

Con el valor del radio de 15 mm para el vástago es posible encontrar el valor del momento de inercia para el perfil crítico del vástago;

$$I = \frac{1}{4} \pi (0,015m^4)$$

$$I = 3,98 \times 10^{-8} m^4$$

Con el valor encontrado de momento de inercia se encuentra el valor de esfuerzo normal máximo para el vástago de la siguiente manera;

$$\theta \max = \frac{116,27 Nm * 0,015m}{3,98 \times 10^{-8} m^4} = 43,82 MPa$$

²¹ HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 569.

Sin embargo el vástago en esta situación no se encuentra sometido solo a el esfuerzo normal²² producto del momento, este presenta una fuerza cortante la cual genera esfuerzo cortante para hallar este se utiliza la siguiente ecuación;

$$T = \frac{4 * V}{3 * A}$$

Donde;

V= Fuerza cortante máxima

A= Area transversal

De acuerdo a lo mencionado anteriormente el diámetro del vástago es de 30 mm y con este valor se encuentra el valor del área de sección transversal de la siguiente manera;

$$A = \pi * 0,015 m^2$$

$$A = 7,06 * 10^{-4} m^2$$

Reemplazando en la ecuación para encontrar la fuerza cortante;

$$T = \frac{4 * 181,94 N}{3 * 7,06 * 10^{-4} m^2}$$

$$T = 343.607,17 Pa = 343,60 KPa$$

De acuerdo a estos valores encontrados se determina que el esfuerzo cortante para este caso es despreciable debido a la comparación en magnitud con el esfuerzo normal.

Para el criterio de falla del elemento se usa el criterio de esfuerzo cortante máximo que especifica que el factor de seguridad²⁴ de la pieza se establece a través de la siguiente ecuación;

$$f.S = \frac{Sy}{\theta_{max}}$$

²³ HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 569.

²⁴ Ibid., p. 62.

Donde;

F.s = Factor de seguridad

Sy = Esfuerzo de fluencia del material

θ_{max} = esfuerzo normal máximo

De acuerdo con esta ecuación se haya el factor de seguridad para esta pieza bajo esta carga;

$$f.S = \frac{290 \text{ MPa}}{43,82 \text{ Mpa}} = 6,62$$

De lo anterior se obtiene un factor de seguridad de 6,62. Según lo recomendado por el autor Norton para cargas dinámicas es recomendable usar un factor de seguridad²⁵ entre 2,5 y 3. Conforme a esto la pieza bajo esta carga se encuentra en un rango mayor al solicitado sin embargo es necesario verificar los diferentes casos de diseño para el vástago y de esta manera comprobar su cumplimiento según los demás aspectos.

Dada las reacciones presentes en el vástago del péndulo se encuentra una condición de fuerza de compresión a la cual estará sometida el mismo, por tal motivo se realizan los cálculos para el verificar que la pieza no falle por las condiciones de pandeo a las cuales estará sometida, esto se realiza de la siguiente manera;

Con la reacción en la dirección x $R_x=315,12 \text{ N}$ que es la que produce el pandeo debido a la compresión presente en el elemento se calcula el esfuerzo admisible para este caso, sin embargo, dado que no se encuentra aplicada únicamente la carga de compresión, sino que además se encuentra un momento producto de la reacción generado por la resultante en la otra dirección, de acuerdo al autor Hibbeler en el caso de tener una carga excéntrica sobre la columna se genera además de la carga de compresión un momento lo que para este caso ya se encuentran generados en el vástago.

De tal manera se encuentran con estos valores una excentricidad de la carga que genere el momento que se encuentra como reacción de la siguiente manera;

$$M = P * e$$

²⁵ NORTON, Robert. Op. Cit, p 40.

²⁶ HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 707.

Donde;

M= momento presente en el elemento

P= carga de compresión

e= excentricidad

Reemplazando los valores de la carga y el momento se despeja la excentricidad;

$$e = \frac{116,27 \text{ N m}}{315,12 \text{ N}}$$

De esta manera se encuentra que la excentricidad es igual a 0,36m

Para casos con carga excéntrica²⁷ en columnas sometidas a compresión el autor sugiere el uso de la siguiente ecuación para hallar el esfuerzo máximo;

$$\theta_{max} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} * \frac{1}{\cos\left(\frac{L}{2r} * \sqrt{\frac{P}{EA}}\right)} \right]$$

Donde;

P= Carga de compresión

A= Area de sección transversal

e= Excentricidad

c= distancia desde el eje hasta el punto más alejado de la sección

r= Radio de giro $\left(\sqrt{\frac{I}{A}}\right)$

L= longitud del vástago

E= módulo de elasticidad

Reemplazando los valores que fueron hallados anteriormente se obtiene el esfuerzo;

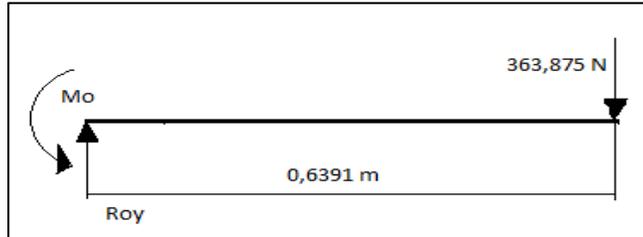
$$\theta_{max} = \frac{315,12 \text{ N}}{7,068 * 10^{-4} \text{ m}^2} \left[1 + \frac{0,36 \text{ m} * 0,015 \text{ m}}{7,49 * 10^{-4} \text{ m}^2} * \frac{1}{\cos\left(\frac{0,63 \text{ m}}{2 * 7,49 * 10^{-4} \text{ m}} * \sqrt{\frac{315,12 \text{ N}}{210 \text{ Mpa} * 109 * 7,068 * 10^{-4} \text{ m}^2}}\right)} \right]$$

Conforme a esto se encuentra un valor de esfuerzo de 44,36 Mpa y un factor de seguridad de 4,73 lo cual indica que el elemento no fallara por pandeo.

²⁷ HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 709.

El siguiente caso de estudio del vástago es el momento en el cual se encuentra a 90° grados del eje de impacto con la probeta. En este punto debido al grado de inclinación, la carga genera una fuerza cortante efectuada sobre el vástago del péndulo como se muestra a continuación en la figura 23;

Figura 23. DCL Vástago a 90°



Fuente: Elaboración propia

Donde;

Roy= Reacción en Y

Mo= Momento reacción en O

De acuerdo al diagrama se plantean las ecuaciones de equilibrio que se muestran a continuación;

$$\Sigma F_y = -363,975 \text{ N} + Roy = 0$$

$$\Sigma M_b = Mo - 363,875 \text{ N} (0,64\text{m}) = 0$$

De acuerdo a esto se encuentran las dos reacciones en el eje de giro producto de la carga;

$$Roy = 363,86 \text{ N}$$

$$Mo = 231,5525 \text{ N m}$$

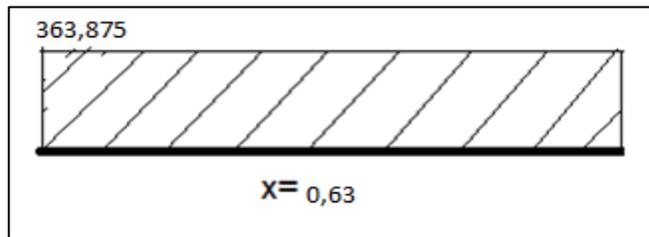
A continuación, para verificar la resistencia de materiales del elemento se debe realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se muestran a continuación;

$$\Sigma F_y = -V + Roy = 0$$

$$\Sigma M_b = Mo + M = 0$$

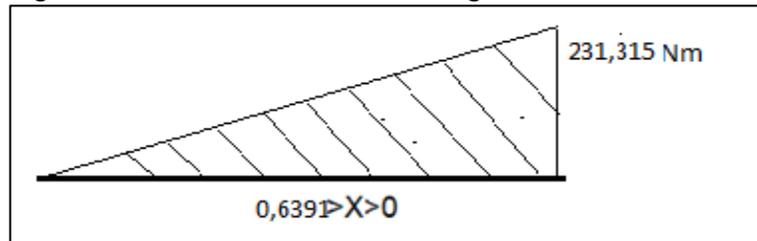
De aquí se halla los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el elemento como se muestran a continuación;

Figura. 24 Momento flector vástago a 90°



Fuente: Elaboración propia

Figura 25. Fuerza cortante vástago a 90°



Fuente: Elaboración propia

Con los valores encontrados es posible encontrar el esfuerzo normal²⁸ máximo de la siguiente manera;

$$\theta \max = \frac{Mc}{I}$$

Donde;

$\theta \max$ = Esfuerzo normal máximo

M = Momento flector Máximo.

C = 0,015 m (Distancia más alejada del eje central del vástago)

I = Momento de inercia

Los valores de C y I fueron encontrados con anteriormente y reemplazando el valor del momento flector máximo se reemplazan los valores en la ecuación de la siguiente manera;

$$\theta \max = \frac{363,86 * 0,015m}{3,98 \times 10^{-8} m^4}$$

²⁸ NORTON, Robert. Op. Cit, p 40.

El valor de esfuerzo máximo encontrado es de 87,98 MPa, para encontrar el valor del factor de seguridad para este elemento se utiliza el criterio de falla de esfuerzo cortante máximo que especifica que el factor de seguridad de la pieza se establece a través de la siguiente ecuación;

$$f.S = \frac{S_y}{\theta_{max}}$$

Donde;

F.s = Factor de seguridad

S_y = Esfuerzo de fluencia del material

θ_{max} = esfuerzo normal máximo

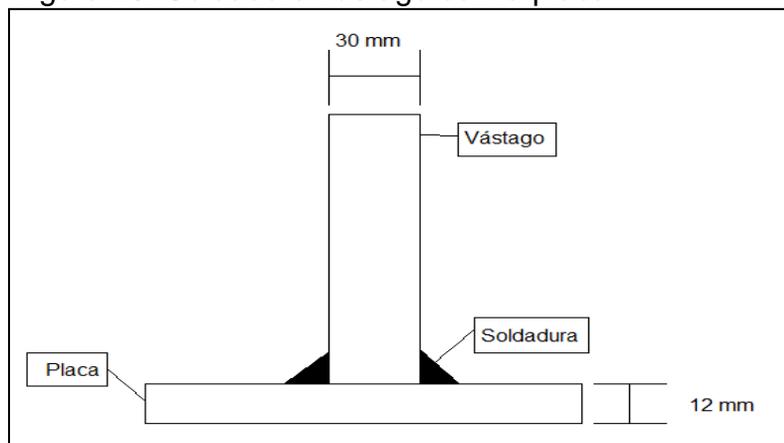
Reemplazando los valores en la ecuación se encuentra el factor de seguridad de la siguiente manera;

$$f.S = \frac{210 \text{ MPa}}{87,98 \text{ MPa}} = 3,2$$

El factor de seguridad encontrado para este caso es de 3,2 lo cual se encuentra entre los valores especificados por el autor Norton para máquinas sometidas a cargas de impacto.

Para unir el vástago a la pieza rectangular en la cual está unido el martillo por medio de soldadura se realizan cálculos para observar la resistencia a la tensión que tienen estas piezas con el fin de asegurar que su factor de seguridad cumpla con las condiciones a las que están sometidas las piezas. Para ver el caso con mayor claridad ver figura 26.

Figura 26. Soldadura vástago con la placa



Fuente: Elaboración propia

Utilizando un electrodo E7018 con una resistencia a la tracción de 482 MPa y un límite de fluencia de 393 MPa se halla el área cortante dada por la siguiente ecuación;

$$\tau_{per} = \frac{P}{A_{cortante}}$$

Donde;

τ_{per} = Esfuerzo permisible

P = Carga

A cortante = Área que está sometida a el esfuerzo

La carga a la que está sometida esta soldadura es igual a la fuerza de impacto que tiene valor de 16879,75N y para el valor del area se tiene en cuenta la siguiente ecuación que esta especificada para este caso;

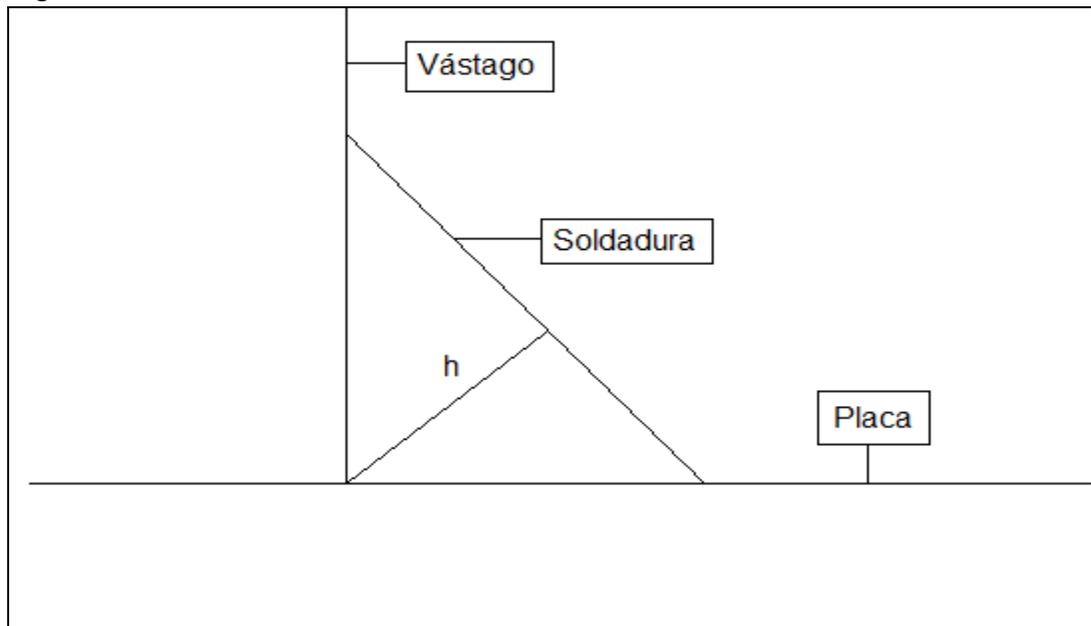
$$A = 1,414\pi h r$$

Donde;

h = Distancia desde la unión de las piezas hasta la superficie de la soldadura (ver figura 27)

r = Radio del vástago

Figura 27. Medida h de la soldadura



Fuente: Elaboración propia

Debido a que el valor de h depende del criterio del diseñador según el libro de Shigley en este caso se decidió tomar h de 10mm para ver si este valor da un factor de seguridad óptimo para este caso;

$$A = 1,414 \pi (0,01 \text{ m})(0,015 \text{ m}) = 6,66 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Con los dos valores encontrados se puede hallar el esfuerzo cortante;

$$\sigma = \frac{16879,75 \text{ N}}{6,66 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 42,22 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta que el esfuerzo permisible es el treinta por ciento del esfuerzo de fluencia dado de la siguiente manera;

$$\sigma_{\text{permisible}} = 0,3 * 393 \text{ Mpa} = 117,9 \text{ Mpa}$$

Teniendo el esfuerzo de fluencia y el esfuerzo cortante se puede hallar el factor de seguridad con la siguiente ecuación;

$$F.S = \frac{\sigma_{\text{permisible}}}{\sigma_{\text{cortante}}} = \frac{117,9 \text{ MPa}}{42,22 \text{ MPa}} = 2.79$$

Con este factor de seguridad se puede asegurar que la soldadura anteriormente diseñada va a resistir el uso a la cual va a estar sometida en los ensayos.

La unión entre el péndulo se realiza por medio de dos tornillos los cuales se calculan de la misma manera que los tornillos de los yunques, la fuerza que se utiliza es la fuerza cortante producida por el impacto la cual tiene un valor de 16.879,75 N y por la geometría de la pieza se escogió un tornillo M10 * 1,5 con un área de 58 mm², quedando la ecuación del esfuerzo de la siguiente manera;

$$\sigma = \frac{16.879,75 \text{ N}}{58 \text{ mm}^2} = 291 \text{ MPa}$$

Para este caso da un tornillo de grado 5.8 con un factor de resistencia de 380 MPa para que pueda resistir el esfuerzo de 291 MPa.

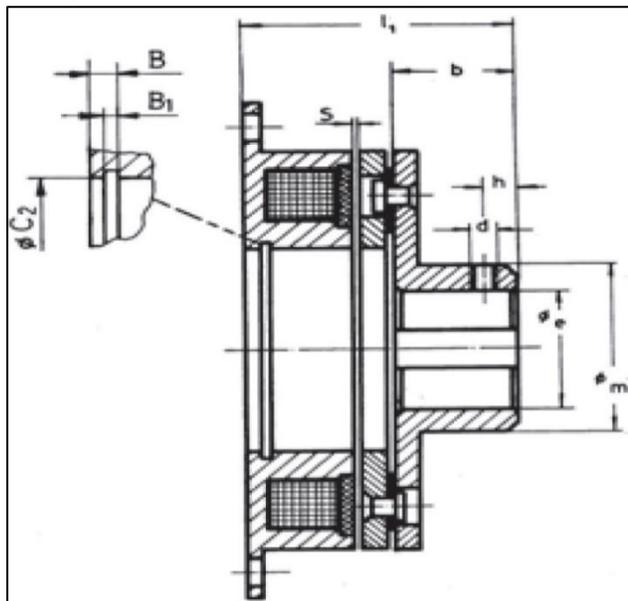
4.4 SUBSISTEMA FRENO

El sistema de freno se calcula teniendo en cuenta la máxima velocidad que alcanza el péndulo la cual es de 5,06 m/s mencionada anteriormente, debido a que si hay alguna parada de emergencia el freno debe ser capaz de detener el péndulo en cualquier punto de la prueba.

Por esto es necesario que el freno resista todo el torque que puede ejercer el péndulo al momento de estar realizando la prueba que es de 232,5 Nm el cual es el mismo torque que le ejerce el pendulo al eje, ver figura 28, además como se mencionó en el capítulo anterior debe tener la condición de ser electromagnético ya que cumple con todos los requerimientos que necesita la maquina, por eso que se escogió el catálogo de GOIZPER ya que se puede encontrar este tipo de freno.

Como el caso de aplicación de este freno no va a ser de una maquinaria pesada y además el freno no se utilizará constantemente se recomienda que el freno sea mono disco ya que cumple con las condiciones anteriores, como se puede observar en la imagen 12 que corresponde a un freno electromagnético mono disco serie 4.63 e imagen 13, donde se puede observar todos los datos relacionados con este, como el torque máximo, el voltaje, la velocidad máxima y las cotas, para mayor información ver anexo B.

Imagen 12. Freno electromagnético



Fuente: EIDE nil-uni3n acoplamiento el3stico Cat3logo en l3nea, www.eide.net consultado en 8 de Agosto del 2018

Imagen 13. Características freno electromagnético

SIZE		94	95	01	02	04	08	16	32	
Torque	Nm	2	7,5	15	30	60	120	240	480	
Voltage	V	24*								
Power	W	8	10	22	27	36	38	52	60	
Weight 4.62	kg	0,16	0,30	0,5	1	1,70	3,80	6	11	
Weight 4.63 - 4.64		0,18	0,40	0,70	1,30	2,20	4	7,5	12,5	
Speed max.	min ⁻¹	8.000	7.000	6.000	5.000	4.000	3.000	2.500	2.000	
J	Kg cm ²	Arm. - 4.62	0,08	0,5	1,4	5	18	55	150	380
		Arm. - 4.63 - 4.64	0,15	0,8	2,4	9	28	80	280	700
B		-	3,5	4,25	5	5,5	6	7	8	
B ₁		-	1,6	1,85	2,15	2,15	2,65	3,15	4,15	
Ø C ¹⁸		18	35	42	52	62	80	100	125	
Ø C ₂		-	37	44,5	55	65	82,1	103,5	129	
Ø E		52	72	90	112	138	175	215	270	
Ø F ¹⁹		62	83	100	125	150	190	230	290	
l		3,8	3,8	4,5	5,9	6,8	8,3	10,5	12	
Ø K		7	7	7	10	10	14	17	20	
L ₁		21	22	24,7	28,1	31,1	34,6	41	47,5	
Ø M		2x4,1	3x4,1	3x4,1	3x5,2	3x6,2	3x8,2	3x10,2	4x12,2	
Ø N		8	8,5	8,5	10,5	12	15,5	18,5	22	
Ø P		29	46	60	76	95	120	158	210	
Q		2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	
Ø R		3x4,3	4x4,5	4x5,5	4x6,5	4x6,5	4x8,5	4x8,5	4x10,5	
S		0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5	
Ø T		42	63	80	100	125	160	200	250	
V		17	18	20	22	24	26	30	35	
Z		1,8	1,8	1,8	2	2	3	4	5	
b		12	15	20	25	30	38	48	55	
Ø d		M4	M4	M5	M5	M6	M8	M8	M10	
Ø e min.		8	10	10	11	14	19	25	21	
Ø e max.		10	15	20	30	35	50	65	80	
h		5	5	6	6	10	10	15	20	
l ₁		33	37	44,7	53,1	61,1	72,6	89	102,5	
Ø m		18,5	27	38	42	52	65	83	105	
n		24	25,5	28,7	33,1	37,1	41,6	50	58,5	

Fuente: EIDE nil-uni3n acoplamiento el1sticas, Cat1logo en l3nea www.eide.net consultado en 8 de Agosto del 2018

4.5 SUBSISTEMA DE POSICIONAMIENTO Y EMBRAGUE

Este subsistema es el encargado de posicionar el p3ndulo en el 1ngulo correcto, para realizar esta funci3n hay que tener en cuenta dos aspectos: el primero hace referencia al tipo de motor que debe seleccionarse para mover el p3ndulo, y el segundo aspecto hace referencia a un sistema de embrague que debe tener este subsistema debido a que si se deja conectado el motor todo el tiempo al sistema del p3ndulo consumir1 parte de la energ3a al momento de realizar el ensayo.

Este subsistema tiene que estar sincronizado con el sistema de control debido a que el motor debe ser controlado autom1ticamente, entre los aspectos m1s importantes est1n el 1ngulo con el que se inicia el ensayo el cual tiene un sensor

que indica el ángulo del péndulo, para que cuando este llegue al ángulo requerido envíe una señal la cual haga que el motor se detenga y al mismo tiempo se active el sistema de freno para que el péndulo quede en el lugar exacto.

Para poder hacer la selección del motor que requiere esta aplicación es necesario averiguar la potencia²⁹ solicitada para elevar al péndulo a la inclinación requerida, con la siguiente ecuación se encuentra la potencia;

$$P = \omega T$$

Donde;

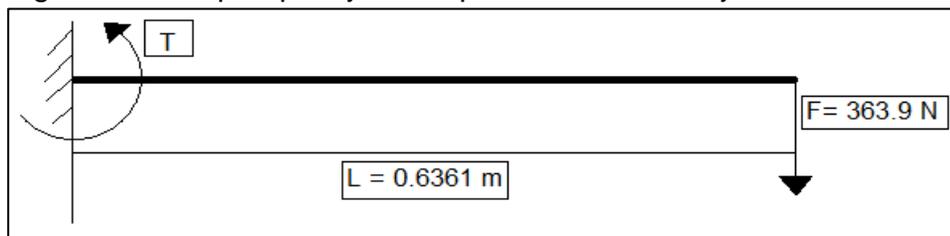
P = Potencia

ω = Velocidad angular

T = Torque

Para hallar el torque es necesario saber el centro de masa y la fuerza que produce el martillo sobre el péndulo, obteniendo del software Solid Edge el centro de masa, se puede encontrar el torque de la siguiente manera que se muestra figura 28;

Figura 28. Torque que ejerce el péndulo sobre el eje



Fuente: Elaboración propia

$$T = L * F$$

Donde;

L = longitud

F = fuerza ejercida por el martillo

$$T = 0,6361m * 363,9N = 232,5Nm$$

Teniendo el torque solo queda definir la velocidad angular que se da como la variación de un ángulo sobre la variación del tiempo, el tiempo que se tomo como base para que el péndulo se reposicionara es de 7 segundos y el ángulo es de 0 a 150° quedando la ecuación de la siguiente manera, este dato del tiempo es un aproximado que tiene las maquinas automaticas encontradas en el mercado;

²⁹ NORTON, Robert. Op. Cit, p 415.

$$\omega = \frac{\Delta\phi}{\Delta t}$$

$$\omega = \frac{(2,61 - 0)rad}{(7 - 0)s} = 0,37 \frac{rad}{s} * \frac{9,54 Rpm}{1 \frac{rad}{s}} = 3,57 Rpm$$

Con los dos valores anteriores se puede encontrar la potencia;

$$P = 0,37 \frac{rad}{s} * (232,5Nm) = 86,97w = 0,086Kw$$

Para asegurar que el motor cumpla con su función de manera correcta se le aumenta un treinta por ciento a la potencia del motor quedando de la siguiente manera;

$$0,086 Kw * 1,3 = 0.11 Kw$$

Con la potencia anterior y las Rpm es posible dirigirse a un catálogo, en este caso de la empresa A.G.P. Representaciones S.A.S y su catálogo de moto-reductores, donde el dato de potencia normalizado para este caso se aproxima de 0,11Kw a 0,12 Kw normalizado y las Rpm de 3,57 a 3,6 como se muestra en la imagen 14.

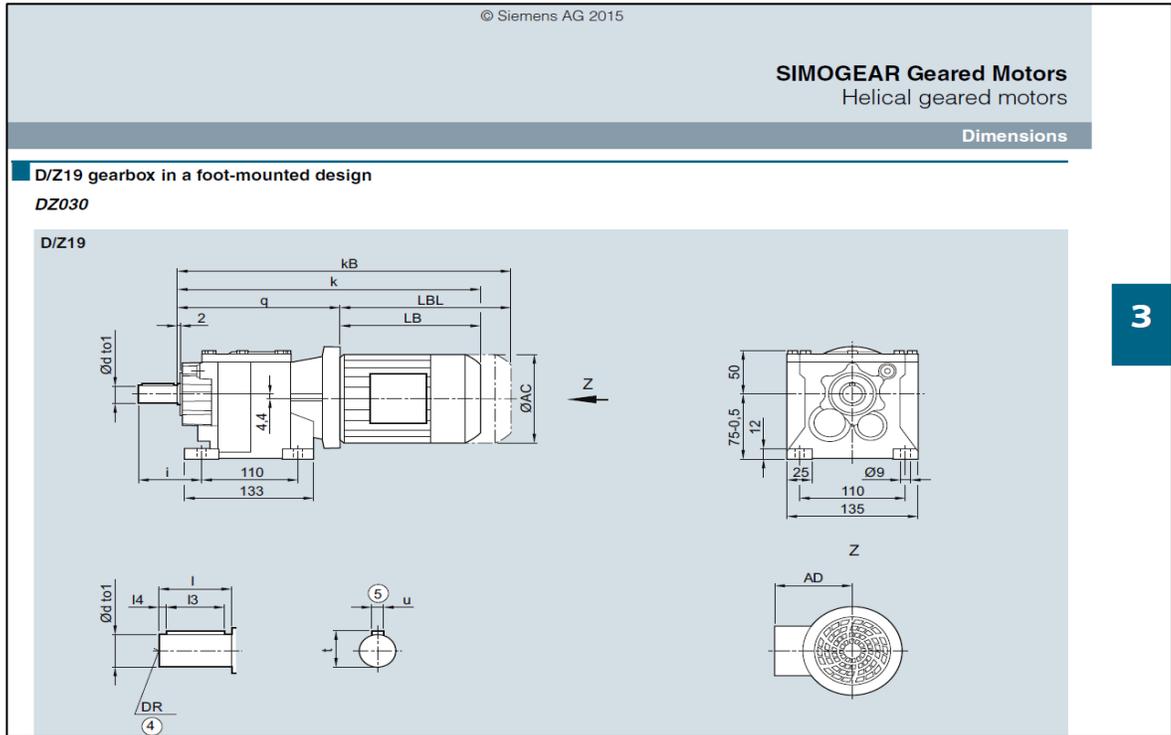
Imagen 14. Selección de moto-reductor

P_{rated} kW	n_2 rpm	T_2 Nm	i -	F_{R2} N	f_B -	m kg	Article No. (Article No. supplement → below)	Order code No. of poles
0.12	D.69-LA63MG6							
	3.0	375	328.49	11 300	1.6	27	2KJ3206 - BE11 - S1	P01
	3.4	335	292.08	11 400	1.8	27	2KJ3206 - BE11 - R1	P01
	3.9	290	256.46	11 400	2.0	27	2KJ3206 - BE11 - Q1	P01
	D.59-LA71MJ8							
	2.1	545	307.02	6 400	0.82	24	2KJ3205 - CF11 - S1	P02
	2.4	485	272.99	7 470	0.93	24	2KJ3205 - CF11 - R1	P02
	2.7	425	239.70	7 700	1.1	24	2KJ3205 - CF11 - Q1	P02
	D.59-LA63MG6							
	3.3	350	307.02	7 820	1.3	22	2KJ3205 - BE11 - S1	P01
	3.7	310	272.99	7 890	1.4	22	2KJ3205 - BE11 - R1	P01
	4.2	275	239.70	7 950	1.6	22	2KJ3205 - BE11 - Q1	P01
	D.59-LA63ME4							
	4.4	260	307.02	7 970	1.7	22	2KJ3205 - BC11 - S1	
	4.9	230	272.99	8 020	1.9	22	2KJ3205 - BC11 - R1	
	D.49-LA71MJ8							
	2.9	390	219.30	4 010	0.82	22	2KJ3204 - CF11 - Q1	P02
	D.49-LA63MG6							
	3.6	320	280.89	5 780	0.99	20	2KJ3204 - BE11 - S1	P01
	4.0	285	249.76	5 970	1.1	20	2KJ3204 - BE11 - R1	P01
	4.6	250	219.30	6 040	1.3	20	2KJ3204 - BE11 - Q1	P01

Fuente: A.G.P. Representaciones S.A.S, Catálogo en línea www.agp.com.co consultado en 8 de Agosto del 2018

Con la información técnica del motor se puede ver el catálogo donde se puede observar todas las cotas relacionadas con el motor como se muestra en las imágenes a continuación;

Imagen 15. Dimensiones moto-reductor



Fuente: A.G.P. Representaciones S.A.S, Catalogo en línea www.agp.com.co consultado en 8 de Agosto del 2018

Imagen 16. Cotas moto-reductor

Shaft	d	to1	l	l3	l4	t	u	i	DR
	16	k6	28	22	3	18.0	5	46	M5
	16	k6	40	32	4	18.0	5	58	M8
	20	k6	40	32	4	22.5	6	58	M6x16
Motor	LA 63M		71M		LE 80M			80ZM	
q	159.5		167.5		168.0			168.0	
AC	117.8		138.8		156.3			156.3	
AD ¹⁾	124.0		134.0		149.2			149.2	
k	320.0		352.0		408.0			443.0	
kB	364.5		407.0		468.0			503.0	
LB	160.5		184.5		240.0			275.0	
LBL	205.0		239.5		300.0			335.0	

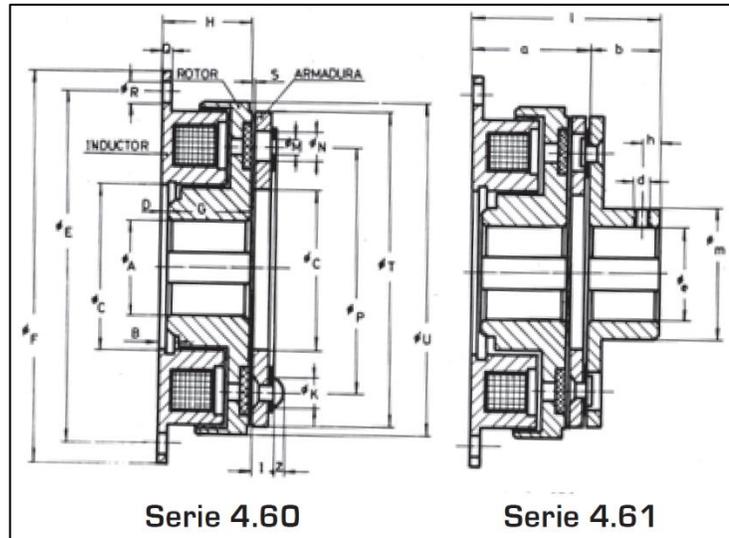
④ DIN 332
 ⑤ Feather key/keyway DIN 6885
 1) AD depends on the motor options, for other dimensions, see page 8/42.

Siemens MD 50.1 · 2015 **377**

Fuente: A.G.P. Representaciones S.A.S, Catalogo en línea www.agp.com.co consultado en 8 de Agosto del 2018

Como se mencionó anteriormente también es necesario seleccionar un embrague que desacople este subsistema para que no consuma energía cuando se realice el ensayo, para hacer esta función también es necesario tener en cuenta el torque al que se va a realizar el reposicionamiento del péndulo, en este caso la mejor opción es un embrague electromagnético de la empresa GOIZPER con las siguientes características mostradas en su catálogo;

Imagen 17. Catálogo del embrague



Fuente: EIDE nil-uni3n acoplamiento el3sticos, Cat3logo en l3nea www.eide.net consultado en 20 de Agosto del 2018

Para este caso en particular es mejor seleccionar la serie 4.61 ya que da m3s rango de valores a la hora de escoger los di3metros de los ejes de transmisi3n, las medidas de este embrague se pueden observar en la Imagen 18, para verlo de manera m3s clara dir3jase al anexo B donde est3 el cat3logo del freno y el embrague.

Imagen 18. Dimensiones embrague

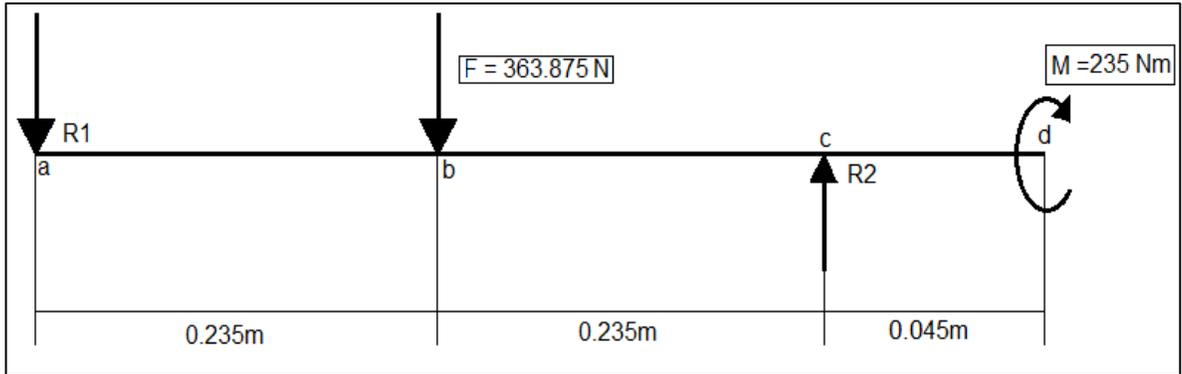
SIZE		94	95	01	02	04	08	16	32	
Torque	Nm	2	7,5	15	30	60	120	240	480	
Voltage	V	24*								
Power	W	10	13	27	27	36	51	72	82	
Weight 4.60	Kg	0,20	0,50	0,85	1,5	2,8	5	9,5	17,5	
Weight 4.61		0,30	0,60	1,20	2	3,6	6	11	19,5	
Speed max.	min ⁻¹	8.000	7.000	6.000	5.000	4.000	3.000	3.000	2.000	
Rotor	Kg cm ²	0,20	0,75	2	7	23	65	197	475	
J Arm. - 4.60		0,08	0,5	1,4	5	18	55	150	380	
Arm. - 4.61		0,15	0,8	2,4	9	28	80	280	700	
Ø A ¹⁷ min.		9	10	15	15	15	21	21	25	
Ø A ¹⁷ max.		10	15	25	30	40	50	70	80	
B		-	3,5	4,25	5	5,5	6	7	8	
Ø C ¹⁸		18	35	42	52	62	80	100	125	
D		2,5	2	2,5	3	3,5	3,5	4	4	
Ø E		52	72	90	112	138	175	215	270	
Ø F ⁹		62	83	100	125	150	190	230	290	
G		20	22	24	27	30	34	40	47	
H		22,5	24	26,5	30	33,5	37,5	44	51	
I		3,8	3,8	4,5	5,9	6,8	8,5	10,5	12	
Ø K		7	7	7	9,5	11	14	17	20	
Ø M		2x4,1	3x4,1	3x4,1	3x5,2	3x6,2	3x8,2	3x 10,2	4x12,2	
Ø N		8	8,5	8,5	10,5	12	15,5	18	22	
Ø P		29	46	60	76	95	120	158	210	
Q		2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	
Ø R		3x4,3	4x4,5	4x5,5	4x6,5	4x6,5	4x8,5	4x8,5	4x10,5	
S		0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5	
Ø T		42	63	80	100	125	160	200	250	
Ø U		45	67	85	107	135	171	215	266	
Z		1,8	1,8	1,8	2	2	3	4	5	
a		26,5	28	31,2	36,1	40,6	46,3	55	63,5	
b		12	15	20	25	30	38	48	55	
Ø d		M4	M4	M5	M5	M6	M8	M8	M10	
Ø e min.		8	10	10	11	14	19	25	21	
Ø e max.		10	15	20	30	35	50	65	80	
h		3	5	6	6	10	10	15	20	
i		38,5	43	51,2	61,1	70,6	84,3	103	118,5	
Ø m		17	27	38	42	52	65	83	105	

Fuente: EIDE nil-uni3n acoplamientos el1sticos, Catalogo lnea www.eide.net consultado en 20 de Agosto del 2018

4.6 EJE DE ROTACI3N DEL P1NDULO Y RODAMIENTOS

Este es uno de los sistemas m1s cr1ticos debido a que en 1l van conectados los tres subsistemas anteriores los cuales son el de freno, p1ndulo y posicionamiento, para comenzar con el dise1o del eje se realiza un diagrama de cuerpo libre donde est1n las reacciones en los apoyos del eje, la fuerza que le ejerce el p1ndulo y el torque que le hace el motor.

Figura 29. DCL eje



Fuente: Elaboración propia

Con el diagrama anterior es posible encontrar las reacciones en los apoyos de la siguiente manera;

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-R_1 - F + R_2 = 0$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_a = 0$$

$$-F(0,235m) + R_2(0,47m) - M = 0$$

$$R_2 = \frac{F(0,235m) + M}{0,47m}$$

$$R_2 = \frac{363,9N(0,235m) + 235Nm}{0,47m} = 681,9 N$$

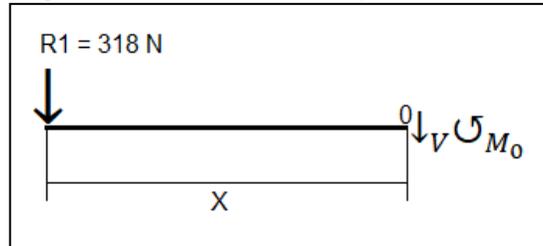
$$R_1 = R_2 - F$$

$$R_1 = 681,9N - 363,9N = 318N$$

Teniendo las reacciones en los apoyos se procede a hacer los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el eje quedando como se muestra en la figura 29, dividiéndola en tres secciones como se muestra en las siguientes ecuaciones;

Sección a-b;

Figura 30. Sección a-b eje



Fuente: Elaboración propia

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-R1 - V = 0$$

$$V = -R1 = 318N$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_0 = 0$$

$$M_0 + R1X = 0$$

$$M_0 = -R1X = -318X$$

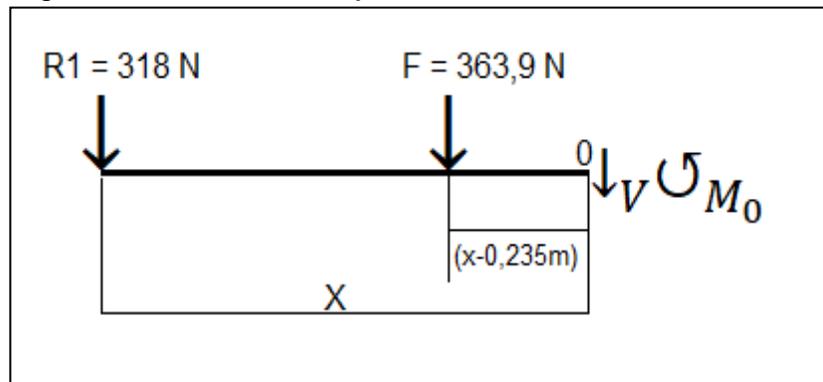
Como X esta entre: $0 \leq X \leq 0,235m$

$$(1)M_0 = 0$$

$$(2)M_0 = -74,73Nm$$

Sección b-c;

Figura 31. Sección b-c eje



Fuente: Elaboración propia

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-R_1 - F - V = 0$$

$$V = -R_1 - F = -318N - 363,9N = -681,9N$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_0 = 0$$

$$M_0 + F(x - 0,235m) + R_1x = 0$$

$$M_0 + Fx - F0,235m + R_1x = 0$$

$$M_0 = -Fx - R_1x + F0,235m$$

$$M_0 = (-363,9N * x) - (318N * x) + 85,5Nm$$

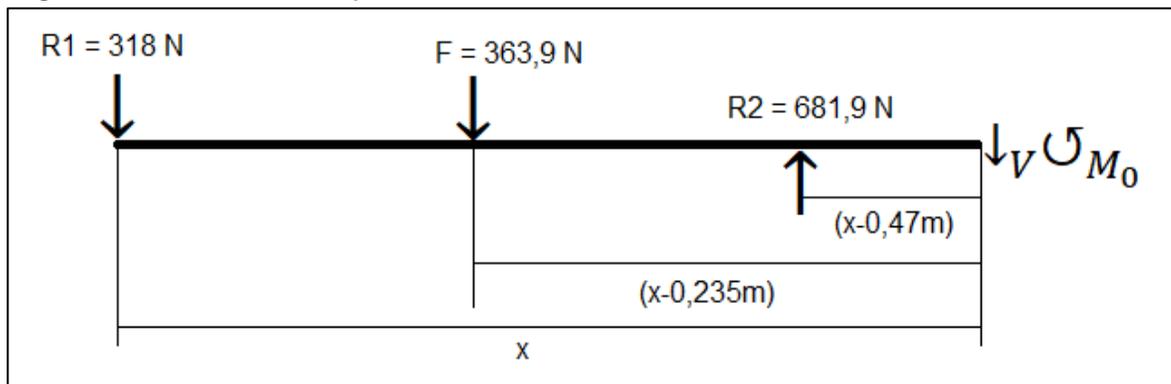
$$\text{Como } X \text{ esta entre: } 0,235m \leq X \leq 0,47m$$

$$(1)M_0 = -74,73Nm$$

$$(2)M_0 = -235Nm$$

Sección c-d;

Figura 32. Sección c-d eje



Fuente: Elaboración propia

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-R_1 - F + R_2 - V = 0$$

$$V = -R_1 - F + R_2$$

$$V = -318N - 363,9N + 681,9N = 0$$

$$\sum \mathcal{U} + \sum M_0 = 0$$

$$M_0 + R_1x + F(x - 0,235m) - R_2(x - 0,47m) = 0$$

$$M_0 = -R_1x - F(x - 0,235m) + R_2(x - 0,47m)$$

$$M_0 = -R_1x - Fx + F0,235M + R_2x - R_2(0,47m)$$

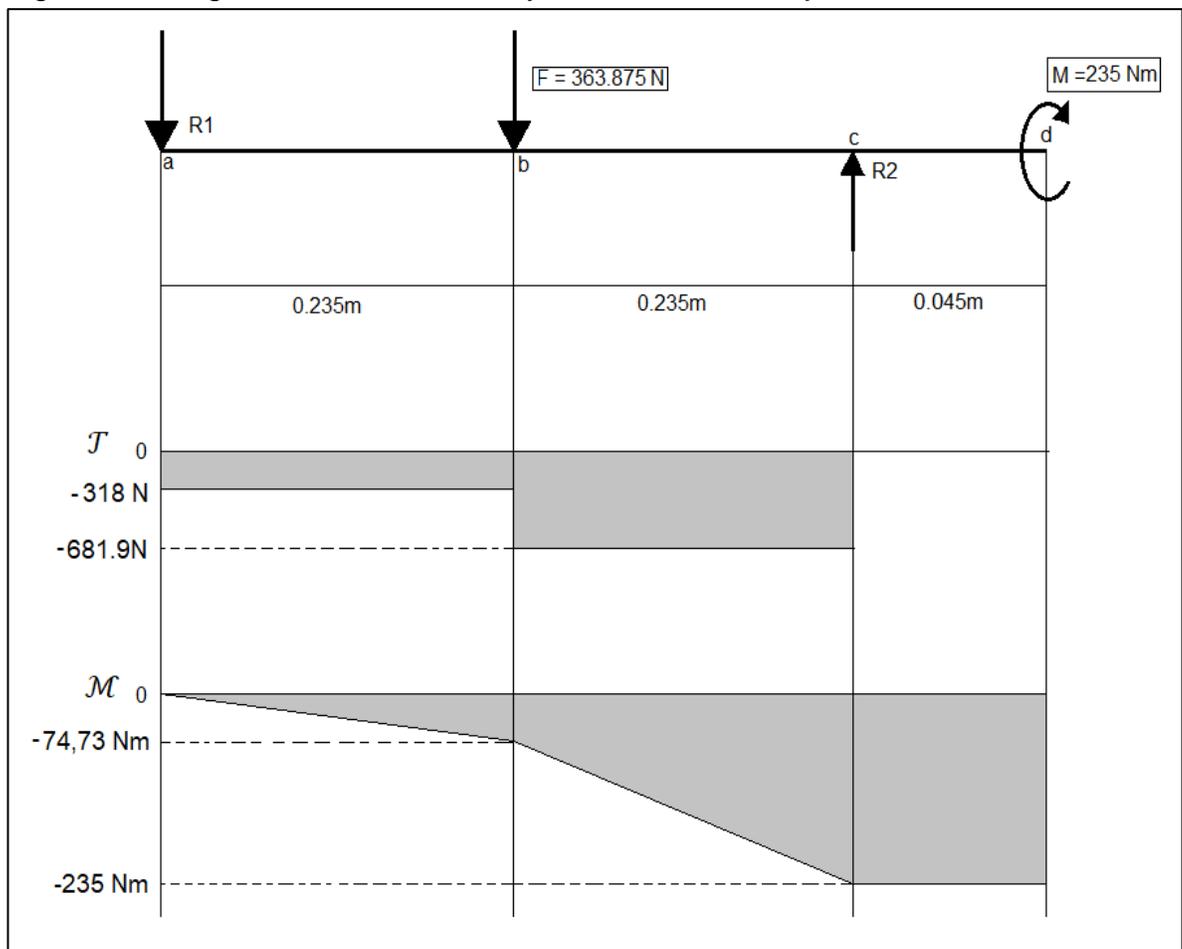
$$M_0 = (-R_1 - F - R_2)x + F0,235m - R_2(0,47m)$$

$$M_0 = (-318N - 363,9N + 681,9N)x + 85,5Nm - 320,5Nm$$

$$M_0 = (-318N - 363,9N + 681,9N)x - 235Nm$$

$$M_0 = -235Nm$$

Figura 33. Diagrama fuerza cortante y momento flector eje



Fuente: Elaboración propia

Hallando el esfuerzo cortante y el momento flector máximos se aplicó la teoría del círculo de Mohr³⁰ para encontrar el factor de seguridad que tiene el eje, teniendo en cuenta que el diámetro mínimo que puede tener el eje es de 25 milímetros debido a que ese diámetro es el mínimo que requiere el embrague para acoplarlo, teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones;

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I}, \sigma_y = 0, \tau_{xy} = \frac{\tau c}{J}$$

Donde;

M = Momento flector máximo

c = Distancia entre el centro del eje al punto más alejado

I = Momento de inercia

τ = Esfuerzo cortante máximo

J = Momento polar de inercia

$$I = \frac{1}{4} * \pi * r^4, J = \frac{1}{2} * \pi * r^4$$

Donde;

r = Radio del eje

De esta manera se encuentran el momento de inercia y el momento polar de inercia teniendo en cuenta la información anterior del diámetro del eje con 25 mm de diámetro quedando de esta manera;

$$I = \frac{1}{4} * \pi * 0,0125m^4 = 1,91 * 10^{-8}m^4$$

$$J = \frac{1}{2} * \pi * 0,0125m^4 = 3,83 * 10^{-8}m^4$$

A continuación se desarrollan los cálculos de σ_x y τ_{xy} ;

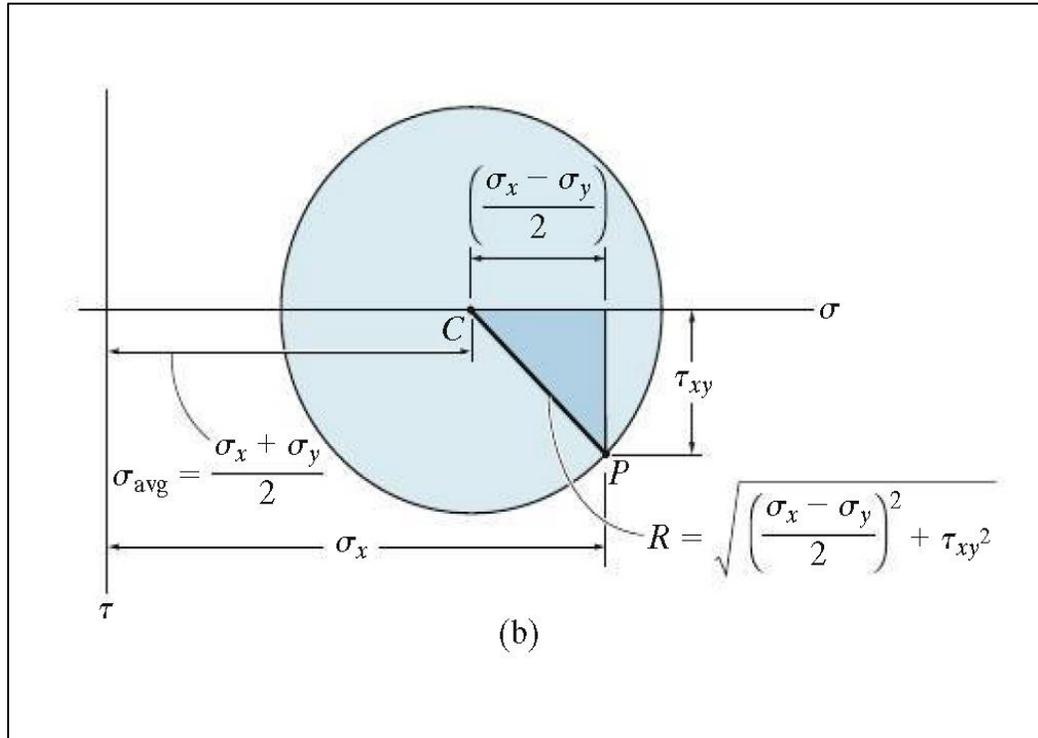
$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} = \frac{235Nm * 0.0125m}{1,91 * 10^{-8}m^4} = 153,79Mpa$$

$$\tau_{xy} = \frac{\tau c}{J} = \frac{681,9N * 0.0125m}{3,83 * 10^{-8}m^4} = 222,26Mpa$$

³⁰ HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 465.

Para el siguiente paso se procedió a utilizar el círculo de Mohr para hallar el centro y radio con las siguientes ecuaciones para saber cuál es el factor de seguridad del eje;

Figura 34. Círculo de Mohr



Fuente: HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 465.

$$C = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

$$C = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{153,79Mpa}{2} = 76,9Mpa$$

$$r = \sqrt{C^2 * \tau_{xy}^2}$$

$$r = \sqrt{(76,9Mpa)^2 * (222,26Mpa)^2} = 235,2Mpa$$

Teniendo en el centro del círculo se puede hallar el esfuerzo 1 y 3 para encontrar el factor de seguridad;

$$\sigma_1 = C + r = 76,9Mpa + 235,2Mpa = 312,1 Mpa$$

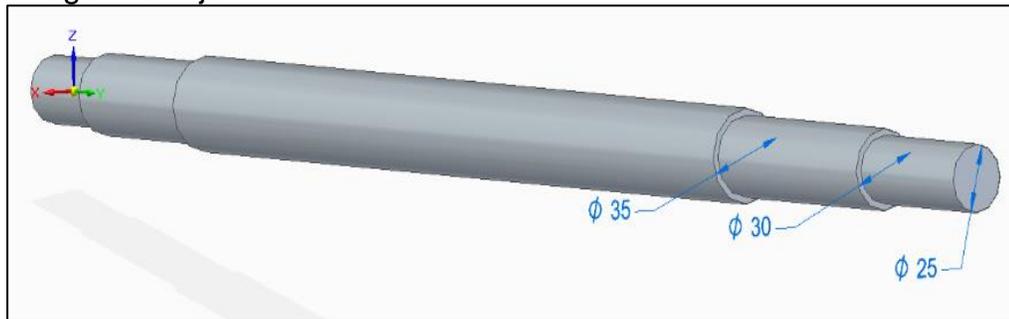
$$\sigma_3 = C - r = 76,9Mpa - 235,2Mpa = 158,3 Mpa$$

Teniendo como resultado el factor de seguridad de la siguiente manera con un acero AISI 1040 y un S_y de 380Mpa;

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_3} = \frac{380Mpa}{312,1Mpa - 158,3Mpa} = 2,47$$

Con los calculos anteriores se asegura que el eje esta diseñado para funcionar correctamente con todas las condiciones de diseño que se mostro anteriormente, lo anterior se puede observar en la imagen 19.

Imagen 19. Eje

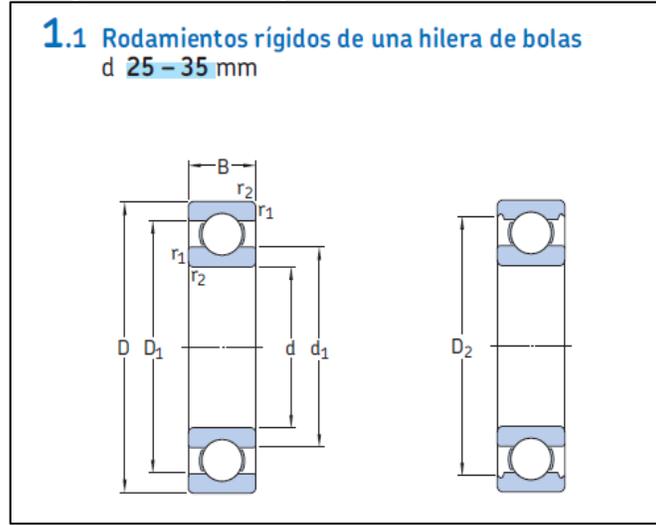


Fuente: Elaboración propia

Este subsistema estará apoyado sobre dos rodamientos los cuales tienen que cumplir los siguientes requerimientos;

El primero es que tenga una capacidad de carga estática mayor a 681,9 N, el siguiente requerimiento es que el rodamiento tiene que consumir la menor energía para que no afecte la calidad de los resultados que esta entrega y el último requerimiento es que tiene que tener un diámetro interno de 30 mm de acuerdo con el diseño anterior del eje, con estos datos se busca en el catálogo de SKF y se obtuvo lo siguiente;

Imagen 20. Catalogo rodamiento cotas



Fuente: SKF Catalogo en línea, <http://www.skf.com/co> consultado en 10 de Octubre del 2018

El rodamiento seleccionado se puede ver en la imagen 21 en la cual se pueden observar el rodamiento específico para este caso; designación: 16006.

Imagen 21. Selección rodamientos

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
28	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405
	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
	30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025
47		9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,040	61906
55		9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 16006
55		13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
62		16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
62		16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
72		19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
72		19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
90		23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406

Fuente: SKF Catalogo en línea, <http://www.skf.com/co> consultado en 10 de Octubre del 2018

4.7 SUBSISTEMA ESTRUCTURA

Para la estructura se usa fundición nodular gris tipo 20 debido a que este tipo de materiales absorben mejor las vibraciones producto del impacto del péndulo con la pieza, además de disminuir las deformaciones plásticas que se puedan generar en la máquina producto de los esfuerzos, manteniendo las relaciones y dimensiones geométricas requeridas para que las condiciones de la prueba sean óptimas.

Las propiedades y características de este material se expresan en la tabla 8 mostrada a continuación;

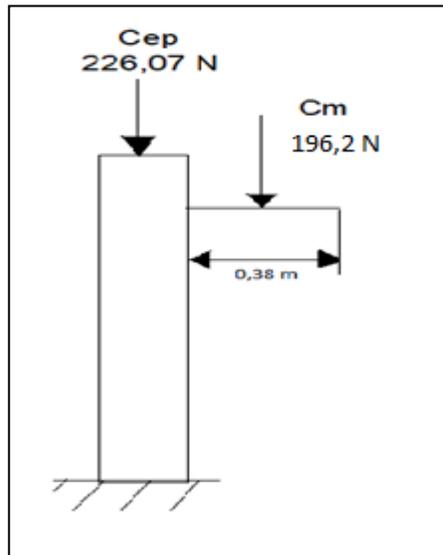
Tabla 8. Propiedades del material de la estructura

Fundición nodular gris tipo 20		
Propiedad	valor	unidad
Densidad	7150	kg/m ³
módulo de elasticidad	66	Gpa
límite de fluencia	69	Mpa
esfuerzo de ruptura	179,89	MPa

Fuente: elaboración propia, adaptado de matweb en línea www.matweb.com

La estructura de la máquina deberá soportar el peso generado por el motor que es de 20 Kg según se especifica en el catalogo, además del peso generado en el apoyo por los elementos que comprenden el péndulo y por último el peso generado por el propio eje que es de 226,07 N, sin embargo, estas últimas cargas son distribuidas de manera igual entre los dos elementos que comprenden la estructura, a continuación se realiza el diagrama en el cual se evidencian las cargas que estarán presentes en la estructura y a partir de las cuales se diseñara la misma;

Figura 35. Diagrama estructura



Fuente: Elaboración propia

Para el diseño se establece una estructura, por medio del software Solid Edge se determina el radio de giro mínimo de la misma luego de definir las propiedades del material con el cual se trabaja. Para este caso el software especifica que el radio de giro mínimo de la geometría de la estructura es de $0,073\text{ m}$ y además por los requerimientos de ensamble de la máquina la longitud óptima de la estructura es de $0,93\text{ m}$.

Para determinar la resistencia máxima que puede soportar la estructura se usa el método de diseño de elementos de compresión³¹ que establece un valor de criterio para determinar si se está diseñando una columna corta o una larga y conforme a esto utilizar las ecuaciones de diseño determinadas para cada uno de los casos. Para determinar este factor se usa la siguiente ecuación;

$$\lambda = \frac{K \cdot L}{\pi \cdot r} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

Donde;

K = factor de longitud efectiva

L = Longitud

r = Radio de giro mínimo

σ_y = Limite de fluencia

E = Modulo de elasticidad

³¹ HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 707.

Para este caso por la aplicación de la carga el factor de longitud efectiva se determina en 0,5 y con los demás valores de los datos establecidos anteriormente de la siguiente manera;

$$\lambda = \frac{0,5 * 0,93 \text{m}}{\pi * 0,073 \text{m}} \sqrt{\frac{69 \text{MPa}}{66 \text{GPa}}}$$

Se establece que el valor de λ para este caso es de 0,033 entonces de acuerdo a la teoría de diseño se considera que la columna es “corta” cuando el factor es menor a 1,5 por lo cual se debe aplicar la ecuación para este caso que es la que se muestra a continuación;

$$\vartheta_{crit} = 0,658^{\lambda^2} * \vartheta_y$$

Donde;

ϑ_{crit} = Esfuerzo crítico

ϑ_y = Esfuerzo de fluencia

Reemplazando los valores en esta ecuación se encuentra el esfuerzo crítico de la siguiente manera;

$$\vartheta_{crit} = 0,658^{0,033^2} * 69 \text{MPa} = 68,96 \text{MPa}$$

El esfuerzo critico encontrado en de 68,96 MPa debido a las dimensiones de la estructura escogida.

Para encontrar la carga la cual estará sometida la estructura se realizó a través de las ecuaciones expuestas por el autor Hibbeler para el diseño de una columna sometida a compresión pero que además posee una carga excéntrica³², para ello se estable una sección transversal de la estructura de acuerdo a las dimensiones mínimas que debe tener la mismas para sostener el motor en la estructura las cuales de acuerdo a las dimensiones del mismo son de 0,25 m de largo por un espesor de 0,06 m el cual es determinado a través de los rodamientos que son seleccionados para la máquina.

³² HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 707.

Con estas dimensiones se establece el área en 0,01 m² y una distancia mínima desde el eje central de la estructura hasta el extremo más alejado de C= 0,03 m.

Con los datos establecidos anteriormente se determina el esfuerzo³³ máximo que se encuentra en la columna de acuerdo a la siguiente ecuación expuesta por el autor para casos de columnas con carga excéntrica;

$$\theta_{max} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{r^2} * \frac{1}{\cos\left(\frac{L}{2r} * \sqrt{\frac{P}{EA}}\right)} \right]$$

Donde;

P= Carga de compresión

A= Área de sección transversal

e= Excentricidad

c= distancia desde el eje hasta el punto más alejado de la sección

r= Radio de giro mínimo de la pieza

L= longitud de la columna

E= módulo de elasticidad

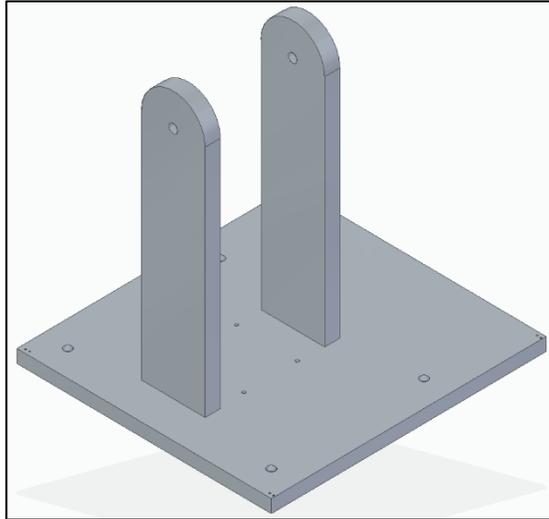
A continuación se reemplazan los valores correspondientes en la ecuación para encontrar el valor de la carga;

$$\theta_{max} = \frac{422,27 N}{0,015 m^2} \left[1 + \frac{0,38m * 0,03 m}{(0,073m)^2} * \frac{1}{\cos\left(\frac{0,93 m}{2 * 0,073m} * \sqrt{\frac{422,27 N}{66.000Mpa * 0,015m^2}}\right)} \right] = 88,53 KPa$$

De acuerdo con estos valores encontrados se establece que el esfuerzo encontrado de 88,53 KPa, es menor a la resistencia del material por ende la estructura resiste la carga que es ejercida por los elementos que comprenden la máquina. En la imagen 22 se muestra la estructura de la máquina diseñada en el software Solid Edge.

³³ HIBBELER, R.C. Op. Cit, p 715.

Imagen 22. Estructura máquina



Fuente: Elaboración propia

A la estructura de la máquina se le debe soldar la base del motor de reposicionamiento la cual es de un material estructural AISI 1020 y para ello se calcula una fuerza efectuada sobre la soldadura³⁴ que en este caso estará sometida a un esfuerzo de flexión, según el autor Mott en el libro de diseño de elementos de máquinas con la ecuación que se muestra a continuación;

$$F = \frac{M}{S_w}$$

Donde;

F= Fuerza sobre la soldadura

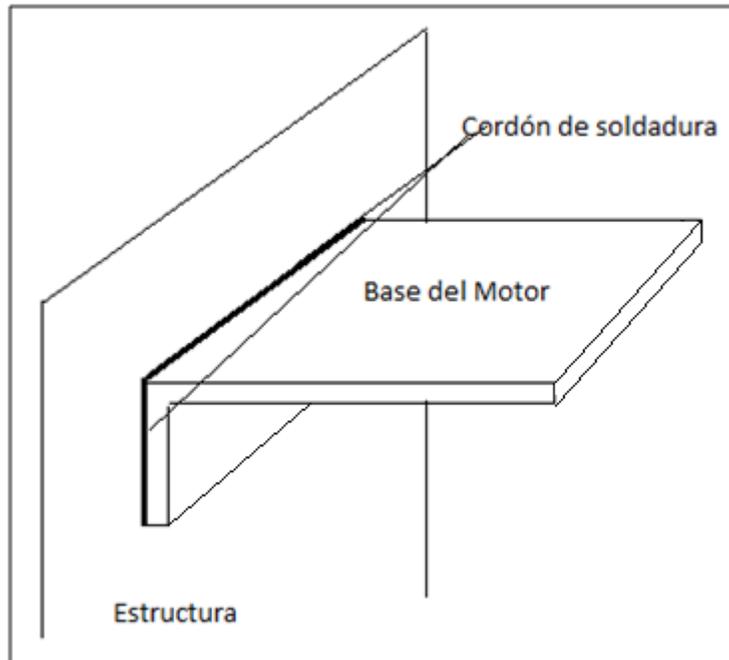
M= Momento Flector

Sw= Factor geométrico

En la figura 36 se muestra la forma en la que se deberá soldar la base a la estructura;

³³: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Traducido por Virgilio Gonzales y Pozo. 4 ed. México, Pearson educación, 2006. 786 p.

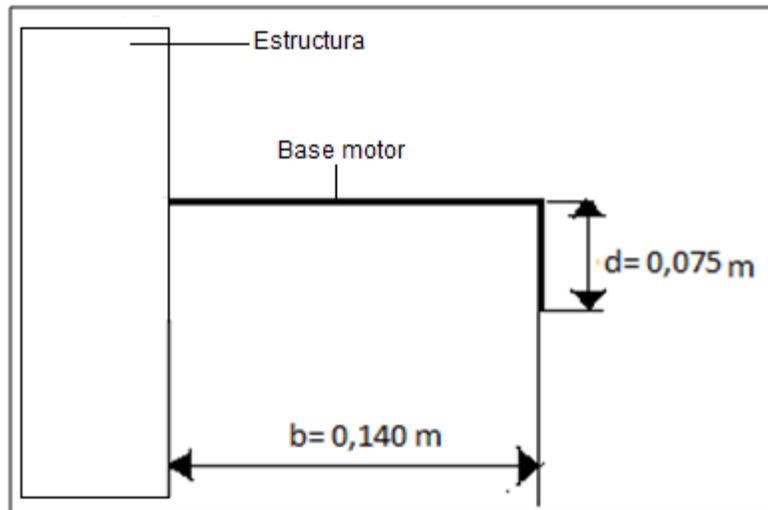
Figura 36. Unión base del motor-estructura



Fuente: Elaboración Propia

Para el cálculo de la soldadura a continuación se relacionan las dimensiones del cordón en la figura 37;

Figura 37. Dimensiones soldadura base del motor



Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo del factor geométrico S_w el autor define el uso de la siguiente ecuación:

$$S_w = \frac{2bd + d^2}{3}$$

Donde;

S_w = Factor geométrico

b = Longitud de la pieza

d = altura de la pestaña

Reemplazando los valores en esta ecuación se obtiene el valor del factor geométrico³⁴ como se muestra a continuación;

$$S_w = \frac{(2*0,140m*0,075m)+(0,075m)^2}{3} = 0,0088 \text{ m}^4$$

El valor del momento producido en el elemento se determina multiplicando la fuerza ejercida en este caso el peso por la distancia a la que esta aplicada tal y como se muestra a continuación;

$$M = F * d = 196,2 \text{ N} * 0,4 \text{ m} = 78,48 \text{ Nm}$$

Con estos valores se halla la fuerza ejercida sobre el cordón de soldadura como se expresó anteriormente;

$$F = \frac{78,48 \text{ Nm}}{0,0088 \text{ m}^4} = 8.918,18 \text{ Pa}$$

La fuerza anteriormente dada de 8.918,18 Pa es menor a la resistencia que tiene el material al cual se le va a aplicar la soldadura.

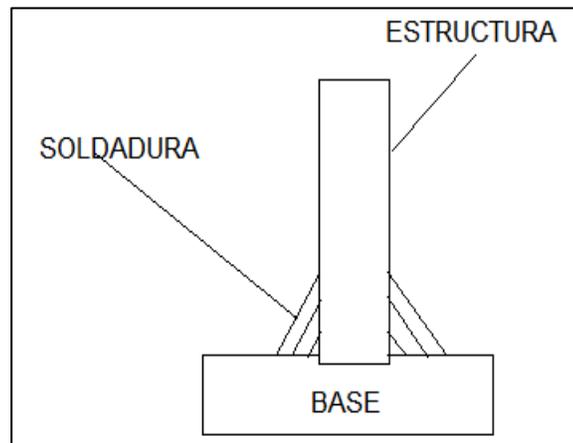
4.8 SUBSISTEMA BASE

Para la base de la máquina será usada una placa en fundición nodular gris tipo 20, esta proporciona la estabilidad de la maquina debido a sus dimensiones y peso, además de ayudar a absorber las vibraciones generadas en el ensayo gracias a el material de construcción de la base.

La estructura calculada anteriormente deberá asegurarse a la base por medio de soldadura para dar estabilidad en la unión de estos dos elementos, el cordón de la misma será completo por uno de los lados uniendo la base con las columnas de la estructura como se muestra en la figura 38 a continuación;

³⁴: MOTT, Robert. Op. Cit. 786 p.

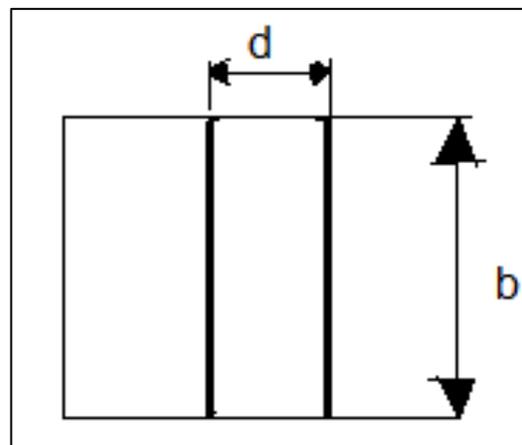
Figura 38. Soldadura estructura-base



Fuente: Elaboración propia

Debido al momento generado por la carga excéntrica, la soldadura³⁵ estará sometida a una carga de flexión, el autor Mott establece el uso de ecuaciones para el cálculo de soldadura que se encuentra a carga de flexión y posee dos cordones de soldadura como los mostrados en la figura 39.

Figura 39. Soldadura vista superior



Fuente: Elaboración propia

En primer lugar se calculó el esfuerzo generado por la fuerza de flexión en la soldadura la cual se encuentra a través de la siguiente ecuación propuesta por el autor;

³⁵: MOTT, Robert. Op. Cit. 786 p.

$$\vartheta = \frac{M}{0,707 * Hc * b * d}$$

Donde;

ϑ = Esfuerzo

Hc= Altura del cateto de soldadura

b= Longitud del cordón

d= Distancia entre los dos cordones

M= Momento

La longitud del cordón es de 0,25 m la cual es la longitud determinada por la longitud de la base, al igual de la distancia³⁶ entre los cordones que es determinada por el espesor de la base que es de 0,06 m y por último se determina una longitud del cateto de soldadura de 0,01 m para el cordón, con estos valores se reemplazan en la ecuación anterior;

$$\vartheta = \frac{37,34 \text{ N m}}{0,707 * 0,010 \text{ m} * 0,25 \text{ m} * 0,06 \text{ m}} = 352,09 \text{ Kpa}$$

El esfuerzo para este caso es de 352,1 Kpa.

Además del esfuerzo de flexión realizado por el momento de la carga excéntrica se presenta un esfuerzo directo de compresión generado por el peso el cual se calcula a través de la siguiente ecuación;

$$\vartheta_c = \frac{Fc}{d * b}$$

Donde;

ϑ_c = Esfuerzo de compresión

Fc= Fuerza de compresión

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene el valor del esfuerzo generado por la compresión;

$$\vartheta_c = \frac{422,27 \text{ N}}{0,25 \text{ m} * 0,06 \text{ m}} = 28,16 \text{ Kpa}$$

El valor encontrado es de 28,16Kpa. Por medio de la siguiente ecuación establecida por el autor se halla el valor del esfuerzo total resultante;

³⁶: MOTT, Robert. Op. Cit. 786 p.

$$Fr = \sqrt{\vartheta^2 + \vartheta c^2}$$

Reemplazando los valores encontrados se obtiene el valor total del esfuerzo;

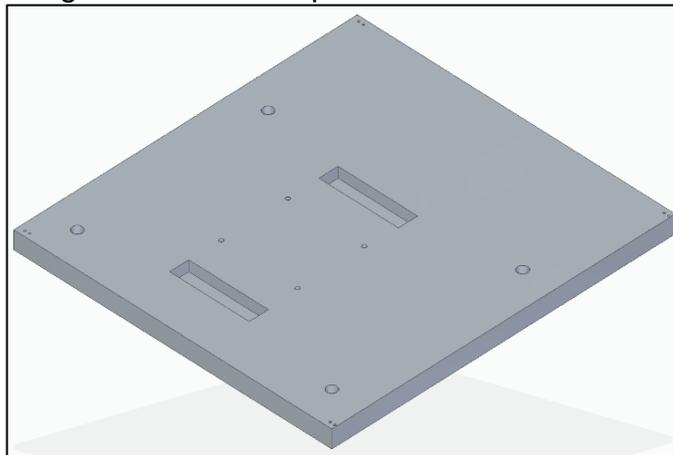
$$Fr = \sqrt{(352,09KPa)^2 + (28,16 kPa)^2} = 353,21 Kpa$$

El valor obtenido es de 353,21 KPa, a continuación, se realiza la selección del electrodo de acuerdo al esfuerzo al que estará sometida la estructura y los materiales de los cuales están compuestos estos elementos, El electrodo seleccionado es de Niquel de 2,5x350 de 70 A y 40 v el cual fue seleccionado de acuerdo a las características las cuales se encuentran en en el anexo D.

De la misma manera a esta base hay que sujetar la jaula de seguridad y los yunques por medio de pernos, en el caso de la jaula de seguridad se realizara por medio de dos pernos de ¼ in de diámetro y con una longitud de 1/2 in con cabeza plana, en cada esquina de la base (para mayor claridad véase la imagen 22).

Los yunques serán sujetos por dos Tornillo M 12 X 1,75 , de la misma manera la maquina será asegurada al suelo con cuatro pernos de 1 in de diámetro y 1 1/2 in de longitud, todos los métodos de sujeción anteriores se pueden observar en la imagen 23.

Imagen 23. Base máquina



Fuente: Elaboración propia

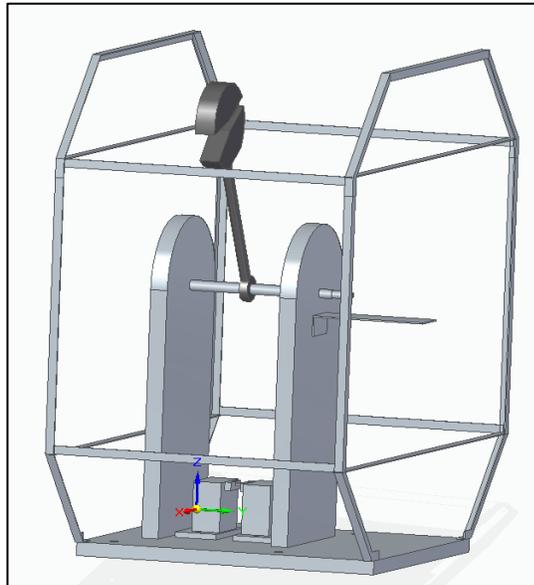
4.9 SUBSISTEMA DE SEGURIDAD

Para este subsistema de la máquina, se usará una jaula de seguridad compuesta por secciones que sostienen paneles de acrílico las cuales posibilitan la observación de la prueba e impiden que el usuario acerque sus manos al péndulo durante la misma. Además de poseer una puerta de seguridad que al abrirse

durante el desarrollo de la prueba interrumpe el circuito de la máquina de acuerdo a la configuración del dispositivo de funcionamiento de la misma y de esta manera activa el freno para realizar el paro de emergencia.

A continuación, se muestra la imagen de la jaula de seguridad junto con la máquina.

Imagen 24. Jaula de seguridad



Fuente: Elaboración propia

4.10 SUBSISTEMA DE CONTROL

Para el subsistema de control es necesario tener en cuenta que el principal parámetro de medición que la máquina debe realizar es el ángulo máximo final que logra alcanzar el péndulo una vez ha realizado el impacto con la probeta, esto con el fin de realizar la medición de la cantidad de energía absorbida por la misma. Este ángulo final es medido a partir de la posición inicial de 150° conforme se especificó en el capítulo de diseño.

Para este caso la máquina debe cumplir el requisito de automatización para el laboratorio de la universidad y a su vez debe garantizar que los resultados obtenidos en cada prueba sean los mismos, para ello se debe usar un sensor que permita medir este ángulo de acuerdo a la rotación que presente el eje una vez realizada la prueba.

Existe un tipo de sensores que ayudan a medir la posición en rotación y son muy usados en la automatización de este tipo de máquinas estos son los módulos codificadores incrementales llamados Encoder que se encargan de detectar la

posición de rotación por medio de una fuente de led, además presentan una alta resolución de incidencia para la medición lo cual para este caso en particular es fundamental debido a que entre más alta resolución tenga el sensor más rango puede tener la máquina en medir probetas desde muy baja resistencias hasta ensayos de la máxima capacidad de la máquina.

Este sensor debe ir acompañado de una pequeña rueda de códigos que debe girar equivalente a la rotación del eje la cual gira entre las ranuras del sensor para que el lente led detecte la posición y de esta manera realizar la medición. Para ello se debe instalar en el eje de rotación de tal manera que gire solidario al péndulo, este dispositivo cuenta con un adaptador para ser instalado en el eje que se puede apreciar en la imagen 25 y se ubicara en el final del eje en el diametro correspondiente para este, además, el dispositivo encoder sera instalado en la tapa del freno para la lectura de la rueda codificadora.

Para ello existen compañías encargadas de comercializar este tipo de sensores una de ellas es la empresa AVAGO TECHNOLOGIES de la cual se selecciona para el sensor la serie HEDS 9000 de esta compañía y además la rueda de codigos de referencia HEDS 5120 opcion K debido a la resolución y características que este presenta. En la imagen 25 se representan estos sensores de forma general como los muestra en el catálogo de la compañía.

Imagen 25. Sensor de medición de ángulo

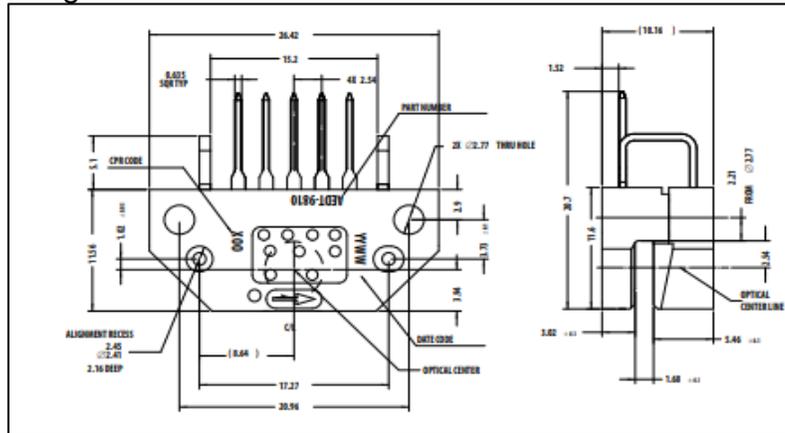


Fuente: AVAGO, technologies, catalogo en línea, co.mouser.com/broadcom, product-line. consultado en 20 de Octubre del 2018

Las dimensiones del sensor vienen dadas de acuerdo con el fabricante y estas dependen de la referencia que ha sido seleccionada para la máquina la cual se estableció de acuerdo con el parámetro de resolución de medición en el cual se tiene en cuenta que entre mayor sea la resolución, la medición será más precisa

para la máquina, el Encoder y rueda codificadora seleccionados son los de mayor resolución establecidos por el fabricante de acuerdo con su catalogo y permiten la medición cada 1°. Estas dimensiones son proporcionadas en la imagen 26 que ha sido tomada del catálogo del fabricante como se muestra a continuación;

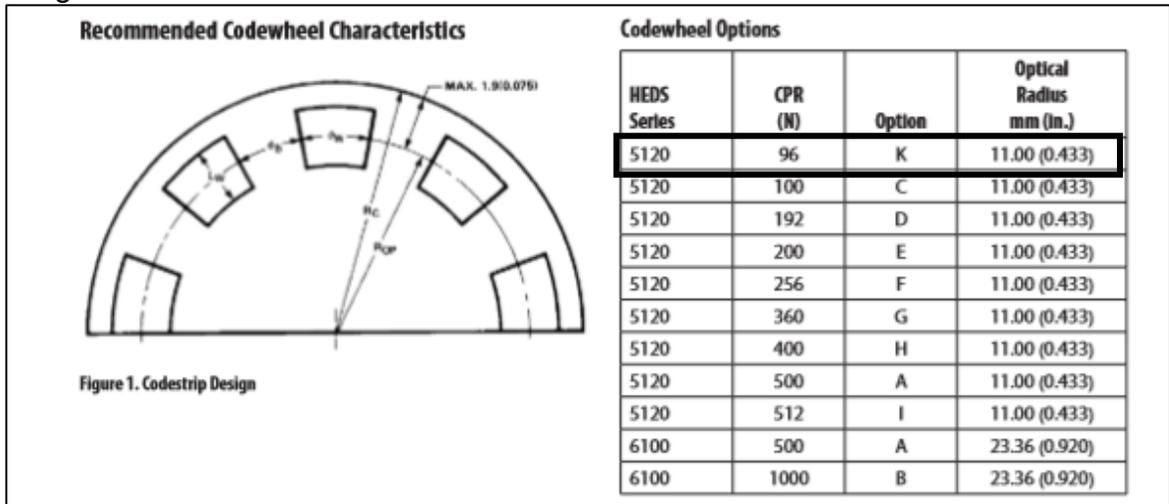
Imagen 26. Sensor de codificación



Fuente: AVAGO, technologies, catalogo en línea, co.mouser.com/broadcom, product-line. consultado en 20 de Octubre del 2018

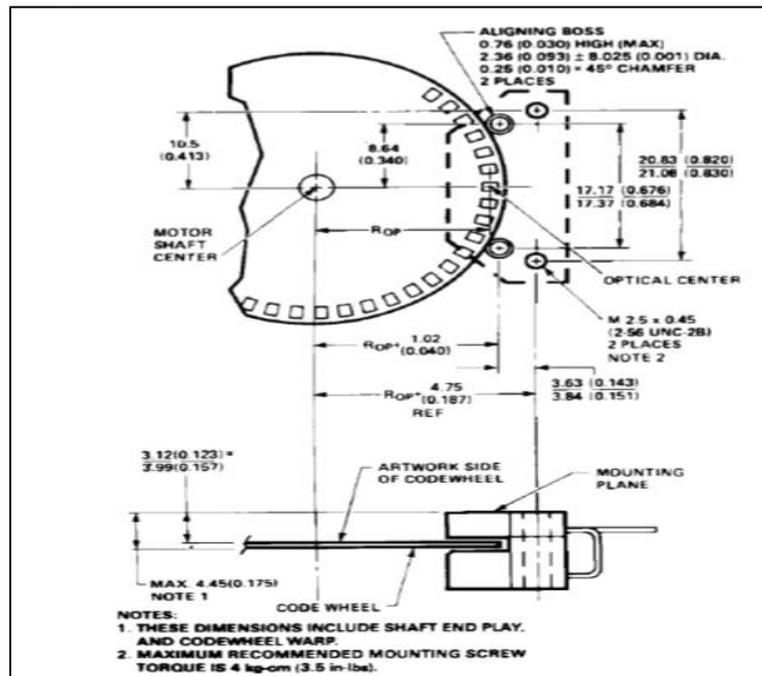
La rueda de codificación también viene estandarizada de acuerdo con el modelo seleccionado en el catálogo según lo solicitado, en la imagen 27 se muestra la selección de la rueda de codificación y en la imagen 28 se muestran las dimensiones de la rueda seleccionada;

Imagen 27. Selección rueda codificación



Fuente: AVAGO, technologies, catalogo en línea, co.mouser.com/broadcom, product-line. consultado en 20 de Octubre del 2018

Imagen 28. Dimensiones rueda codificadora



Fuente: AVAGO, technologies, catalogo en línea, co.mouser.com/broadcom, product-line. consultado en 20 de Octubre del 2018

El Encoder posee 5 canales de señal los cuales tienen cada uno un uso específico y se puede observar en el Anexo G, sin embargo es importante entender que cuando el sentido de rotación es horario el canal A es el encargado de realizar la medición de cada grado de rotación y realizar un pulso de corriente al percibirlo y el canal B del Encoder se encarga de suministrar un pulso de corriente cada 90° sin embargo, al cambiar el sentido de rotación del dispositivo los canales se invierten y de esta manera se realiza la configuración tanto de la medición de los resultados con también de la activación del freno de la máquina.

Para ello es necesario realizar una programación de un PLC de tal manera que ejecute las acciones para la máquina así como para la lectura del encoder y las funciones de seguridad de la misma como lo es la activación de freno, embrague, y motor.

Sin embargo además de este dispositivo se requiere un detector capacitivo ubicado en la tapa del rodamiento e instalado a través de la rosca que posee este se ubicara de tal manera que se posicione a 150° con respecto a la zona de impacto y asegure siempre la misma posición inicial para la prueba. Para ello se selecciona la referencia KG5066 de la marca IFM y este funcionara a través de un dispositivo ubicado en el eje de rotación que asegure la posición y lo detecte al

pasar. Este dispositivo se debe diseñar de un dispositivo diferente a metal para que de esta manera sea reconocido por el sensor. Se seleccionó conforme al tamaño de la rosca de M5 x 1 y el alcance de 20 mm. Este dispositivo se puede apreciar en la imagen 29.

Imagen 29. Sensor Inductivo

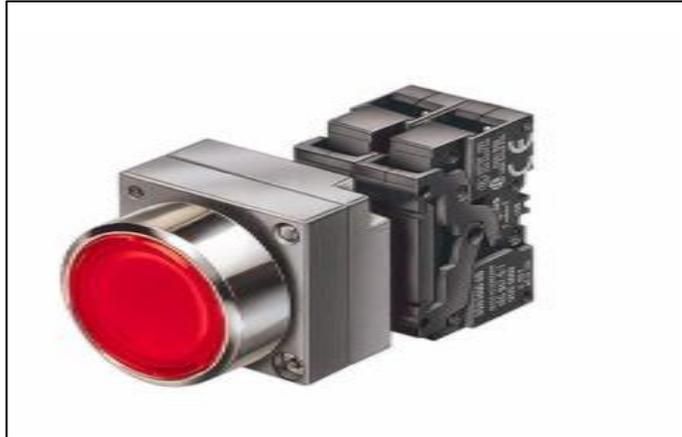


Fuente: IFM en línea
www.ifm.com consultado en 20
de Octubre del 2018

Por otra parte, en la jaula de seguridad se requiere un sensor que permita la activación del freno en caso de abrir la puerta durante la prueba este sensor se encuentra ubicado de la manera que al desactivarse interrumpa el circuito y se active el freno y de igual modo que el anterior es un sensor inductivo de contacto que de tal manera al dejar de presionarse durante el desarrollo de la prueba se interrumpa el circuito del PLC.

Para la puesta en marcha es necesario un pulsador y para el dispositivo de reposicionamiento es necesario otro pulsador para activar el funcionamiento del motor este tipo de pulsadores los ofrece la compañía IMATEL, este tipo de pulsadores funcionan permitiendo el paso de corriente cuando entra en contacto el pulsador y su configuración y uso será explicada más adelante junto con el programa que se desarrolló para el dispositivo de control PLC. El tipo de pulsador requerido se muestra en la imagen a continuación;

Imagen 30. Pulsador



Fuente: IMATEL, en línea; www.cimatelsrl.com - productos. consultado en 20 de Octubre del 2018

Para los resultados de la prueba es necesario identificar a través de una pantalla que permita identificar el ángulo final de la prueba, es por ello que el PLC seleccionado debe contener una pantalla LCD que permita mostrar estos resultados e identificarlos claramente.

Para tal fin se selecciona un PLC que cumple estas características mencionadas anteriormente de la compañía fabricante SIEMENS y lo suministra para Colombia la empresa ALLIED, el dispositivo seleccionado es el Siemens LOGO 6ED1052-1MDOO el cual se puede apreciar en la imagen 31. Este dispositivo cumple con los requerimientos de uso para la máquina, así como también las entradas y salidas necesarias y la pantalla LCD que se requiere para el funcionamiento. Funcionan a 24 v.

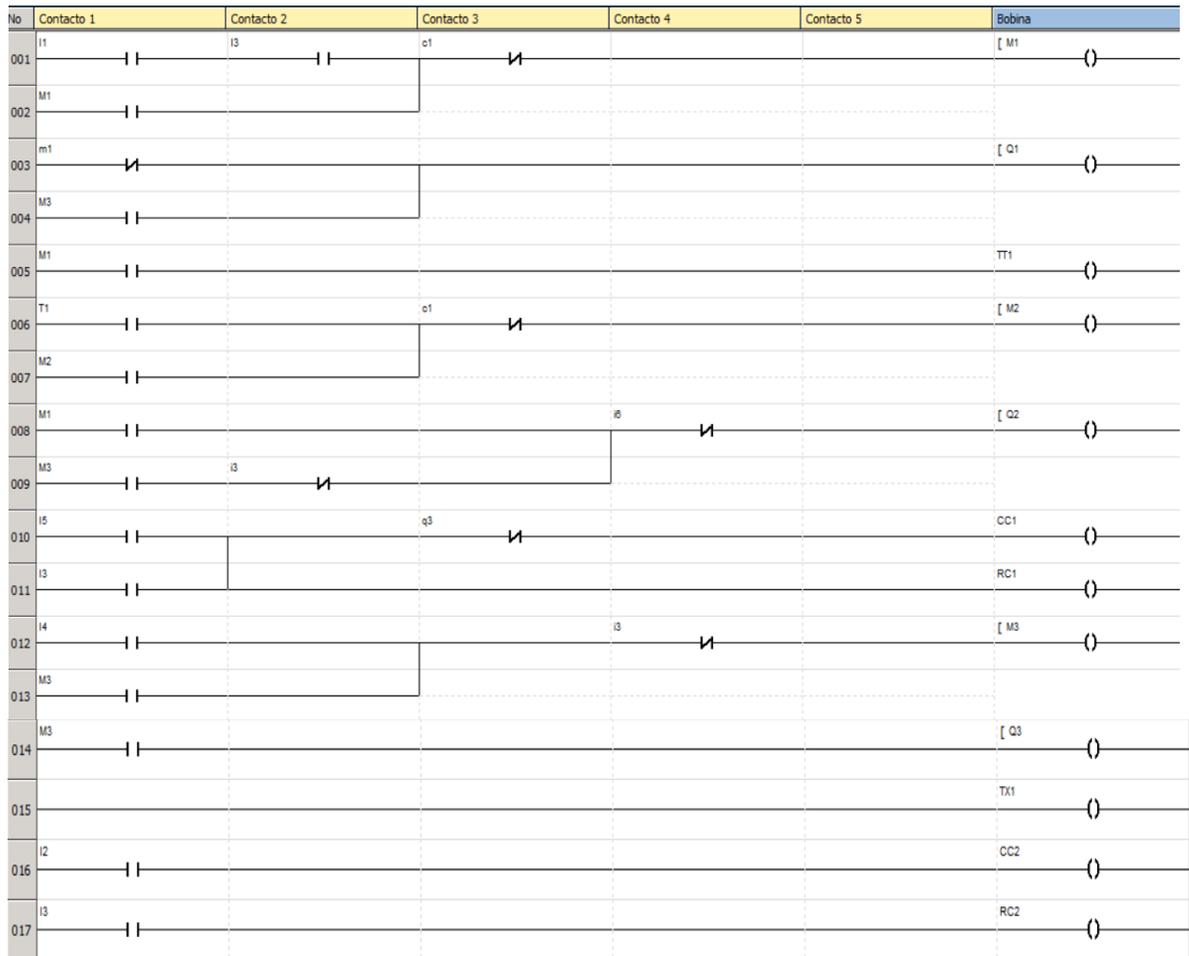
Imagen 31. PLC



Fuente: ELACTAN, en línea,
www.electan.com consultado en 20 de
Octubre del 2018

Para el correcto funcionamiento de este dispositivo se debe realizar un diagrama de ladder necesario Para el dispositivo de PLC este diagrama se muestra a continuación en la figura 40.

Figura 40. Digrama de Ladder PLC



Fuente: Elaboración Propia basado en el software ZELIO

En primer lugar se deben tener en cuenta las 6 entradas digitales de la máquina las cuales son las siguientes;

- I1: Botón de inicio
- I2: Canal A Encoder
- I3: Sensor inductivo
- i4: Botón de Posicionamiento
- i5: canal B Encoder
- i6: Paradas de emergencia (botón de mando o sensor de puerta)

Estas entradas serán conectadas a cada uno de los elementos anteriormente mencionados de tal manera que permitan el funcionamiento correcto de la máquina. Los siguientes elementos que se encuentran en la figura son las salidas que para este caso se utilizaran 3 las cuales funcionan como un contacto de un relé y se mencionan a continuación;

Q1: Embrague

Q2: Freno

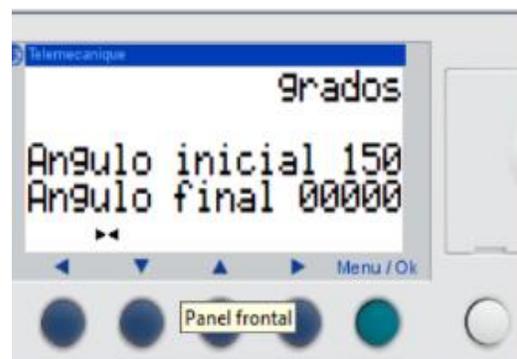
Q3 Motor

En siguiente lugar se encuentran dos contadores cc1 y cc2, el primero está programado para contar los pulsos del canal B del encoder y de este modo al pulso 5 del mismo activar el freno de la máquina lo que significa 2 grados después de alcanzar el ángulo mayor luego del impacto y en el caso del contador 2 se encarga del conteo del canal A del encoder para de esta manera realizar la medición del ángulo final del péndulo y mostrarlo en la pantalla LCD del PLC por intermedio de la entrada de texto TX1 que se encarga de visualizar en la pantalla en ángulo inicial y ángulo final de la prueba como se muestra en la figura 39.

La configuración de la máquina permite que al pulsar el botón de la máquina, sin importar la posición en la que se encuentre el péndulo, activa el embrague y el motor llevándolos a la posición de 150° iniciales para el inicio de la prueba, una vez llega a este punto el sensor inductivo se encarga de enviar el pulso que activa el freno de la máquina, liberar el embrague y apagar el motor, en esta posición es posible presionar el botón de inicio de prueba el cual libera el freno y deja caer el péndulo.

Durante el desarrollo de la prueba los contadores van realizando su función como se mencionó anteriormente, una vez alcanzado el ángulo máximo final de recorrido que dependerá del material al cual se le realice la prueba el freno se activara 2 grados después de realizar el descenso de la masa con el fin de disminuir los esfuerzos en el brazo por el freno de la máquina, en este punto se visualizara en la pantalla el resultado del ángulo final logrado por la prueba para sus respectivos análisis en este punto la máquina se encuentra lista para realizar una siguiente prueba siguiendo los pasos anteriormente descritos, además la señal del sensor inductivo permite el reinicio de los contadores para permitir un desarrollo de una nueva prueba.

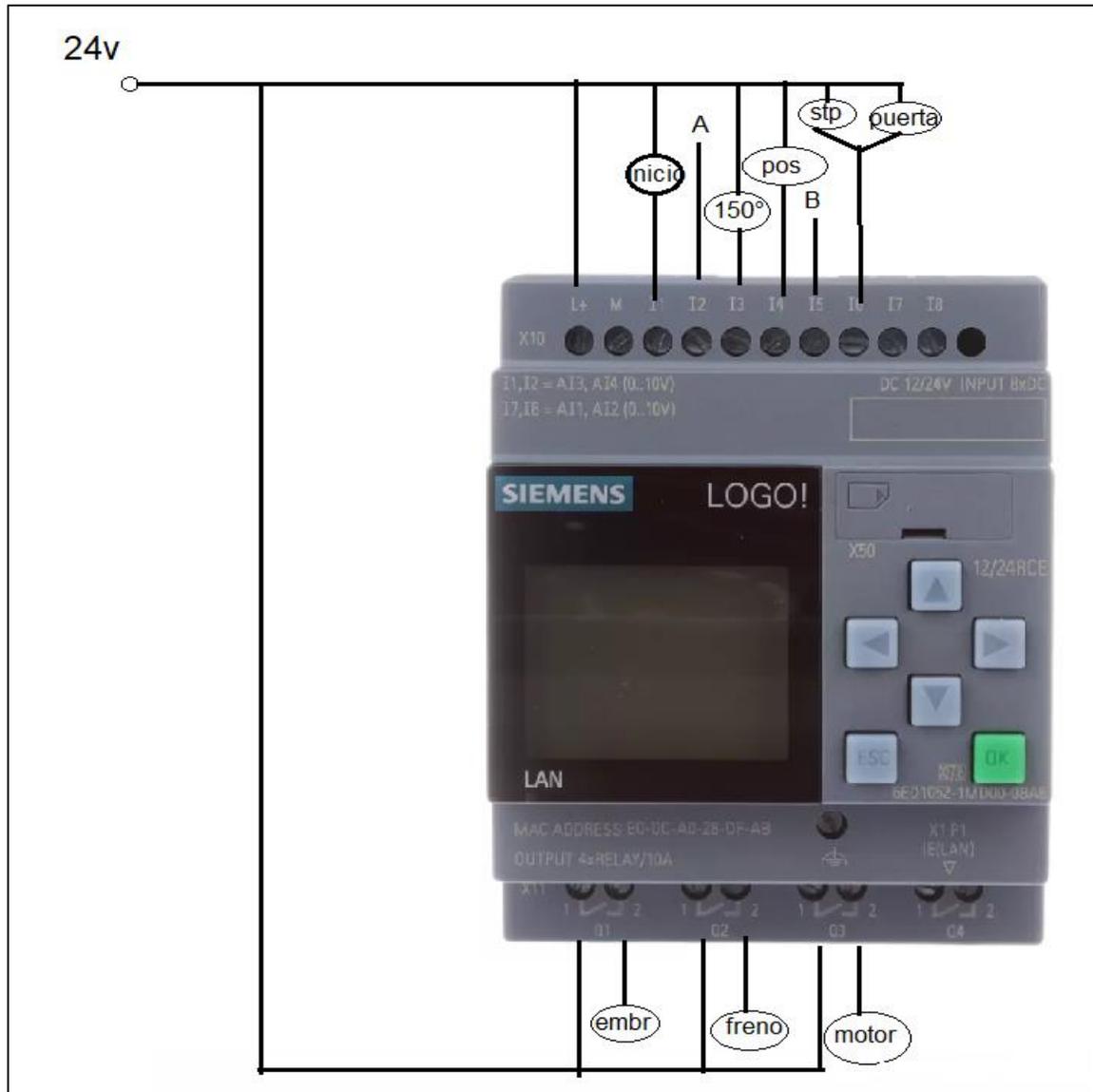
Figura 41. Pantalla LCD del PLC



Fuente: Elaboración propia

Para la conexión de los elementos se establece un esquema el cual se puede encontrar en la figura 42 a continuación y explica en detalle la manera de conexión de cada uno de estos elementos a las entradas y salidas del PLC.

Figura 42. Conexiones PLC



Fuente: Elaboración propia adaptado de ELACTAN, en línea, www.electan.com consultado en 20 de Octubre del 2018

El botón Inicio es el pulsador mencionado anteriormente, A y B son los canales respectivamente del encoder y funcionan según lo mencionado el botón Pos es un pulsador de características iguales al botón de inicio, así mismo como el botón Stop, y el sensor de puerta es el mencionado en la sección anterior por último las tres salidas son las conexiones a el embrague, freno y motor respectivamente.

5. SIMULACIÓN PARA EL PÉNDULO

En este capítulo se realiza la simulación por elementos finitos de los componentes críticos de la máquina a través del software de simulación de Nx, Los componentes que serán simulados por este método son en primer lugar el vástago que comprende el péndulo debido a la carga del peso que se le aplicara y en segundo lugar los sujetadores del yunque debido a que estos resisten parte de la energía entregada a la probeta durante el impacto en la zona de apoyo.

5.1 ANÁLISIS PARA EL VASTAGO DEL PÉNDULO

5.1.1 Caso 1. Este elemento como se muestra en la figura 18 es el encargado de sostener la masa para realizar el ensayo, para la simulación se relacionan a continuación las principales propiedades que comprenden este elemento.

Tabla 9. Propiedades del material Vástago

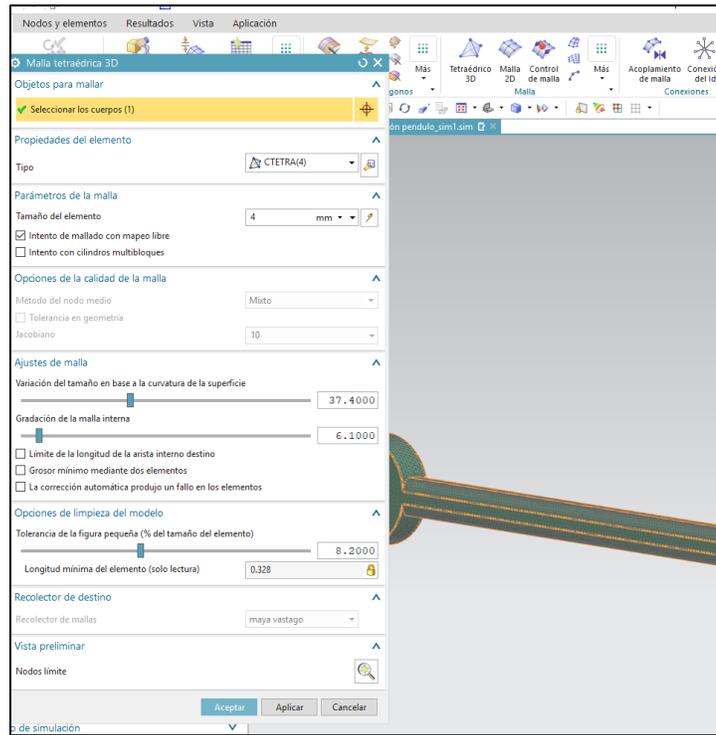
PROPIEDAD	VALOR	UNIDAD
Material	AISI 1040	N/A
Masa	37, 1	Kg
Densidad	7845	kg/m3
esfuerzo de fluencia	290	Mpa
Modulo de elasticidad	200	Gpa

Fuente: Elaboración propia adaptado de MATWEB

Con estos datos se selecciona un material de estas características en el programa y se configuran los parámetros de solución para el software. Para la simulación se realiza la configuración del vástago a 90° grados como se ilustra en la figura 19 con la carga de 322 N.

En primer lugar, se realiza la convergencia de malla necesaria para que los elementos de la misma sean lo más simétricos posibles entre sí, así como también para determinar que en las uniones la malla se encuentre con buena relación entre los elementos, la configuración de la malla se muestra a continuación en la imagen 32 junto con los parámetros usados en la creación de la malla para el elemento;

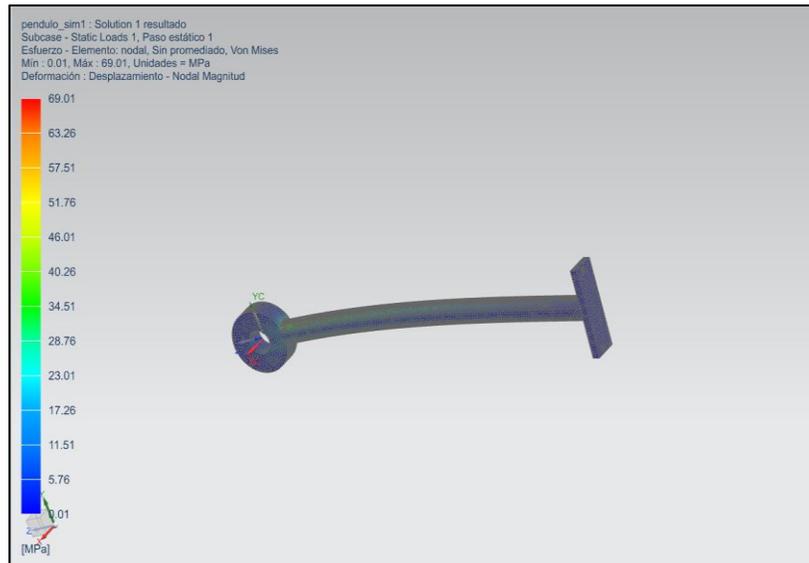
Imagen 32. Propiedades de la malla del péndulo



Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

Al realizar el análisis y solución de este elemento con ayuda del software ubicando la carga en la parte final del brazo y con las restricciones necesarias para la simulación se obtiene un valor de esfuerzo elemental nodal Máximo de 69,01 MPa, que en comparación del valor teórico se encuentra a 15 MPa aproximadamente que se muestra a continuación en la imagen 33;

Imagen 33. Esfuerzo elemental Nodal con malla de 4 mm

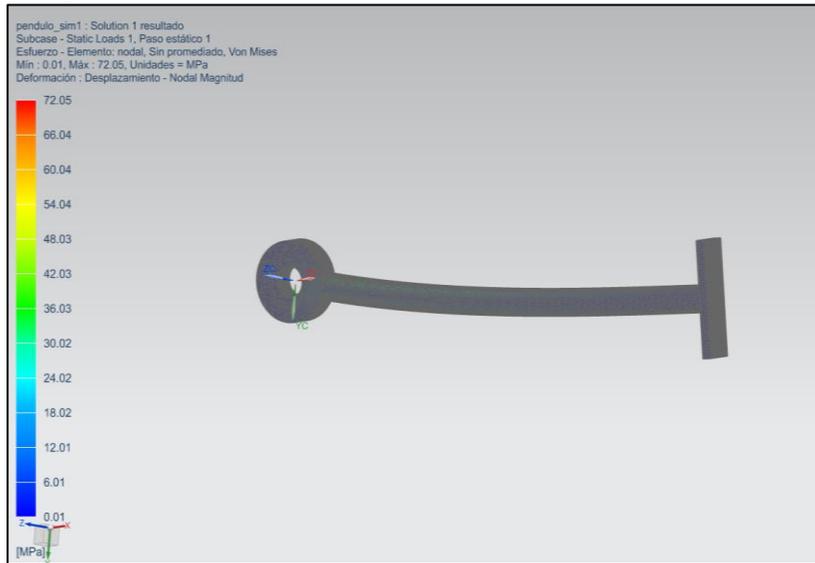


Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

Notando así, que es necesario realizar un refinamiento un poco mayor de la malla usada para la simulación, para ello se baja el tamaño de elemento de 4 mm a 2 mm, de igual modo la tolerancia de la figura pequeña se disminuye considerablemente y la variación del tamaño de la base de la curvatura para conseguir elementos que presenten una mejor correlación entre si en la simulación.

Después de realizar estas modificaciones se procede a realizar una nueva simulación encontrando los valores de esfuerzos mostrados en la imagen 34 a continuación;

Imagen 34. Esfuerzo elemental Nodal con malla de 2 mm



Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

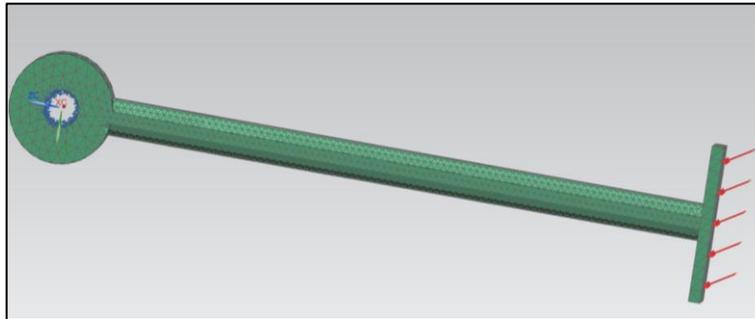
Este valor de esfuerzo comparado con el valor teórico indica un valor de factor de seguridad³⁷ de 3 siendo así satisfactorio según los valores encontrados en la literatura para este tipo de máquinas sometidas a esfuerzos y cargas de impacto.

5.1.2 Caso 2. El siguiente caso de simulación realizado para el brazo del péndulo es cuando este se encuentra en la posición para dar inicio a la prueba en el cual presenta con respecto al eje de impacto un ángulo de 150° como se muestra en la figura 23 para ello se realiza la simulación del elemento teniendo en cuenta las mismas propiedades de los materiales descritas para el caso de simulación anterior.

Se realiza la convergencia de malla necesaria para que los valores encontrados sean confiables dando como resultado la configuración de malla mostrada a continuación en la imagen 35;

³⁷: NORTON, Robert. Op. Cit, p 40.

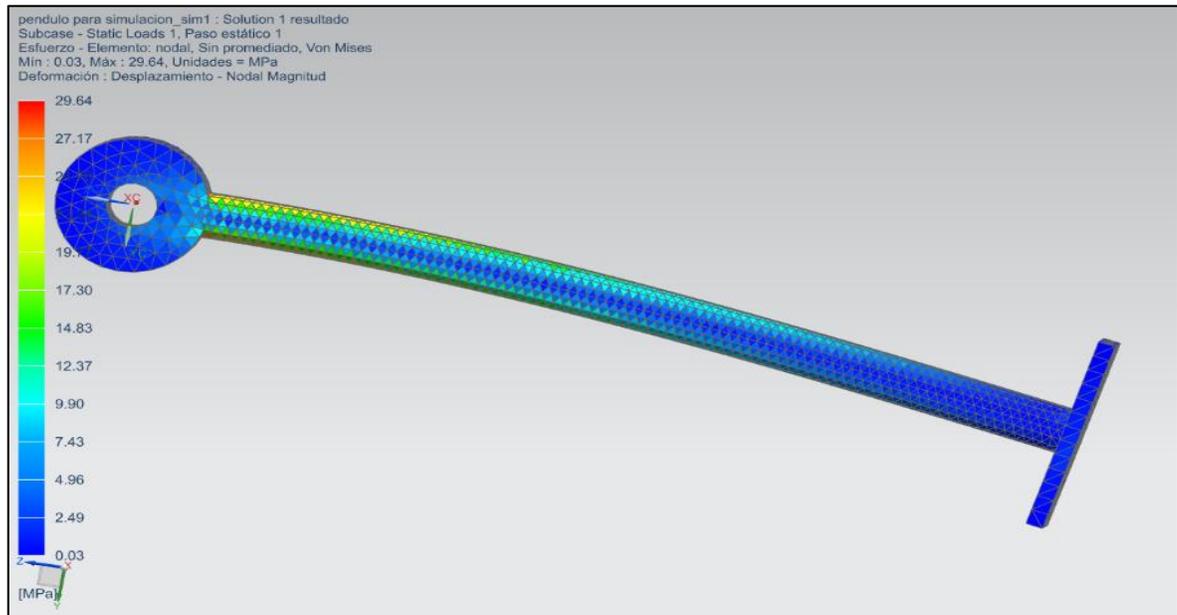
Imagen 35. Malla caso 2 péndulo



Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

Con esta malla y la fuerza de 363,8 N aplicada en la dirección requerida se realiza la siguiente simulación en el software del elemento dando como resultado los valores mostrados en la imagen 36 que se ilustra a continuación;

Imagen 36. Esfuerzo elemental nodal caso 2



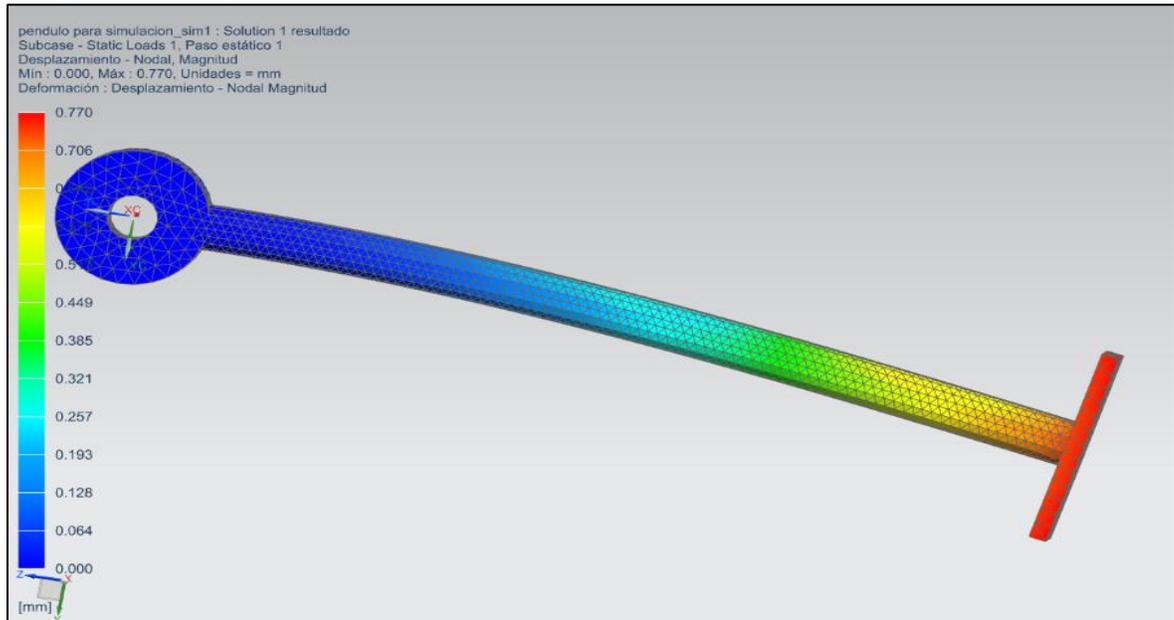
Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

El valor de esfuerzo elemental nodal Máximo hallado a través de esta simulación tiene un valor de 29,64 MPa lo cual representa un factor de seguridad³⁸ de 9,78 siendo este mismo un valor alto según las recomendaciones del autor Norton sin embargo debido a lo establecido para el caso anterior de la máquina es necesario mantener las dimensiones y el material para garantizar el factor de seguridad para el caso 1.

³⁸: NORTON, Robert. Op. Cit, p 40.

Además del esfuerzo también se encuentra una deformación a través de la simulación la cual muestra un valor de desplazamiento máximo de 0,7 mm lo cual no representa en proporción a la longitud un valor crítico para el elemento, estos datos son mostrados en la imagen 37 a continuación;

Imagen 37. Desplazamiento Nodal caso 2



Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

5.2 ANÁLISIS DE SUJECIÓN DE LA PROBETA CHARPY

Este elemento es la base en la cual se apoya la probeta por tal motivo recibe gran parte de la energía entregada por la máquina, además de estar sujeta a constantes cargas de impacto cada vez que es realizada una prueba, por ello se realiza a continuación la simulación de los esfuerzos en este elemento para determinar su resistencia a las pruebas de la máquina.

El material seleccionado para este elemento es un acero AISI S2 el posee las propiedades que se relacionan a continuación en la tabla 10;

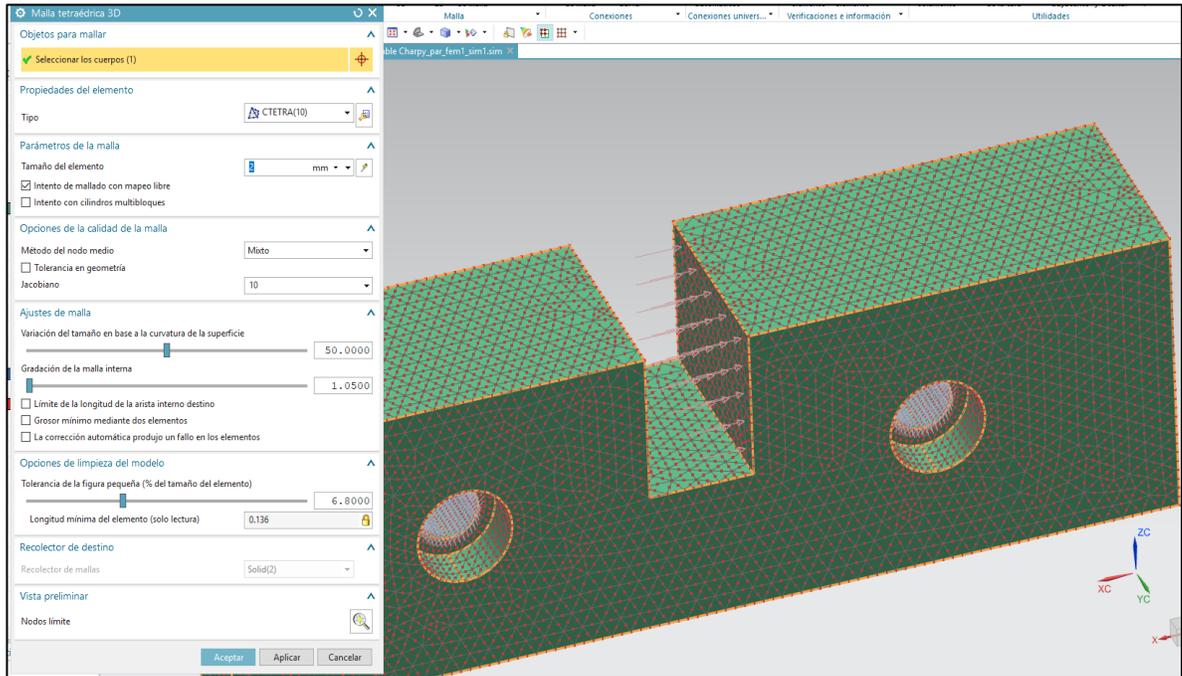
Tabla 10. Propiedades AISI S2

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7.830	kg/m ³
Esfuerzo de fluencia	950	Mpa
Esfuerzo ultimo	1.050	Mpa
Modulo de elasticidad	160	Gpa

Fuente: Elaboración propia, Adaptado de MATWEB en línea, www.matweb.com consultado en 25 de Octubre del 2018

Este material fue seleccionado de acuerdo a su alta resistencia al desgaste, a la abrasión y su buen comportamiento bajo cargas repetitivas de impacto. Con estas propiedades se selecciona el material en el software y seguido se establece una malla como se ilustra en la imagen 38 a continuación;

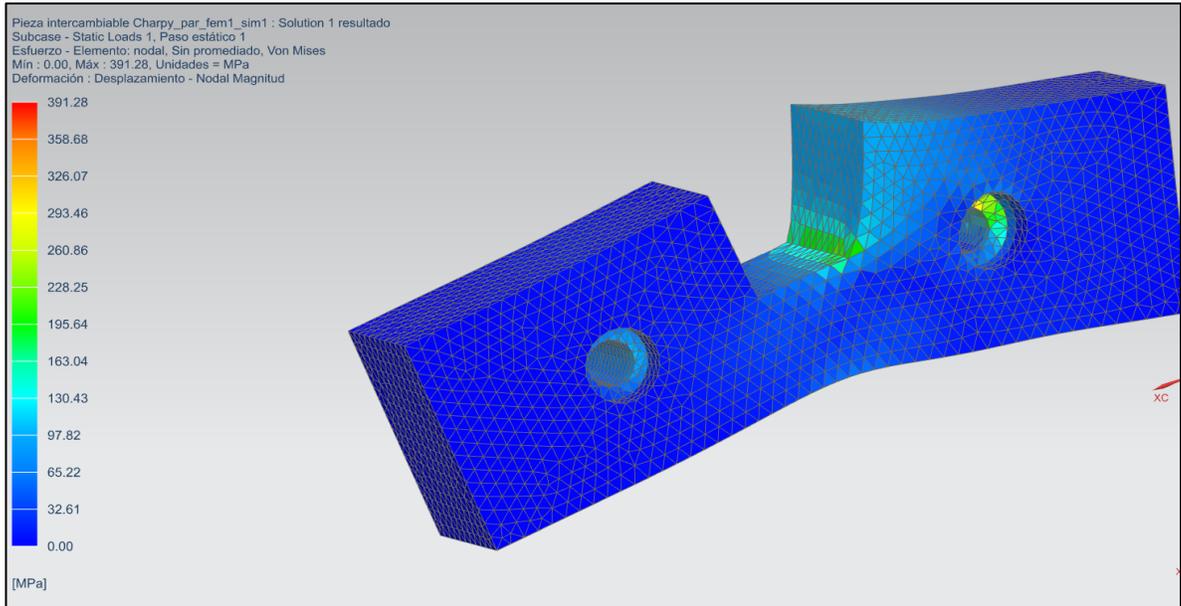
Imagen 38. Malla para sujetador de probeta



Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

Con la carga establecida anteriormente en la ingeniería de detalle de 16.879,75 N se establecen las cargas en el elemento y se realiza la simulación generando de esta manera un esfuerzo elemental nodal máximo de 391,28 MPa como se ilustra en la imagen 39;

Imagen 39. Esfuerzo elemental nodal del sujetador

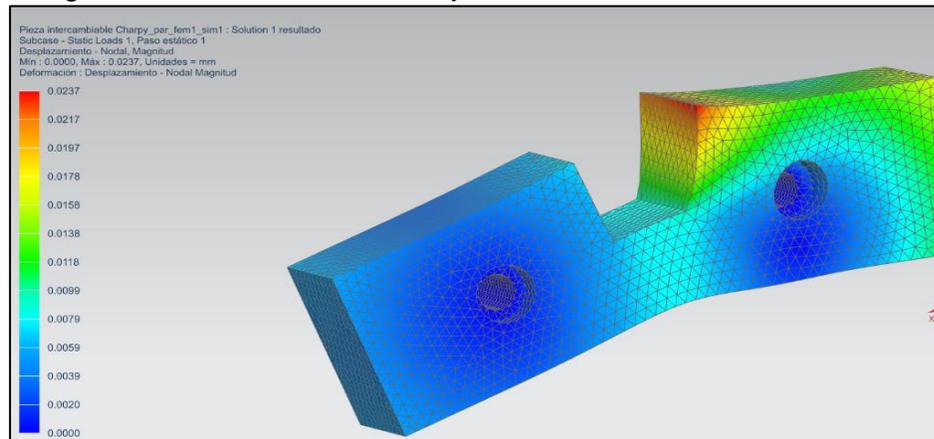


Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

El factor de seguridad del elemento con este valor de esfuerzo³⁹ es de 2,43 lo cual se encuentra entre los valores recomendados por el autor Norton en elementos sometidos a cargas de impacto.

Además de lo anterior se establece también un valor de desplazamiento o deformación Máxima del elemento de 0,02mm lo cual indica la buena rigidez de los elementos, característica fundamental para la realización del ensayo y de la interacción de los elementos.

Imagen 40. Deformación del sujetador



Fuente: Elaboración propia basado en el software NX

²⁵ NORTON, Robert. Op. Cit, p 40.

6. MANUALES DE LA MÁQUINA

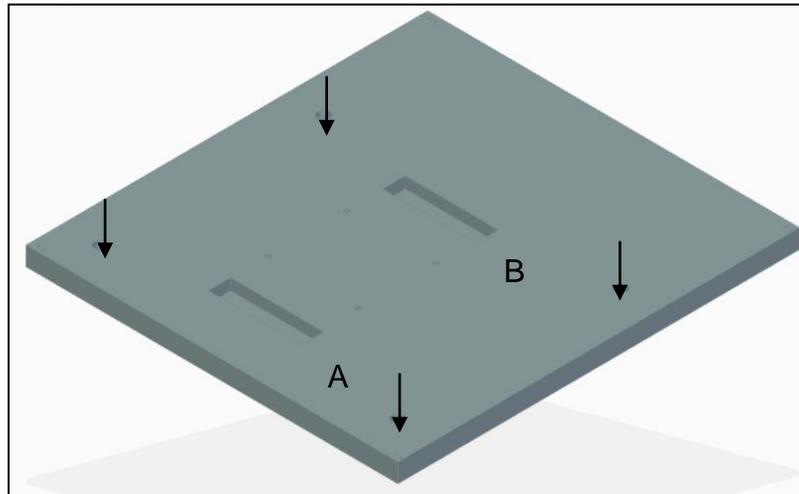
A continuación, se pueden observar los manuales de ensamble, operación, mantenimiento y desarrollo de guías de laboratorio, los cuales permitirán la instalación, el mantenimiento que se debe llevar a cabo en la máquina para su buen funcionamiento.

6.1 MANUAL DE ENSAMBLE

Este manual debe ser seguido para que la maquina quede ensamblada de manera correcta y pueda cumplir con sus funciones, para comenzar con el ensamble es necesario tener todos los elementos mostrados en el documento y en el anexo G para saber las cantidades de las piezas.

Paso1: Colocar la base de la máquina en el lugar de disposición final, para asegurar la base por medio de pernos a la superficie del suelo, hay que tener en cuenta que previamente se tienen que hacer los agujeros en el suelo en la posición correcta.

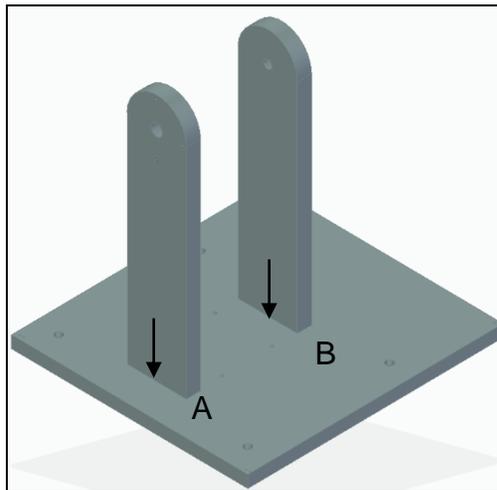
Imagen 41. Instalación base



Fuente: Elaboración propia

Paso 2: Colocar las dos partes de la estructura en sus respectivas ranuras para posteriormente hacer la soldadura que las asegura a la base, hay que tener en cuenta el subsistema de estructura donde se especifica el tipo de soldadura que lleva, al soldar es indispensable garantizar la “ortogonalidad” de los dos elementos y la base; el paralelismo y nivelación de estos dos elementos.

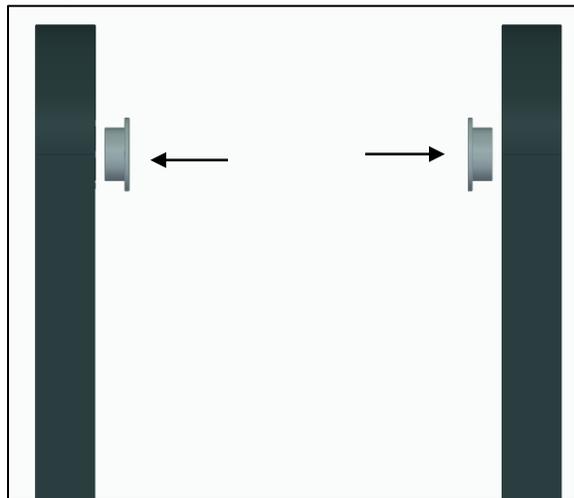
Imagen 42. Instalación estructura



Fuente: Elaboración propia

Paso 3: Instalar las tapas de los rodamientos en las dos columnas como se muestra en la siguiente imagen, estas tapas se aseguran por medio de cuatro pernos de $\frac{1}{4}$ de pulgada a la estructura.

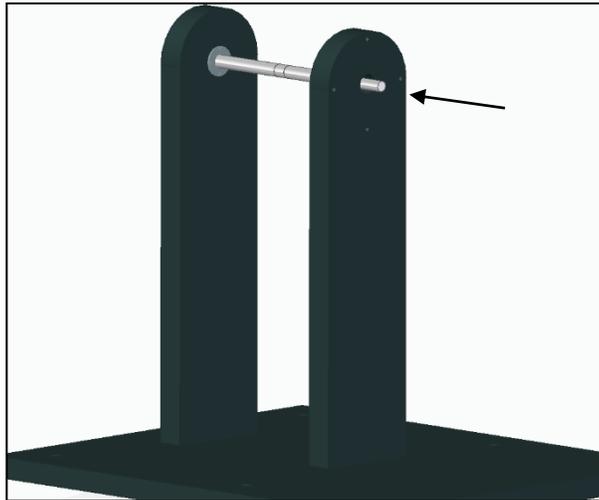
Imagen 43. Tapas rodamientos



Fuente: Elaboración propia

Paso 4: Instalar el eje como se muestra en la imagen 44, hay que tener en cuenta la dirección de entrada del eje.

Imagen 44. Instalación eje



Fuente: Elaboración propia

Paso 5: Instalar los rodamientos en las estructuras, tener en cuenta las recomendaciones del catálogo del rodamiento especificados en el anexo E.

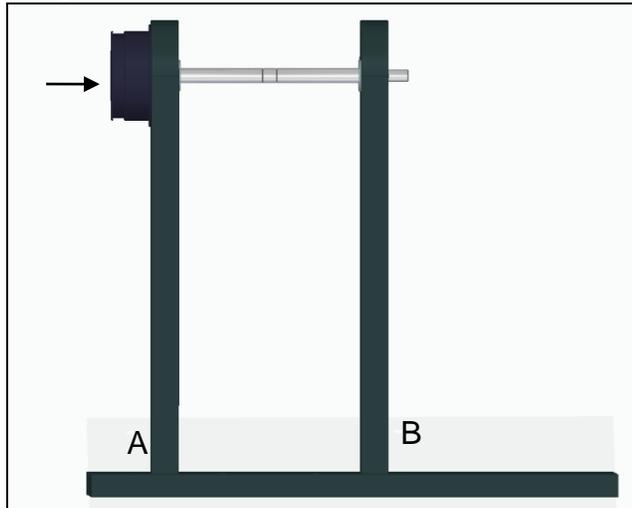
Imagen 45. Instalación de los rodamientos



Fuente: Elaboración propia

Paso 6: En el lado A de la estructura posicionar el freno y asegurarlo por medio de los cuatro pernos, los cuales van sujetos a la estructura del lado A.

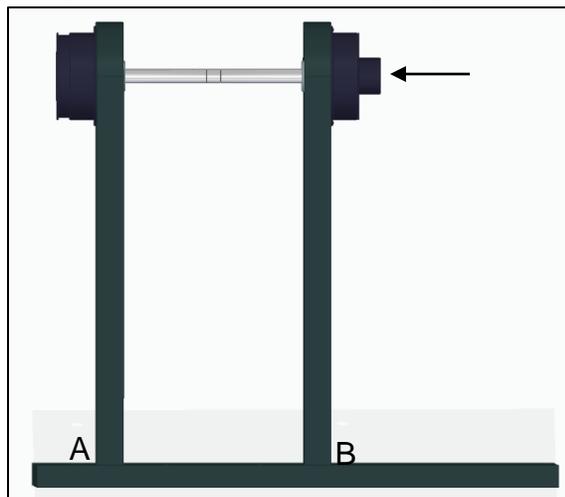
Imagen 46. Instalación freno



Fuente: Elaboración propia

Paso 7: Instalar el embrague en el lado B de la estructura teniendo en cuenta que al igual que el freno esta se fija por medio de cuatro pernos.

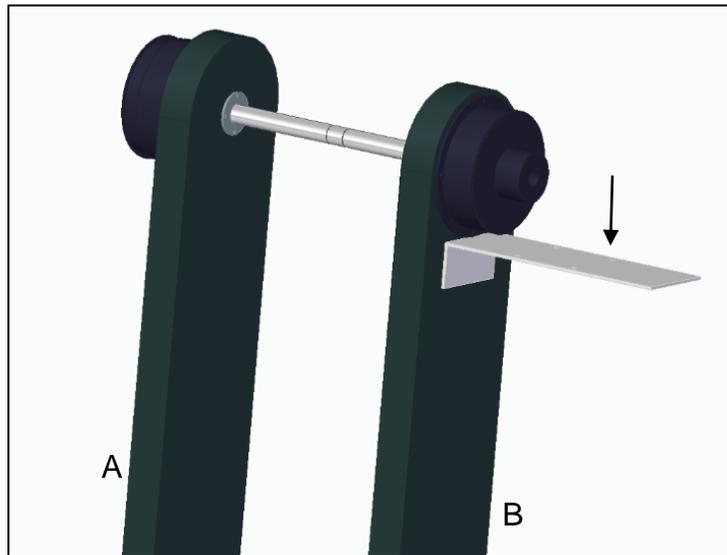
Imagen 47. Instalación embrague



Fuente: Elaboración propia

Paso 8: Posicionar e instalar la base del motor como se especifica en este documento en el lado B de la estructura.

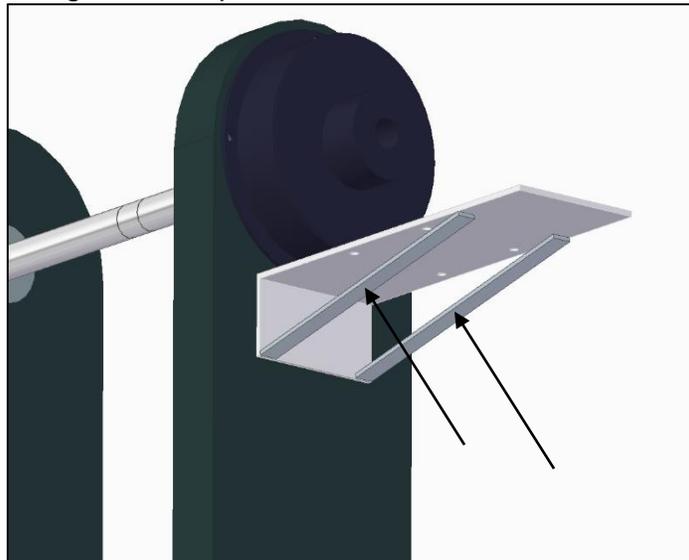
Imagen 48. Estructura motor



Fuente: Elaboración propia

Paso 9: Posicionar y soldar los apoyos de la base del motor.

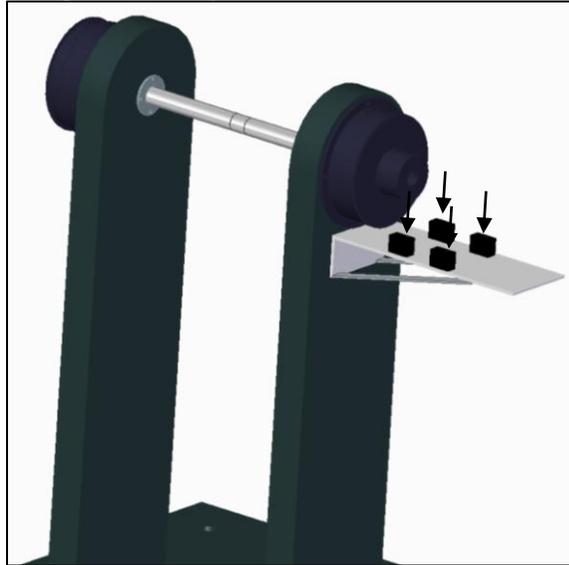
Imagen 49. Soportes base motor



Fuente: Elaboración propia

Paso 10: Posicionar los cuatro espaciadores que van sobre la placa de posicionamiento del motor estos van atornillados después de que se instale el motor encima de ellos.

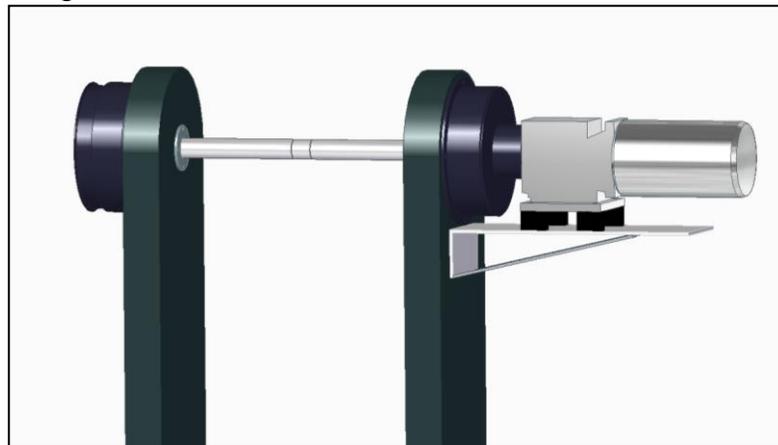
Imagen 50. Espaciadores del motor



Fuente: Elaboración propia

Paso 11: Colocar e instalar el motor sobre los espaciadores, tener en cuenta las recomendaciones del catálogo que se encuentra en el anexo C.

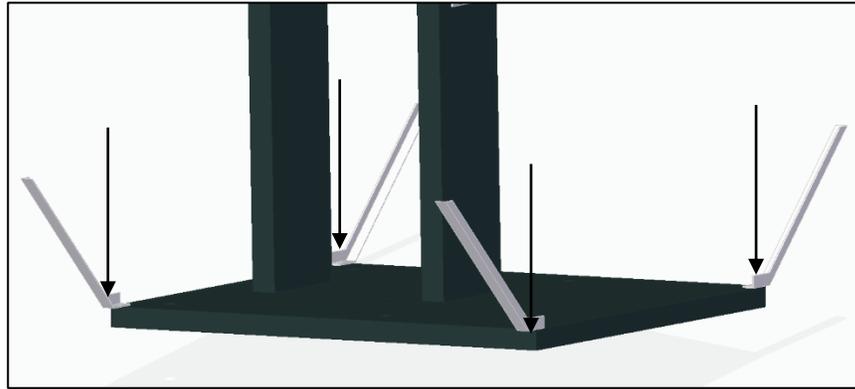
Imagen 51. Instalación del motor



Fuente: Elaboración propia

Paso 12: Colocar y atornillar las bases de la jaula de seguridad como se muestra en la siguiente imagen.

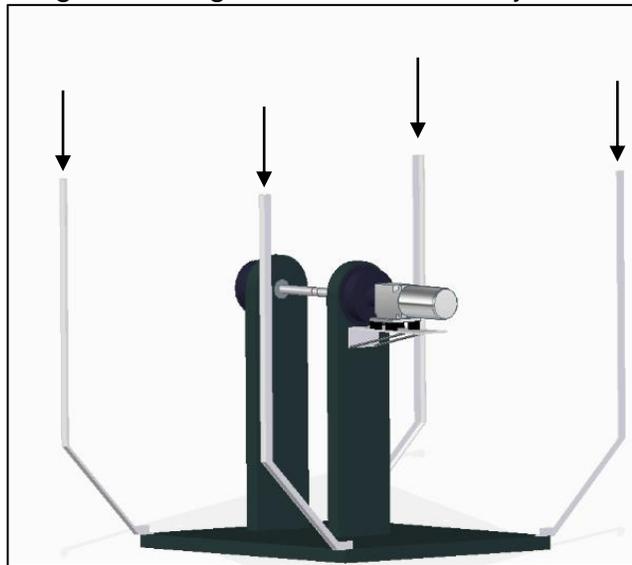
Imagen 52. Bases de la jaula



Fuente: Elaboración propia

Paso 13: Colocar y soldar los cuatro ángulos verticales como se muestra en la imagen 53, el ángulo de la pieza se puede observar en el anexo I.

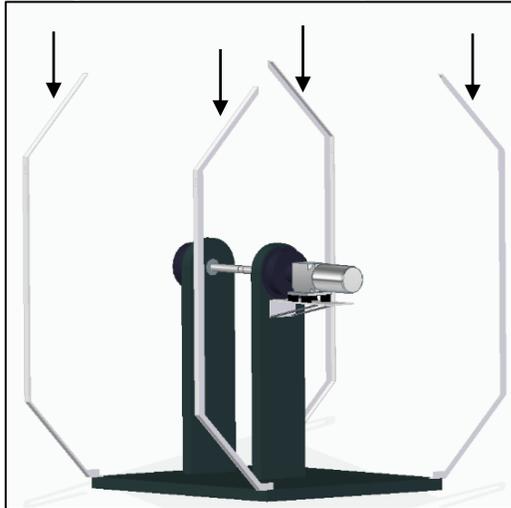
Imagen 53. Ángulos verticales de la jaula



Fuente: Elaboración propia

Paso 14: Instalar y soldar los cuatro elementos superiores de la jaula como se muestra en la siguiente imagen.

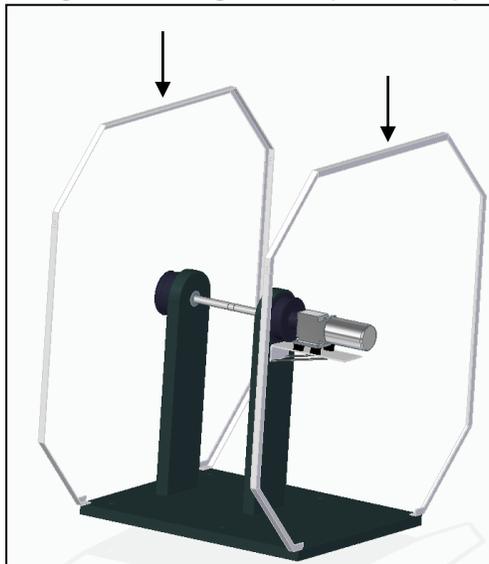
Imagen 54. Elemento superior Jaula



Fuente: Elaboración propia

Paso 15: Posicionar y soldar los dos ángulos horizontales en la parte superior de la jaula como se puede observar en la imagen 55, el ángulo de la pieza se puede observar en el anexo I.

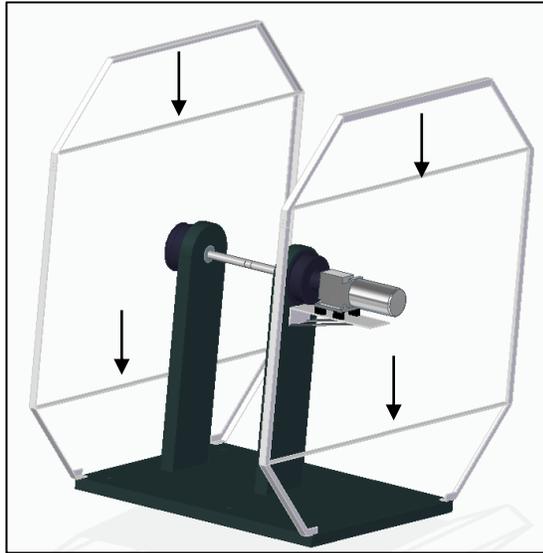
Imagen 55. Ángulos superiores jaula



Fuente: Elaboración propia

Paso 16: Posicionar y soldar los cuatro elementos estructurales de la parte derecha e izquierda de la jaula, como se muestra en la imagen 56.

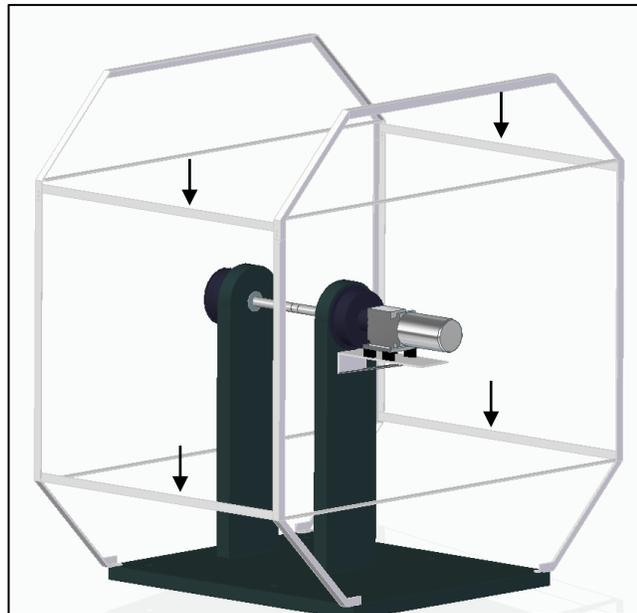
Imagen 56. Elementos estructurales laterales



Fuente: Elaboración propia

Paso 17: Posicionar y soldar los cuatro elementos estructurales de la parte delantera y posterior de la jaula.

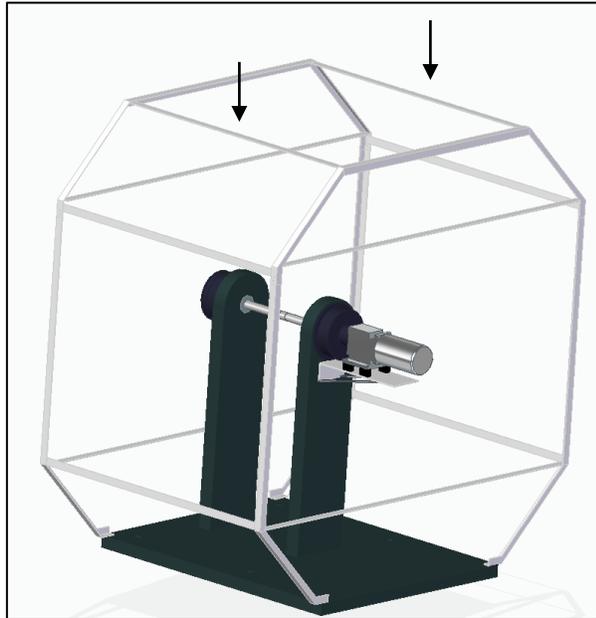
Imagen 57. Elementos estructurales



Fuente: Elaboración propia

Paso 18: Posicionar y soldar los dos elementos estructurales de la parte superior de la jaula.

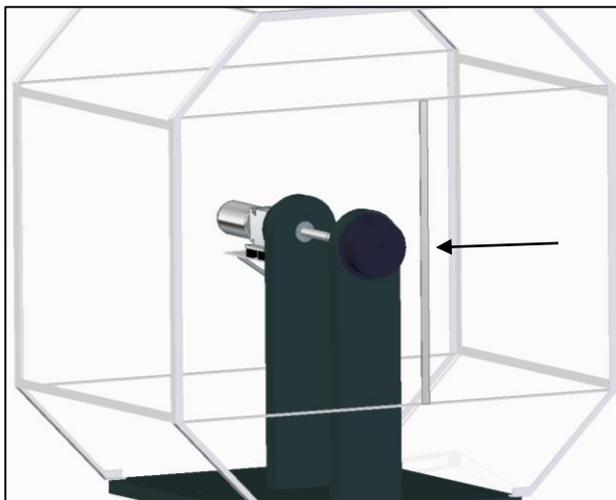
Imagen 58. Elementos estructurales superiores



Fuente: Elaboración propia

Paso 19: Instalar y soldar el paral de la puerta en la estructura, en el lado donde está instalado el freno.

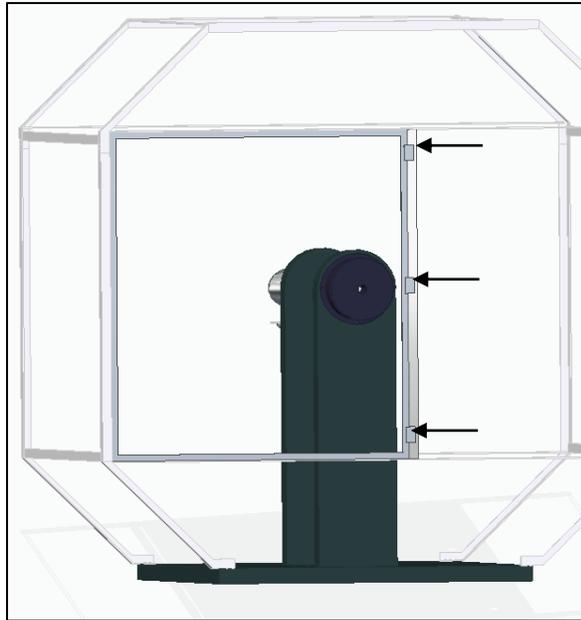
Imagen 59. Paral puerta



Fuente: Elaboración propia

Paso 20: Posicionar por medio de tres bisagras la puerta de la máquina.

Imagen 60. Marco de la puerta



Fuente: Elaboración propia

Paso 21: para asegurar la puerta se debe instalar la bisagra mostrada en la imagen 61.

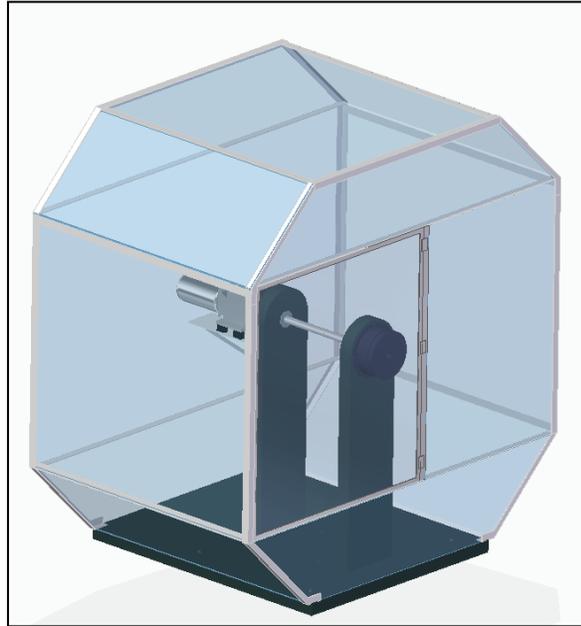
Imagen 61. Chapa para la puerta



Fuente: RISH en línea:
www.rish.com.mx consultado 12 de
Enero del 2019

Paso 22: Instalar los paneles de acrílico en todas las partes de la estructura como se muestra en la imagen 62, estos paneles se aseguran a la estructura por medio de una silicona especial para acrílico.

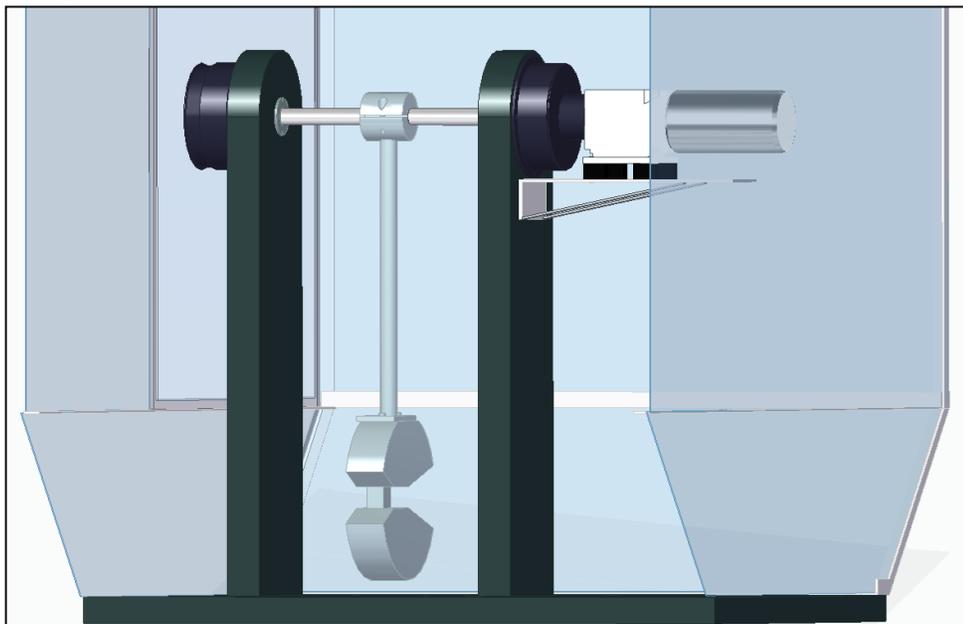
Imagen 62. Paneles de acrílico



Fuente: Elaboración propia

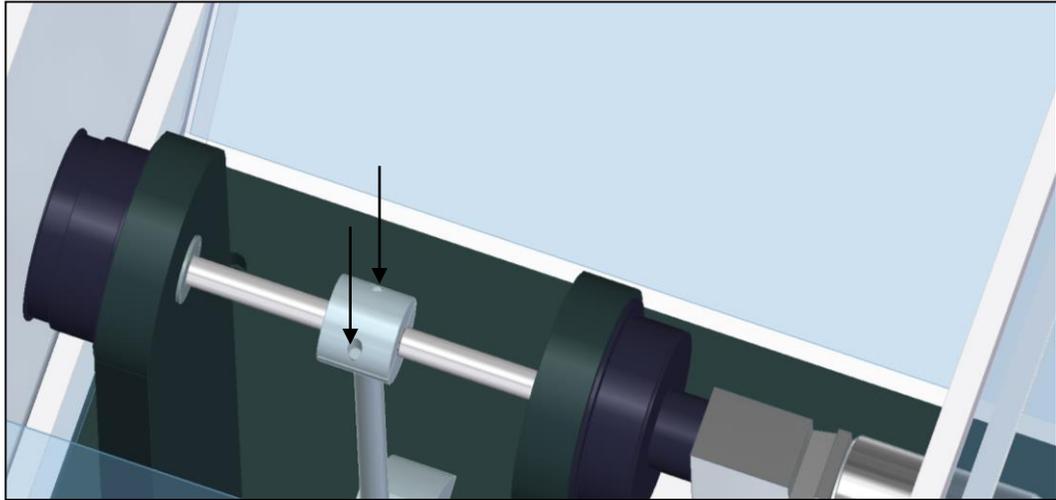
Paso 23: Posicionar el péndulo y asegurarlo por medio de los pernos que tiene en la parte superior, ver las imágenes 63 y 64, el péndulo se podrá asegurar en la posición correcta gracias a unas guías que tiene el eje y mantenerse en la posición debido a la presión que ejercen los pernos.

Imagen 63. Instalación péndulo



Fuente: Elaboración propia

Imagen 64. Ubicación del péndulo

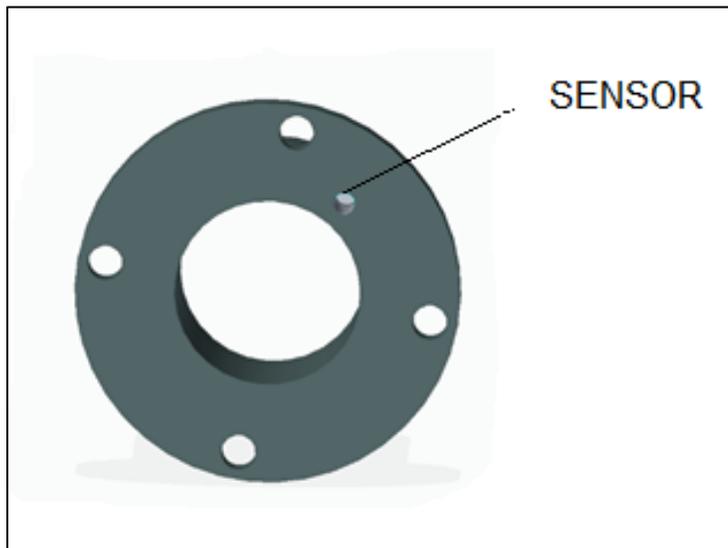


Fuente: Elaboración propia

Paso 24: Instalar y conectar todos los sensores como se indicó en el capítulo anterior en las posiciones correctas.

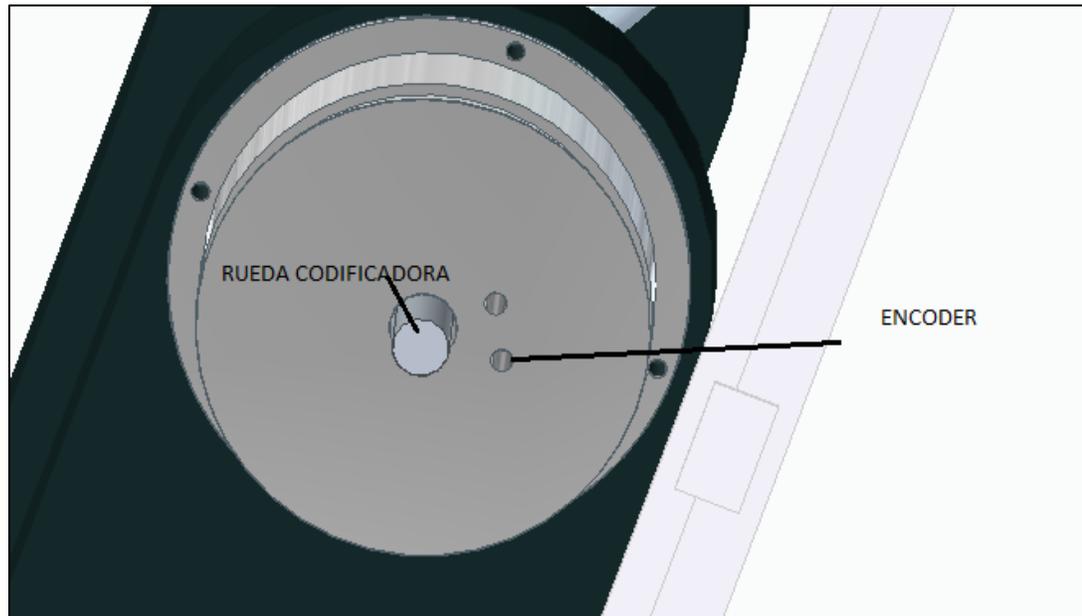
Paso 25: Instalar en la tapa del rodamiento derecha de la máquina el sensor inductivo en la posición que se identifica en la imagen 65, el encoder y la rueda codificadora se deben instalar como se muestra en la imagen 66.

Imagen 65 Posición del sensor inductivo



Fuente: Elaboración propia

Imagen 66. Instalación encoder



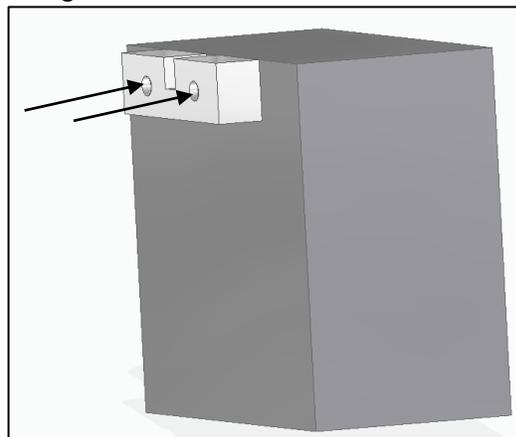
Fuente: Elaboración propia

6.2 MANUAL DE OPERACIÓN

Este manual se debe seguir para realizar las pruebas Charpy e Izood de manera correcta, para garantizar tanto resultados de las pruebas, como el buen funcionamiento de la máquina.

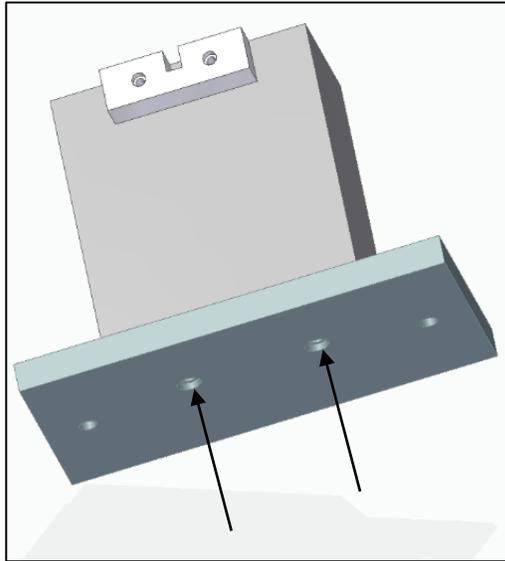
Paso 1: Ensamblar los yunques Charpy siguiendo la secuencia de las imágenes 67 y 68 respectivamente.

Imagen 67. Pieza desmontable



Fuente: Elaboración propia

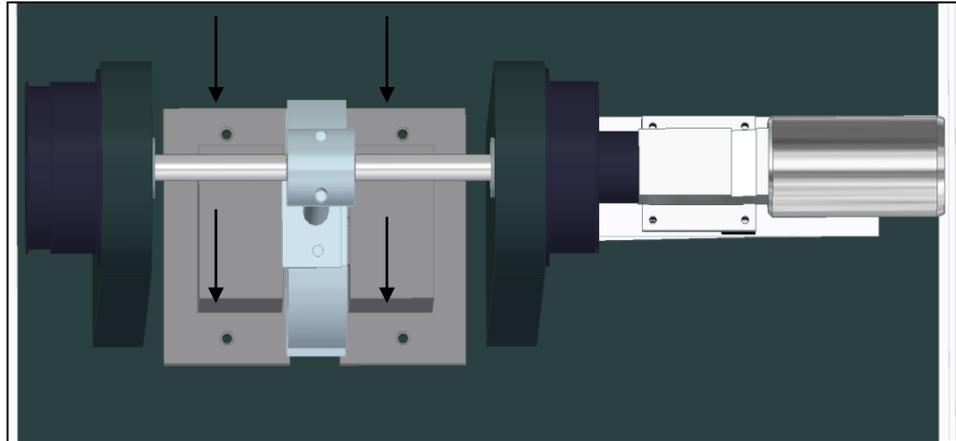
Imagen 68. Base yunque Charpy



Fuente: Elaboración propia

Paso 2: Instalar los yunques en la máquina como se muestra en la imagen 69.

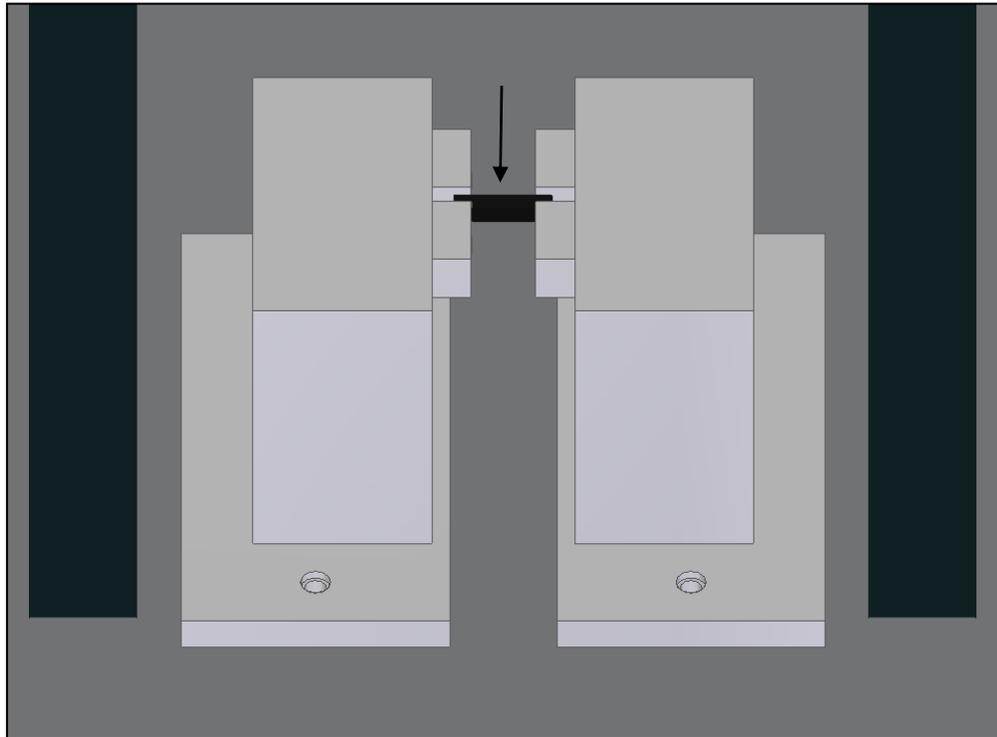
Imagen 69. Instalación yunques Charpy



Fuente: Elaboración propia

Paso 3: Posicionar la probeta en los yunques.

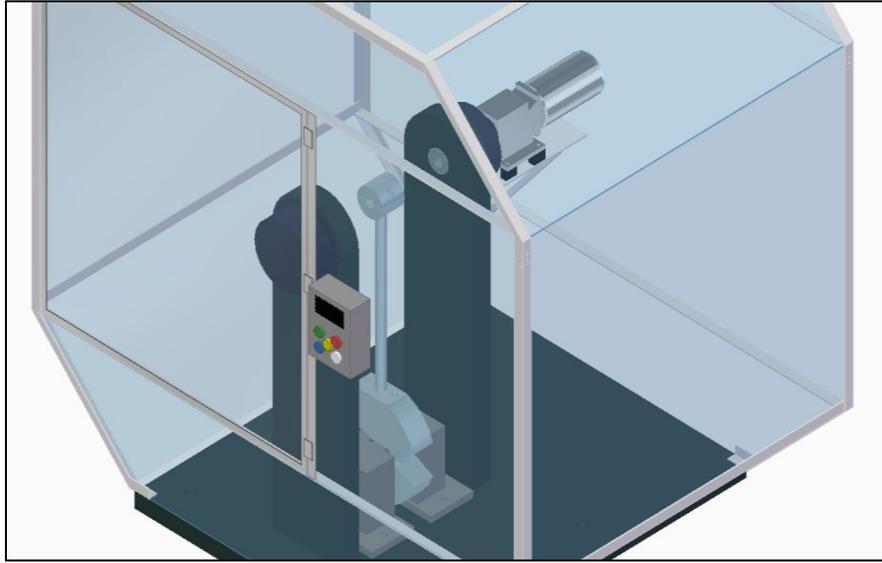
Imagen 70. Posicionamiento probeta



Fuente: Elaboración propia

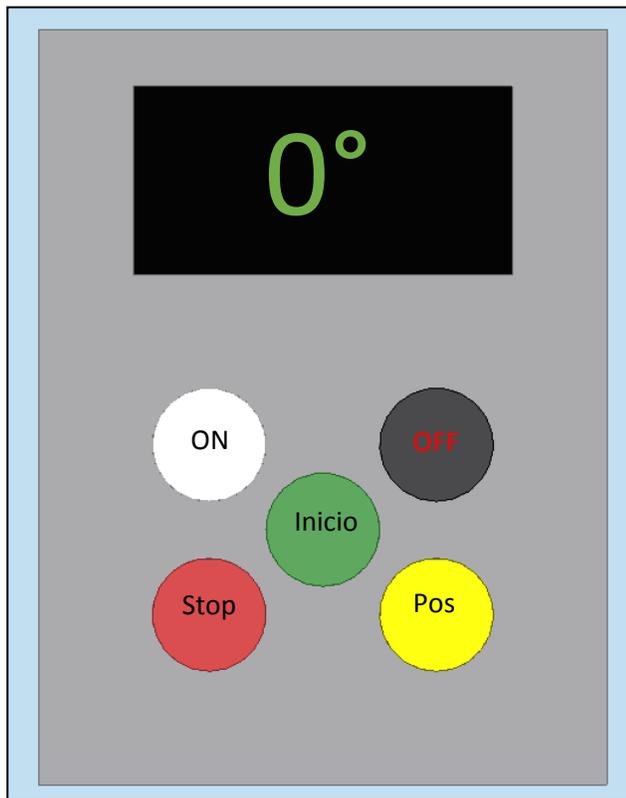
Paso 4: Diríjase al panel de control ubicado en la parte delantera y presione el botón de ON (Encendido) véase la imagen 70.

Imagen 71. Panel de control



Fuente: Elaboración propia

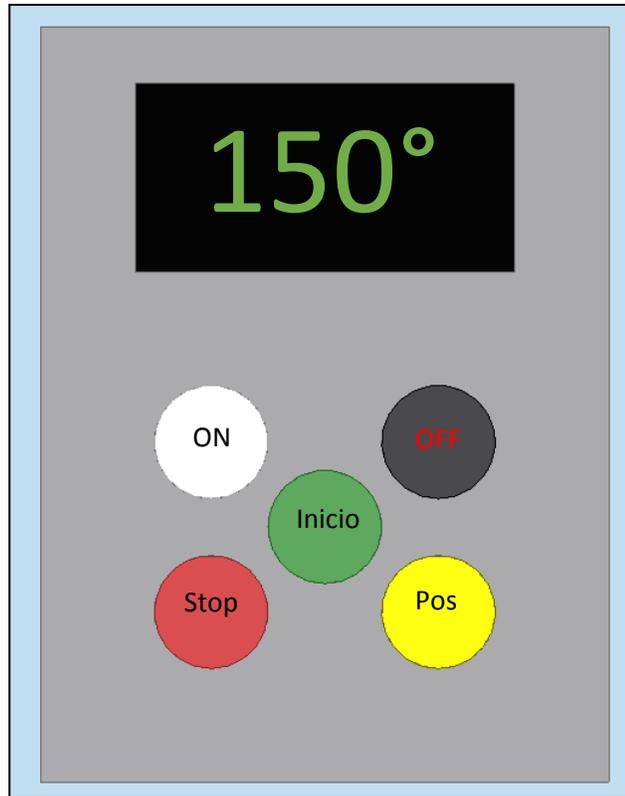
Imagen 72. Botón On



Fuente: Elaboración propia

Paso 5: después de encendida la máquina presione el botón de “Pos” para que el péndulo se posicione a 150° para comenzar la prueba.

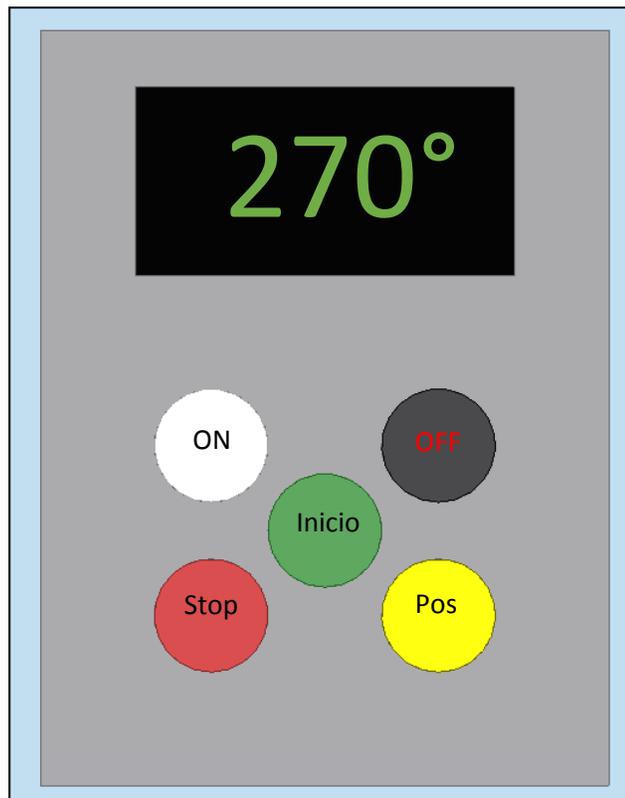
Imagen 73. Botón Pos



Fuente: Elaboración propia

Paso 6: Cuando el péndulo está posicionado a 150° presionar el botón de inicio, para comenzar el ensayo, al terminar este se podrá ver en la pantalla el resultado del ángulo resultante del péndulo.

Imagen 74. Resultado ensayo



Fuente: Elaboración propia

Paso 7: Al terminar el ensayo presione el botón de OFF para que el péndulo quede a 270° con respecto a la horizontal.

6.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

Este manual se debe elaborar para realizar un mantenimiento efectivo en la máquina y que pueda operar de manera correcta, tenga en cuenta seguir las instrucciones dadas en el presente manual con el fin de mantener la adecuada condición de la máquina.

A continuación, se enuncian una serie de actividades a desarrollar con el periodo de frecuencia y la manera correcta de realizarlas, tener en cuenta la condición de funcionamiento de la máquina así mismo como el estado del botón de parada en el caso de que su activación sea necesaria. El mantenimiento de la máquina consiste en tareas de inspección, lubricación y reemplazo de elementos según sea necesario para ello seguir las siguientes indicaciones;

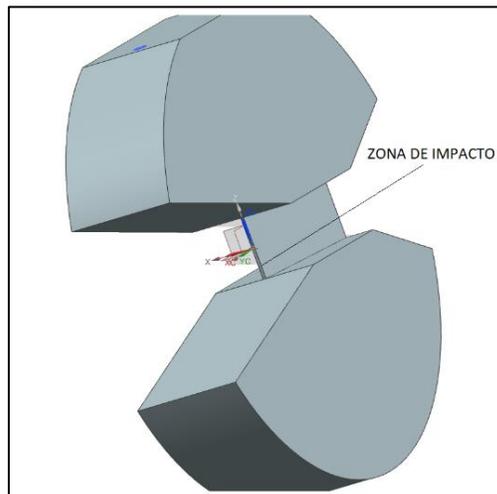
6.3.1 Inspección visual. Para las tareas de inspección visual en la máquina es necesario contar con una serie de instrumentos entre los cuales se encuentra, un Calibrador pie de rey de medición digital, voltímetro, pinza supermetrica, un

micrómetro y un durómetro para realizar algunas tareas que requieren de medición de piezas en la máquina.

Las tareas de inspección visuales son las siguientes;

- ❖ Oprima el botón “OFF” de la máquina como indica el manual de operación de la máquina, una vez el péndulo se posicione a 90° (Zona de impacto de la máquina) y enseguida oprima el botón “stop” para frenar la máquina. Abra la puerta de la jaula y verifique que la posición del péndulo en el eje se encuentre entre las dos muescas que pertenecen al eje (ver manual de montaje)
- ❖ Verifique el nivel de aceite en el moto-reductor según las especificaciones del fabricante en el catálogo (ver anexo C) y de ser necesario realice el cambio del mismo. Verifique que no existen fugas de aceite en el moto-reductor
- ❖ Verifique la holgura en la cota de ajuste del eje de la máquina con el acople del embrague y cerciórese de que las condiciones sean las establecidas por el plano (ver anexo I)
- ❖ Verifique el estado del freno en el ajuste con el eje de la máquina según el plano (ver anexo B). Con ayuda de un multímetro verifique la continuidad de la bobina magnética del freno según las condiciones del fabricante para asegurar su correcto funcionamiento
- ❖ En la zona de impacto del martillo que se muestra en la figura a continuación verifique el radio mencionado en los planos, así como la dimensión de la misma según el plano (Anexo I)

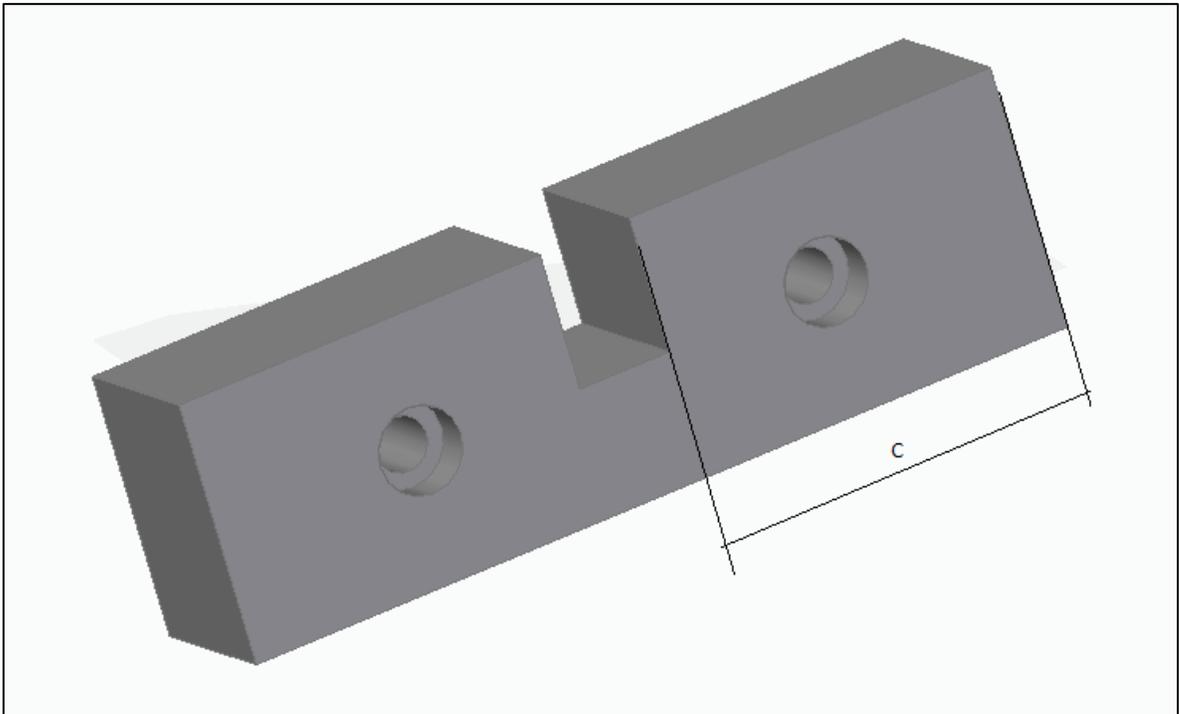
Figura 43. Zona de impacto martillo



Fuente: Elaboración propia

❖ Retírese de la jaula de seguridad y cierre la puerta, una vez afuera oprima el botón “ON” seguido del botón “pos” cuando el péndulo se encuentre en posición de inicio Oprima el botón “Stop” y abra la puerta de la jaula. Retire los Yunques de la prueba y con ayuda del micrómetro verifique la dimensión de la cota que se muestra en la figura 44 a continuación. Esta debe ser verificada en el lado de impacto de la máquina

Figura 44. Cota pieza intercambiable



Fuente: Elaboración propia

Esta dimensión no puede superar a la establecida en las tolerancias del plano de la pieza (ver anexo I) en caso de presentar un desgaste excesivo (por fuera de las dimensiones) se debe realizar el cambio de la pieza conforme el manual de montaje de la máquina.

Además de esta cota en la pieza se debe revisar el radio proporcionado por los planos y de igual manera verificar que se encuentre dentro de las dimensiones establecidas por las tolerancias geométricas de la pieza.

6.4 GUIA DE LABORATORIO

La guía de laboratorio es una herramienta que permite al estudiante el desarrollo de la práctica de laboratorio, debido a que presenta una fundamentación de los conocimientos que serán complementados en el desarrollo de la práctica, además de la secuencia correcta de su desarrollo.

El documento de la guía de laboratorio para la Fundación Universidad de América contiene en primer lugar un encabezado con la identificación de la guía y de la institución. A continuación, posee un rotulo en el cual se encuentra el programa para el cual se elabora la práctica y la asignatura a la cual ayudara a complementar los conocimientos.

En la siguiente sección de la guía se encuentra la introducción y marco teórico de la misma, en esta se relacionan los conceptos necesarios para preparar de manera adecuada la práctica antes de su desarrollo para esta práctica se relacionan los conceptos de absorción de energía y ensayos de impacto.

Al terminar el marco teórico se encuentra una explicación de las actividades que deben ser desarrolladas en la práctica de laboratorio con la secuencia indicada para cada una de ellas, es importante resaltar la necesidad de conocer el funcionamiento básico de la máquina que ayuda al desarrollo de la práctica así como las recomendaciones de seguridad para el estudiante que permitirán mantener la integridad del mismo para ello es necesario el acompañamiento de un orientador que guie el transcurrir de la práctica.

Al desarrollar la práctica en la parte final de la guía se encuentran unas actividades que ayudan a encontrar los resultados del desarrollo de la práctica y de esta manera contextualizar los conceptos aprendidos y desarrollados.

Esta guía de laboratorio para el desarrollo de estas prácticas se encuentra en el anexo H, con los parámetros y condiciones mencionadas anteriormente.

7. ESTUDIO FINANCIERO

En este capítulo se hace el estudio financiero del talento humano, recursos utilizados en el proyecto, el costo de la fabricación de la máquina y la comparación del costo de la maquina con una máquina que ya se consiga en el mercado.

7.1 TALENTO HUMANO Y RECURSOS

En este apartado se calcula el total que se gasta en talento humano y se indica del mismo modo cuales son los recursos utilizados en el proyecto.

Cuadro 2. Talento humano

Ítems	UNIDAD	CANTIDAD	\$/hora	TOTAL	FUENTE FINANCIADORA
TALENTO HUMANO					
Proponentes (2)	HH	1.612	\$7.000	\$11.284.140	Estudiante
Orientador	HH	24	\$15.000	\$360.000	Universidad de américa
Total talento humano				\$11.644.140	
GASTOS DE MAQUINARIA Y EQUIPO					
Computadora	H	450	\$1.200	\$540.000	Universidad de américa
Software basico (office)	H	420	\$500	\$210.000	Universidad de américa
Software de diseño	H	100	\$900	\$90.000	Universidad de américa
Total maquinaria y equipo				\$840.000	
FUNGIBLES					
Libros/ revistas	UNI	3	\$120.000	\$360.000	Universidad de américa
Empastado	UNI	1	\$20.000	\$20.000	Estudiante
Papel	RESMA	2	\$10.000	\$20.000	Estudiante
Impresiones	UNI	400	\$200	\$80.000	Estudiante
Tinta	CARTUCHO	2	\$100.000	\$200.000	Estudiante
Total fungibles				\$680.000	
Otros gastos					
Transporte	UNI	10	\$2.300	\$23.000	Universidad de américa
Total otros gastos				\$23.000	
TOTAL ANTES DE IMPREVISTOS				\$13.187.140	
Imprevistos 2-6 %				4%	
COSTO TOTAL DEL PROYECTO				\$13.714.626	

Fuente: Elaboración propia

7.2 PIEZAS Y COMPONENTES

Este apartado muestra el valor de las piezas ya fabricadas como el motor el embrague entre otros y también los costos de los materiales que posteriormente se les realizara diferentes procesos para su respectiva construcción el cuadro 3.

Cuadro 3. Costos de materiales y piezas

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	VALOR UNIDAD \$	VALOR TOTAL \$
1	Motor posicionamiento	N/A	1.100.000	1.100.000
1	Embrague	N/A	500.000	500.000
1	Freno	N/A	450.000	450.000
2	Esctructura	Fundición	730.000	1.460.000
1	Base Máquina	Fundición	840.000	840.000
1	Eje	AISI 1040	200.000	200.000
2	Tapa rodamientos	AISI 1010	30.000	60.000
2	Rodamientos	N/A	250.000	500.000
1	Base motor	AISI 1020	90.000	90.000
2	Refuerzos base motor	AISI 1020	10.000	20.000
4	Extensores motor	AISI 1010	15.000	60.000
7	Perfiles jaula	AISI 1010	50.000	350.000
6	Paneles de acrilico	Acrylic 2 mm	110.000	660.000
1	PLC	N/A	650.000	650.000
2	Sensores	N/A	85.000	170.000
8	Tornillos	N/A	35.000	280.000
1	Encoder	N/A	260.000	260.000
4	Tornillo m 8 x 1,25	N/A	300.000	1.200.000
Total				8.850.000

Fuente elaboración propia

En el cuadro 4 se muestran los costos de los procesos que se hacen al material para que quede la pieza lista para su ensamble.

Cuadro 4. Costo de fabricación

CANTIDAD	DESCRIPCION	PROCESO	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
1	Péndulo	Mecanizado	340.000	340.000
1	Base maquina	Mecanizado	180.000	180.000
1	Eje	Mecanizado	130.000	130.000
2	Tapas rodamientos	Mecanizado	25.000	50.000
1	Base motor	Doblado	20.000	20.000
2	Yunque charpy	Mecanizado	100.000	200.000
2	Refuerzos base motor	Corte	5.000	10.000
4	Extensores motor	Mecanizado	8.000	32.000
1	Jaula	N/A	260.000	260.000
1	Yunque Izood	Mecanizado	100.000	100.000
2	Sujetador de la Probeta	Mecanizado	100.000	100.000
Total				1.422.000

Fuente elaboración propia

De acuerdo a los cuadros anteriores se define el costo total de la máquina que tendría un valor de 23'986.626 pesos colombianos.

7.3 MAQUINA DE ENSAYO DE IMPACTO MERCADO

Este apartado muestra el valor de una máquina de impacto que se encuentra en el mercado con las especificaciones más parecidas a la maquina realizada en este proyecto.

Imagen 75. Máquina mercado



Fuente: IBERTEST catalogo en línea www.ibertest.es
consultado en 26 de Septiembre del 2018

Imagen 76. Especificaciones máquina

MODELO	PIB-300
Energía de impacto (max.)	300 julios
Peso del martillo	20,4 kg
Longitud del péndulo	770 mm
Velocidad del martillo (máx.)	5,42 m / s
Medición de ángulos	Codificador digital
Resolución de ángulos	0,018 °
Resolución energética	0,01 J
Dimensiones	2150 x 600 x 920 mm
Aprox. peso	750 kg
Suministro eléctrico	3x380 V + N + T / 50-60 Hz
El consumo de energía	500 W

Fuente: IBERTEST catalogo en línea www.ibertest.es consultado en 26 de Septiembre del 2018

Esta máquina tiene un costo en el mercado de 6000 US\$. Que a una TRM de \$ 3.177 el cual generaría un costo total de \$19'062.000. a esto se debe incluir un costo de importación de la máquina el cual es el 30% del costo total de la misma, de esta manera el costo final de la máquina es de \$24.780.600

Dados los costos encontrados para cada una de las máquinas se establece que la máquina para ensayos de impacto por estar diseñada a medida y por el costo de ingeniería asociado con el proyecto es más costosa que comprar una máquina de características similares en el mercado que, aunque no cumpla el 100% de los parámetros genera una disminución en los costos de la misma.

8. CONCLUSIONES

- ❖ El proceso de identificar el estado actual de este tipo de máquinas ayudo a identificar las características esenciales en cuanto a seguridad y diseño que debía contener la máquina para de este modo realizarla no solo de acuerdo con los requerimientos de la Universidad y la norma sino también de la industria
- ❖ El centro de percusión es uno de los factores más importantes en este tipo de máquinas, debido a que este permite transmitir la mayor parte de energía del péndulo a la probeta, con la ventaja que si se tiene en cuenta este punto no se pierde energía en vibraciones o reacciones en los apoyos, ayudando a que el diseño sea más fiable
- ❖ El posicionamiento de la máquina se debe realizar a través de un motoreductor que entregue la potencia necesaria para mover el péndulo y que además no acelere la masa más de lo requerido para este tipo de máquinas, sin embargo este sistema no puede ser acoplado al eje de rotación permanentemente debido a que se generarían perdidas en la entrega de la energía a la probeta para ello es necesario el uso de un embrague que cumpla esta función
- ❖ Para el control y uso de la máquina, dadas las condiciones y requerimientos de la Fundación Universidad de América, se realizó a través de sistemas controlados de manera automática como lo son el motoreductor, el embrague y el Freno electromagnético, para ello es necesario la acción de un PLC que permita el control de estos dispositivos, así como también la lectura de los resultados presentados por la pruebas a su finalización
- ❖ Conforme se realizó el estudio financiero y la viabilidad del proyecto se pudo identificar la factibilidad que se encuentra al realizar la fabricación de la máquina comparada con una que se encuentra en el mercado, esto de acuerdo al costo de cada una y que además la máquina para ensayos de impacto diseñada en este proyecto se ha diseñado conforme a los requerimientos especificados por la Fundación Universidad de América

9. RECOMENDACIONES

- ❖ De construir la máquina se recomienda realizar la adaptación de un software “WINCHARPY” para la lectura y muestra de otros resultados de los ensayos de impacto tal y como se encuentran disponibles en algunas máquinas de este tipo en el mercado
- ❖ Para el buen desarrollo de las pruebas se deben tener las probetas Maquinadas de acuerdo como lo especifica la norma
- ❖ Generar los cambios pertinentes y adición de piezas necesarias para realizar la certificación de la máquina en caso de ser construida

BIBLIOGRAFIA

AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS (2012). Standard test methods for notched bar impact testing of metallic materials, 2011.

ANGEL, Forero, Juan Guillermo. Diseño de un Sistema de evacuación y limpieza de emisiones en el proceso de fundición de plomo secundario en la empresa Recuperación de Metales S.A. Ingeniería Mecánica. Bogotá D.C. Fundación Universidad de América. 2017 p 210.

BUDYNAS, G Richard y Nisbett, J. Keith. Diseño en Ingeniería Mecánica Traducido por Jesús Elmer Murrieta y Efren Alatorre Miguel. 8 ed. México, McGraw-Hill Interamericana, 2008. 1057 p. ISBN 978-0-07-312193-2

E. NELSON. Charles Best. W.G Mclean. Schaum's Outline of Engineering Mechanic Dynamics. Estados Unidos. 2011.

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA. Guía Metodológica opción de grado. Bogotá D.C. 2011

HIBBELER, R. C. Mechanics of materials. 9 ed. Estados Unidos, Pearson educación, 2014. 879 p. ISBN 10: 0-13-325442-9

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Compendio de normas para trabajos escritos. NTC-1486-6166. Bogotá D.C.: el instituto, 2018. ISBN 9789588585673 153 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. (2009) Materiales metálicos, Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy. Parte1: Método de ensayo (ISO 148-1:2009). Edición 2010.

MEDINA, Sergio. Ingeniero Mecánico. Bogotá D.C, 2001. Trabajo de grado Diseño de una máquina para ensayos de impacto para pasadores y placas laterales de cadenas tr. Fundación Universidad de América. Ingenierías. Ingeniería Mecánica.

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Traducido por Virgilio Gonzales y Pozo. 4 ed. México, Pearson educación, 2006. 872 p. ISBN 970-26-0812-0

NANSTAD, R.K., Swain, R.L. and Berggren, R.G. *Influence of Thermal Conditioning Media on Charpy*

NORTON, Robert. Diseño de máquinas. Traducido por Antonio Enríquez Brito. 4 ed. México, Person educación, 2011. 1014 p. ISBN 9780136123705.

Specimen Test Temperature, 'Charpy Impact Test: Factors and Variables', ASTM STP 1072, ASTM, 1990, p. 195

Y. ORTEGA. (2006). Prueba de impacto: ensayo Charpy. Revista Mexicana de Física, 52 Disponible en: www.redalyc.org/articulo.oa?id=57065508

ANEXOS

ANEXO A.
ACEROS SISA AISI 1045

Color de Identificación:

Bianco / Amarillo



ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DEL MATERIAL

NORMAS EQUIVALENTES

AFNOR (Fr)	1C40
BS (Ing)	080 A40
DIN (Ale)	11188
JIS (Jap)	S40C
UNI (Ital)	C40
Grado Thyssen	XC 40H1

RANGOS DE COMPOSICIÓN QUÍMICA

CARBONO	AZUFRE	FÓSFORO	SILICIO	MANGANESO
C	S	P	Si	Mn
0.37 - 0.44	0.04 (Máx)	0.04 (Máx)	0.15 - 0.35	0.60 - 0.90
CRÓMIO	NIOBLIO	MOLEBDENO	VANADIO	TUNGSTENO
Cr	Ni	Mo	V	W
—	—	—	—	—

CARACTERÍSTICAS GENERALES

- Es un Acero de construcción de medio carbono.
- Responde fácilmente al tratamiento térmico de endurecimiento mediante bonificado (temple y revenido), especialmente con temple en medios de alta severidad como el agua.
- Buena Maquinabilidad

APLICACIONES

- Elementos de Maquinarias.
- En general, sus aplicaciones son similares a las del Acero AISI 1045.
- Ejes, engranajes, cigüeñales, espárragos, pernos, cadenas, etc.
- También se suele utilizar en piezas endurecidas superficialmente por inducción o llama calecelébrica.

TRATAMIENTO TÉRMICO DEL MATERIAL

TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRÍAMIENTO	DUREZA	
			RC	HN
NORMALIZADO	870 – 900	AIRE		190 (Máx)
RECOCIDO	840 – 860	HORNO		170 (Máx)
TEMPLE	820 – 850	AGUA	66 (Máx)	
REVENIDO	200 – 620		52 (Máx)	228 (Máx)
CEMENTACIÓN				

CURVA DE REVENIDO



ESTADO DE ENTREGA

www.sumindu.com

Natural o bonificado, durezas (ver certificado de calidad).
Laminado o Forjado, premaquinado según medidas.

ANEXO B.
CATALOGO FRENO Y EMBRAGUE

GOIZPER

**YOUR PARTNER
IN POWER TRANSMISSION**

**ELECTROMAGNETIC
CLUTCHES and BRAKES**

**EMBRAGUES Y FRENOS
ELECTROMAGNETICOS**



ELECTROMAGNETIC SINGLE-DISC CLUTCHES AND BRAKES

EMBRAGUES Y FRENOS ELECTROMAGNÉTICOS MONODISCO

These clutches and brakes dispose of multiple applications due to their characteristic construction: Wrapping machines, printing machines, computers.

They are self-regulating within extensive limits and their torque after the first adapting wear will not suffer variation.

At the releasing position they haven't residual torque thanks to a spring incorporated into the armature. Their operation is effectuated in dry running and the friction disc have to be protected against all oil or grease projections.

Since the friction during the clutching and braking moment takes place also between metallic parts, it is normal that same parts are creating wear grooves and lines during their lifetime.

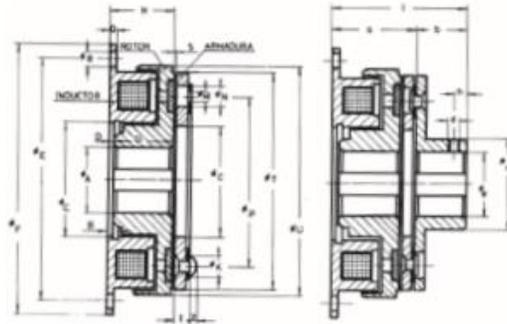
Por su construcción peculiar, estos embragues y frenos tienen múltiples aplicaciones: Envolvedoras, máquinas de imprimir, ordenadores, etc.. Son autoregulantes dentro de unos amplios límites y su par, una vez sufrido el primer desgaste de adaptación no sufre variación.

En posición de desembragado, no tienen par residual gracias a un resorte que lleva incorporado la armadura. Su funcionamiento es en seco y hay que proteger los discos de fricción contra toda proyección de aceite o grasa.

Como el roce en el momento de embragar o frenar tiene lugar también entre partes metálicas, es normal que a través del tiempo surjan en las mismas surcos y rayas.

Serie 4.60 - 4.61

ELECTROMAGNETIC STATIONARY-FIELD SINGLE DISC CLUTCHES /
EMBRAGUES ELECTROMAGNETICOS MONODISCO
DE BOBINA ESTATICA



Serie 4.60

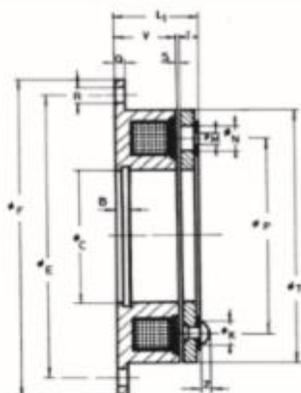
Serie 4.61

SIZE		94	95	01	02	04	08	16	32
Torque	Nm	2	7,5	15	30	60	120	240	480
Voltage	V	24*							
Power	W	10	13	27	27	36	51	72	82
Weight 4.60	Kg	0,20	0,50	0,85	1,5	2,8	5	9,5	17,5
Weight 4.61		0,30	0,60	1,20	2	3,6	6	11	19,5
Speed max.	min ⁻¹	8.000	7.000	6.000	5.000	4.000	3.000	3.000	2.000
Rotor	Kg cm ²	0,20	0,75	2	7	23	65	197	475
J Arm. - 4.60		0,08	0,5	1,4	5	18	55	150	380
J Arm. - 4.61		0,15	0,8	2,4	9	28	80	280	700
Ø A ^{IV} min.		9	10	15	15	15	21	21	25
Ø A ^{IV} max.		10	15	25	30	40	50	70	80
B		-	3,5	4,25	5	5,5	6	7	8
Ø C ^{III}		18	35	42	52	62	80	100	125
D		2,5	2	2,5	3	3,5	3,5	4	4
Ø E		52	72	90	112	138	175	215	270
Ø F ^{III}		62	83	100	125	150	190	230	290
G		20	22	24	27	30	34	40	47
H		22,5	24	26,5	30	33,5	37,5	44	51
I		3,8	3,8	4,5	5,9	6,8	8,5	10,5	12
Ø K		7	7	7	9,5	11	14	17	20
Ø M		2x4,1	3x4,1	3x4,1	3x5,2	3x6,2	3x8,2	3x 10,2	4x12,2
Ø N		8	8,5	8,5	10,5	12	15,5	18	22
Ø P		29	46	60	76	95	120	158	210
Q		2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
Ø R		3x4,3	4x4,5	4x5,5	4x6,5	4x6,5	4x8,5	4x8,5	4x10,5
S		0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5
Ø T		42	63	80	100	125	160	200	250
Ø U		45	67	85	107	135	171	215	268
Z		1,8	1,8	1,8	2	2	3	4	5
a		26,5	28	31,2	36,1	40,6	46,3	55	63,5
b		12	15	20	25	30	38	48	55
Ø d		M4	M4	M5	M5	M6	M8	M8	M10
Ø e min.		8	10	10	11	14	19	25	21
Ø e max.		10	15	20	30	35	50	65	80
h		3	5	6	6	10	10	15	20
i		38,5	43	51,2	61,1	70,6	84,3	103	118,5
Ø m		17	27	38	42	52	65	83	105

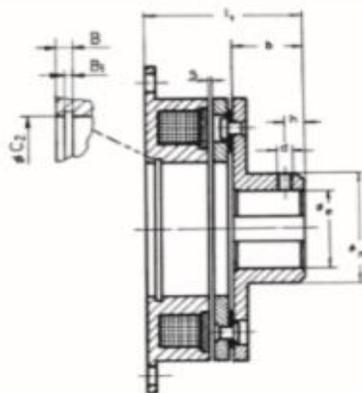
FOR DRY OPERATION / FUNCIONAMIENTO EN SECO
* OTHER VOLTAGE UNDER REQUEST / OTRAS TENSIONES BAJO DEMANDA

Serie 4.62 - 4.63 - 4.64

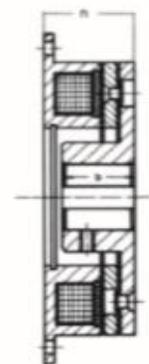
ELECTROMAGNETIC SINGLE DISC BRAKES /
FRENOS ELECTROMAGNETICOS MONODISCO



Serie 4.62



Serie 4.63



Serie 4.64

SIZE		94	95	01	02	04	08	16	32
Torque	Nm	2	7,5	15	30	60	120	240	480
Voltage	V	24*							
Power	W	8	10	22	27	36	38	52	60
Weight 4.62	kg	0,16	0,30	0,5	1	1,70	3,80	6	11
Weight 4.63 - 4.64		0,18	0,40	0,70	1,30	2,20	4	7,5	12,5
Speed max.	min ⁻¹	8.000	7.000	6.000	5.000	4.000	3.000	2.500	2.000
J	Arm. - 4.62	0,08	0,5	1,4	5	18	55	150	380
	Arm. - 4.63 - 4.64	0,15	0,8	2,4	9	28	80	280	700
B		-	3,5	4,25	5	5,5	6	7	8
B ₁		-	1,6	1,85	2,15	2,15	2,65	3,15	4,15
Ø C ^{max}		18	35	42	52	62	80	100	125
Ø C ₁		-	37	44,5	55	65	82,1	103,5	129
Ø E		52	72	90	112	138	175	215	270
Ø F ^{max}		62	83	100	125	150	190	230	290
l		3,8	3,8	4,5	5,9	6,8	8,3	10,5	12
Ø K		7	7	7	10	10	14	17	20
L ₁		21	22	24,7	28,1	31,1	34,6	41	47,5
Ø M		2x4,1	3x4,1	3x4,1	3x5,2	3x6,2	3x8,2	3x10,2	4x12,2
Ø N		8	8,5	8,5	10,5	12	15,5	18,5	22
Ø P		29	46	60	76	95	120	158	210
Q		2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
Ø R		3x4,3	4x4,5	4x5,5	4x6,5	4x6,5	4x8,5	4x8,5	4x10,5
S		0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5
Ø T		42	63	80	100	125	160	200	250
V		17	18	20	22	24	26	30	35
Z		1,8	1,8	1,8	2	2	3	4	5
b		12	15	20	25	30	38	48	55
Ø d		M4	M4	M5	M5	M6	M8	M8	M10
Ø e min.		8	10	10	11	14	19	25	21
Ø e max.		10	15	20	30	35	50	65	80
h		5	5	6	6	10	10	15	20
l ₁		33	37	44,7	53,1	61,1	72,6	89	102,5
Ø m		18,5	27	38	42	52	65	83	105
n		24	25,5	28,7	33,1	37,1	41,6	50	58,5

FOR DRY OPERATION / FUNCIONAMIENTO EN SECO
* OTHER VOLTAGE UNDER REQUEST / OTRAS TENSIONES BAJO DEMANDA

ANEXO C.
CATALOGO MOTOR

Helical geared motors



A.G.P. Representaciones S.A.S
 Calle 21A No. 70 - 40, Bodega UA 7 - 1
 Bogota, Colombia
 Tel. : +57 1 5706353
 Fax : +57 1 5707335
 agp@agp.com.co
 www.agp.com.co

3/2	Orientation
3/3	Geared motors up to 55 kW
3/3	Selection and ordering data
3/62	Transmission ratios and torques
3/62	Selection and ordering data
3/75	Dimensions
3/75	Dimensional drawing overview
3/77	D/Z19
3/78	DF/ZF19
3/79	DZ/ZZ19
3/80	D/Z29
3/81	DB/ZB29
3/82	DF/ZF29
3/83	DZ/ZZ29
3/84	D/Z39
3/85	DB/ZB39
3/86	DF/ZF39
3/87	DZ/ZZ39
3/88	D/Z49 and DB/ZB49
3/89	DF/ZF49
3/90	DZ/ZZ49
3/91	D/Z59 and DB/ZB59
3/92	DF/ZF59
3/93	DZ/ZZ59
3/94	D/Z69 and DB/ZB69
3/95	DF/ZF69
3/96	DZ/ZZ69
3/97	D/Z79 and DB/ZB79
3/98	DF/ZF79
3/99	DZ/ZZ79
3/100	D/Z89 and DB/ZB89
3/101	DF/ZF89
3/102	DZ/ZZ89
3/103	D/Z109
3/104	DF/ZF109
3/105	DZ/ZZ109
3/106	D/Z129
3/107	DF/ZF129
3/108	DZ/ZZ129
3/109	D/Z149
3/110	DF/ZF149
3/111	D/Z169
3/112	DF/ZF169
3/113	D/Z189
3/114	DF/ZF189
3/115	Inner contour of the flange design

SIMOGEAR Geared Motors

Helical geared motors

Orientation

SIMOGEAR helical geared motor Z and D



3

Fig. 3/1 Helical geared motor Z and D

SIMOGEAR helical geared motors are available in the following versions for mounting in any position:

- 2 or 3 stages Z/D
- Foot-mounted design Z/D
- Flange-mounted design ZF/DF
- Design with integrated housing flange ZZ/DZ
- Combined foot/flange-mounted design ZB/DB

SIMOGEAR Geared Motors

Helical geared motors

Geared motors up to 55 kW

Selection and ordering data

P_{rated} kW	n_2 rpm	T_2 Nm	i -	F_{P2} N	f_B -	m kg	Article No. (Article No. supplement → below)	Order code No. of poles
0.12	D.69-LA63MG6							
	3.0	375	328.49	11 300	1.6	27	2KJ3206 - ■ BE11 - ■ ■ S1	P01
	3.4	335	292.08	11 400	1.8	27	2KJ3206 - ■ BE11 - ■ ■ R1	P01
	3.9	290	256.46	11 400	2.0	27	2KJ3206 - ■ BE11 - ■ ■ Q1	P01
	D.59-LA71MJ8							
	2.1	545	307.02	6 400	0.82	24	2KJ3205 - ■ CF11 - ■ ■ S1	P02
	2.4	485	272.99	7 470	0.93	24	2KJ3205 - ■ CF11 - ■ ■ R1	P02
	2.7	425	239.70	7 700	1.1	24	2KJ3205 - ■ CF11 - ■ ■ Q1	P02
	D.59-LA63MG6							
	3.3	350	307.02	7 820	1.3	22	2KJ3205 - ■ BE11 - ■ ■ S1	P01
	3.7	310	272.99	7 890	1.4	22	2KJ3205 - ■ BE11 - ■ ■ R1	P01
	4.2	275	239.70	7 950	1.6	22	2KJ3205 - ■ BE11 - ■ ■ Q1	P01
	D.59-LA63ME4							
	4.4	260	307.02	7 970	1.7	22	2KJ3205 - ■ BC11 - ■ ■ S1	
	4.9	230	272.99	8 020	1.9	22	2KJ3205 - ■ BC11 - ■ ■ R1	
	D.49-LA71MJ8							
	2.9	390	219.30	4 010	0.82	22	2KJ3204 - ■ CF11 - ■ ■ Q1	P02
	D.49-LA63MG6							
	3.6	320	280.89	5 780	0.99	20	2KJ3204 - ■ BE11 - ■ ■ S1	P01
	4.0	285	249.76	5 970	1.1	20	2KJ3204 - ■ BE11 - ■ ■ R1	P01
	4.6	250	219.30	6 040	1.3	20	2KJ3204 - ■ BE11 - ■ ■ Q1	P01
	D.49-LA63ME4							
	4.8	235	280.89	6 070	1.3	19	2KJ3204 - ■ BC11 - ■ ■ S1	
	5.4	210	249.76	6 120	1.5	19	2KJ3204 - ■ BC11 - ■ ■ R1	
	6.2	186	219.30	6 170	1.7	19	2KJ3204 - ■ BC11 - ■ ■ Q1	
	6.8	169	199.36	6 210	1.9	19	2KJ3204 - ■ BC11 - ■ ■ P1	
	D.39-LA63MG6							
	4.8	235	208.69	3 490	0.84	10	2KJ3203 - ■ BE11 - ■ ■ Q1	P01
	5.5	205	181.07	4 240	0.96	10	2KJ3203 - ■ BE11 - ■ ■ P1	P01
	D.39-LA63ME4							
5.7	200	235.29	4 370	1.0	10	2KJ3203 - ■ BC11 - ■ ■ R1		
6.5	177	208.69	4 940	1.1	10	2KJ3203 - ■ BC11 - ■ ■ Q1		
7.5	154	181.07	5 510	1.3	10	2KJ3203 - ■ BC11 - ■ ■ P1		
8.2	140	164.61	5 800	1.4	10	2KJ3203 - ■ BC11 - ■ ■ N1		
9.6	120	141.17	5 800	1.7	10	2KJ3203 - ■ BC11 - ■ ■ M1		
11	109	128.34	5 800	1.8	10	2KJ3203 - ■ BC11 - ■ ■ L1		
12	96	112.53	5 800	2.1	10	2KJ3203 - ■ BC11 - ■ ■ K1		
D.29-LA63ME4								
7.0	164	192.93	3 070	0.85	8	2KJ3202 - ■ BC11 - ■ ■ P1		

SIMOGEAR Geared Motors

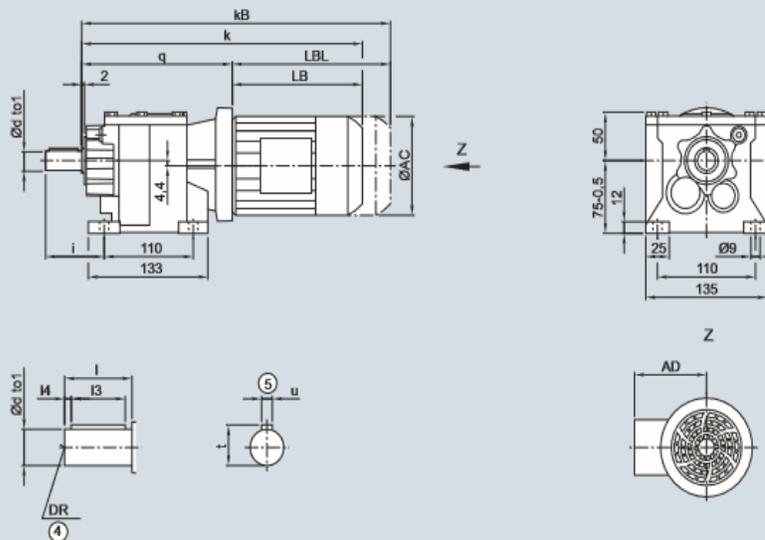
Helical geared motors

Dimensions

D/Z19 gearbox in a foot-mounted design

DZ030

D/Z19



Shaft	d	to1	l	l3	l4	t	u	i	DR
	16	k6	28	22	3	18.0	5	46	M5
	16	k6	40	32	4	18.0	5	58	M8
	20	k6	40	32	4	22.5	6	58	M6x16
Motor	LA 63M		71M		LE 80M		80ZM		
q	159.5		167.5		168.0		168.0		
AC	117.8		138.8		156.3		156.3		
AD ¹⁾	124.0		134.0		149.2		149.2		
k	320.0		352.0		408.0		443.0		
kB	364.5		407.0		468.0		503.0		
LB	160.5		184.5		240.0		275.0		
LBL	205.0		239.5		300.0		335.0		

④ DIN 332

¹⁾ AD depends on the motor options, for other dimensions, see page 8/42.

⑤ Feather key/keyway DIN 6885

SIMOGEAR Geared Motors

Helical geared motors

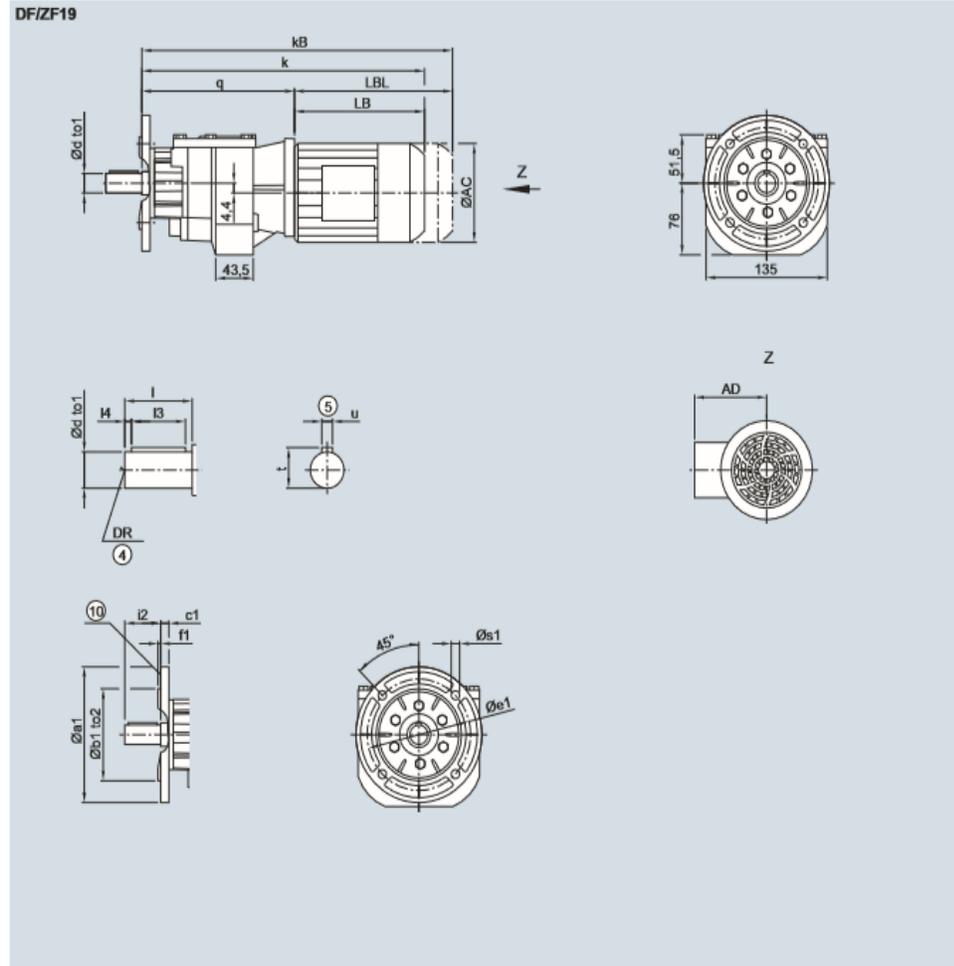
Dimensions

DF/ZF19 gearbox in a flange-mounted design

DZF030

DF/ZF19

3



Flange	a1	b1	to2	c1	e1	f1	s1	Shaft	d	to1	i	l3	l4	t	u	i2	DR	
	120	80	j6	8	100	3.0	6.6		16	k6	28	22	3	18.0	5	28	M5	
	140	95	j6	9	115	3.0	9.0		16	k6	40	32	4	18.0	5	40	M8	
	160	110	j6	9	130	3.5	9.0		20	k6	40	32	4	22.5	6	40	M6x16	
Motor	LA 63M	71M						LE 80M	80ZM									
q	168.5	176.5						177.0	177.0									
AC	117.8	138.8						156.3	156.3									
AD ¹⁾	124.0	134.0						149.2	149.2									
k	329.0	361.0						417.0	452.0									
kB	373.5	416.0						477.0	512.0									
LB	160.5	184.5						240.0	275.0									
LBL	205.0	239.5						300.0	335.0									

① DIN 332

¹⁾ AD depends on the motor options, for other dimensions, see page 8/42.

② Feather key/keyway DIN 6885

③ For inner contour, see page 3/115

ANEXO D.
CATALOGO ELECTRODO

Electrodos para la soldadura de fundición

Fonte-Ni níquel puro/DC + <small>ANS A 1.15 E NF-C1 DIN 6873 EN60 11</small>	C 1,20 Mn +1,00 Si -2,00 Fe -2,00 Ni +95,00	Electrodo de níquel puro con revestimiento grafito-básico. Recomendado para la soldadura en frío y reparación de fundición gris y de flusos. Deposita cordones planos y de fácil mecanización. Indicado para reparaciones de bloques de motores, cajas de cambio, troqueles, válvulas y cuerpos de bombas.	Rm(MPa) >300 Dureza -180 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">70 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">100 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">145 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">180 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	70 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	3,2 x 350	100 A	4,0 x 350	145 A	5,0 x 450	180 A
2,5 x 350	70 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
3,2 x 350	100 A												
4,0 x 350	145 A												
5,0 x 450	180 A												
Fonte-Ni2 níquel puro/DC - <small>ANS A 1.15 E NF-C1 DIN 6873 E NF 60 12</small>	C 1,00 Si +1,20 Fe -2,00 Ni +95,00	Electrodo de níquel puro con revestimiento grafito-básico para la soldadura en DC - y AC. Para la soldadura en frío y reparación de fundición gris y de flusos. Deposita cordones de buen aspecto y fácil mecanización. Reparación de bloques de motor, cajas de cambio, troqueles, válvulas y cuerpos de bombas.	Rm(MPa) >300 Dureza -180 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">80 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">120 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">160 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">200 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	80 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	3,2 x 350	120 A	4,0 x 350	160 A	5,0 x 450	200 A
2,5 x 350	80 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
3,2 x 350	120 A												
4,0 x 350	160 A												
5,0 x 450	200 A												
Fonte-Ni4 níquel puro revestimiento no conductor <small>ANS A 1.15 E NF-C1 DIN 6873 E NF 60 13</small>	C 0,80 Si 0,50 Fe 6,00 Ni base	Electrodo con revestimiento básico exento de bario y revestimiento no conductor. Deposita níquel puro. Recomendado para la soldadura en frío y reparaciones de flusos en especial sobre fundición gris. Especialmente diseñado para soldar en orificios profundos o piezas donde el revestimiento puede hacer contacto con la fundición. Deposita fácilmente mecanizable. Reparación de bloques de motores, carcasas y bancadas, cajas de cambio y reductores, cuerpos de válvulas, etc.	Rm(MPa) >300 Dureza -170 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">80 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">110 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">140 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">170 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	80 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	3,2 x 350	110 A	4,0 x 350	140 A	5,0 x 450	170 A
2,5 x 350	80 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
3,2 x 350	110 A												
4,0 x 350	140 A												
5,0 x 450	170 A												
Ferro-Ni ferro Ni/DC+ <small>ANS A 1.15 E NF-C1 DIN 6873 E NF+ 1 60 14</small>	C 1,00 Si -2,00 Mn +1,00 Ni 56,00 Fe Rem.	Electrodo con revestimiento grafito-básico depositando una aleación hierro-níquel (60%Ni - 40%Fe) para reparación de fundiciones nodulares. Deposito homogéneo y de gran resistencia contra la fisuración. Especialmente indicado para la soldadura heterogénea entre fundiciones y aceros. Para defectos de fundición, reparaciones de bloques de motor, bancadas de máquinas herramienta, cajas de cambio, reductores, válvulas y cuerpos de bombas.	Rm(MPa) >400 Dureza -200 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">70 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">100 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">145 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">170 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	70 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	3,2 x 350	100 A	4,0 x 350	145 A	5,0 x 350	170 A
2,5 x 350	70 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
3,2 x 350	100 A												
4,0 x 350	145 A												
5,0 x 350	170 A												
Bimetal-NiFe "bimetal" <small>ANS A 1.15 E NF-C1 DIN 6873 EN60 1 60 21</small>	C 1,30 Si 0,80 Mn 0,30 Ni 55,00 Fe Rem.	Electrodo con revestimiento grafito-básico y alma bimetalica con una gran conductividad eléctrica. El alma "bimetal" permite altas velocidades de fusión con corriente continua o alterna sin riesgos de sobrecalentamiento del electrodo. Para reparaciones y soldadura de construcción en todo tipo de fundición y uniones distintas entre fundiciones y aceros. Excelentes propiedades mecánicas.	Rm(MPa) 550-600 Rp0,2(MPa) >300 Al(Cu) > 15 Dureza -190 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">80 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">120 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">145 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">180 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	80 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	3,2 x 350	120 A	4,0 x 350	145 A	5,0 x 450	180 A
2,5 x 350	80 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
3,2 x 350	120 A												
4,0 x 350	145 A												
5,0 x 450	180 A												
Fonte BMP electrodo "bimetal" DC+ <small>ANS A 1.15 E NF-C1 DIN 6873 EN60 1 60 21</small>	C 0,80 Mn 0,30 Si 0,80 Ni 55,00 Fe base	Electrodo grafito-básico (Exento de bario) y alma bimetalica con alta conductividad eléctrica para la soldadura en frío de fundiciones con DC+ o AC. El alma bimetalica permite una elevada velocidad de fusión tanto en alterna como en continua, sin riesgo de sobrecalentamiento del electrodo (fenómeno habitual en los electrodos estándar de ferro-níquel) indicado para reparaciones o construcción de todo tipo de fundiciones y uniones heterogéneas de fundiciones con aceros.	Rm(MPa) 540 Rp0,2(MPa) >300 Al(Cu) 22 Dureza -180 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">85 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">110 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">135 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">165 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	85 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	3,2 x 350	110 A	4,0 x 350	135 A	5,0 x 450	165 A
2,5 x 350	85 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
3,2 x 350	110 A												
4,0 x 350	135 A												
5,0 x 450	165 A												
Fe-Ni/Cu FeNi/revestimiento de cobre <small>ANS A 1.15 E NF-C1 DIN 6873 E NF+ 1 60 13</small>	C 1,10 Si 1,20 Mn 0,80 Fe Rem. Ni 53,00 Cu 4,00	Electrodo con revestimiento grafito-básico y alma aleada depositando una aleación de hierro-níquel-cobre (50%Ni-40%Fe-10%Cu) para la soldadura y reparación de fundición austenítica. La principal ventaja de este electrodo es la gran resistencia contra el sobrecalentamiento durante la soldadura gracias a su especial contenido de cobre. Excepcional soldabilidad. Para defectos de fundición, reparación de bloques de motor, cajas de cambio, troqueles, bombas y cuerpos de válvulas.	Rm(MPa) >400 Dureza -200 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">70 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">100 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">150 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">180 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	70 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	3,2 x 350	100 A	4,0 x 350	150 A	5,0 x 450	180 A
2,5 x 350	70 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
3,2 x 350	100 A												
4,0 x 350	150 A												
5,0 x 450	180 A												
Fonte NiFe2 FeNi/DC - <small>ANS A 1.15 E NF-C1 DIN 6873 E NF+ 1 60 12</small>	C 1,70 Si 1,40 Mn 0,70 Fe Rem. Ni 53,00	Electrodo con revestimiento grafito-básico que deposita una aleación de hierro-níquel para uniones y reparaciones de fundición nodular. Indicado para uniones heterogéneas entre fundiciones y aceros, y piezas de fundición. Reparación de defectos en fundiciones, bloques de motor, bancadas de máquinas herramienta, cajas de cambio, reductores, bombas y cuerpos de válvulas.	Rm(MPa) >400 Dureza -200 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">70 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">100 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 350</td> <td style="text-align: center;">145 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">180 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	70 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	3,2 x 350	100 A	4,0 x 350	145 A	5,0 x 450	180 A
2,5 x 350	70 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
3,2 x 350	100 A												
4,0 x 350	145 A												
5,0 x 450	180 A												
Fonte-Fe base hierro/para mantenimiento <small>ANS A1.15 E04 DIN 6873 E Fe 1</small>	C 0,13 Mn 0,50 Si 0,90 Fe Rem.	Electrodo especial base hierro para la reparación de piezas de fundición de baja calidad, con escoria o empapadas de acabe (paños de herrero, cajas, quemadores, bombas...) El depósito de soldadura puede ser mecanizado solamente con muela. Para recargues es importante utilizar únicamente Fonte-Fe en las primeras pasadas y luego utilizar Selectac Fonte-Ni o Ferro-Ni para continuar.	Dureza -360 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">2,5 x 350</td> <td style="text-align: center;">80 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-70 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">100 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">130 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">160 A</td> </tr> </table>	2,5 x 350	80 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-70 V</div>	3,2 x 350	100 A	4,0 x 450	130 A	5,0 x 450	160 A
2,5 x 350	80 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ +</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-70 V</div>											
3,2 x 350	100 A												
4,0 x 450	130 A												
5,0 x 450	160 A												
Fonte Fe3® para soldadura en caliente <small>ANS A 1.15 "E03-B" DIN 6873 E FAC-G-60 42</small>	C 3,00 Si 3,20 Mn 0,30 Fe Rem.	Electrodo con revestimiento grafito-básico para soldadura en caliente de la fundición nodular que deposita una aleación de similar color. Aros estable, puede soldar sobre la escoria en caliente, con un buen control del metal solidado. Su principal aplicación es la soldadura de defectos de fundición en planta.	Rm(MPa) 450 Rp0,2(MPa) 320 Al(Cu) 15 Dureza 220 HB	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">3,2 x 350</td> <td style="text-align: center;">110 A</td> <td rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">4,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">150 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">180 A</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">6,0 x 450</td> <td style="text-align: center;">220 A</td> </tr> </table>	3,2 x 350	110 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>	4,0 x 450	150 A	5,0 x 450	180 A	6,0 x 450	220 A
3,2 x 350	110 A	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 0 auto;">+ -</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; width: 20px; margin: 2px auto;">-80 V</div>											
4,0 x 450	150 A												
5,0 x 450	180 A												
6,0 x 450	220 A												

Después de PANT 900°C/h + 700°C/4h.

ANEXO E.
CATALOGO RODAMIENTOS

Rodamientos



Rodamientos

Conversiones de unidades	8
Prólogo	9
El Grupo SKF	14
SKF: la empresa del conocimiento industrial	16
Principios para la selección y la aplicación de los rodamientos	18
A Conceptos básicos de rodamientos	21
Selección de rodamientos	22
Terminología	23
Tipos y diseños de rodamientos	26
Dimensiones principales	40
Sistema de designación básica de rodamientos	42
Criterios básicos de selección	46
B Selección del tamaño del rodamiento	61
Un enfoque sistemático sobre la selección de rodamientos	62
Vida útil y capacidad de carga de los rodamientos	63
Selección del tamaño del rodamiento utilizando las fórmulas de la vida útil	64
Cargas dinámicas del rodamiento	84
Selección del tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática	87
Ejemplos de cálculo	90
Herramientas de cálculo de SKF	92
Servicio de Consultoría en Ingeniería SKF	94
Prueba de la vida útil SKF	95
C Fricción	97
Cálculo del momento de fricción	98
El modelo SKF para el cálculo del momento de fricción	99
Par de arranque	114
Pérdida de potencia y temperatura del rodamiento	114
D Velocidades	117
Conceptos básicos sobre la velocidad de los rodamientos	118
Velocidad de referencia	118
Velocidad límite	126
Casos especiales	127
Generación de vibraciones a altas velocidades	128

E	Especificaciones de los rodamientos	131
	Dimensiones	132
	Tolerancias	132
	Juego interno de los rodamientos	149
	Materiales usados para los rodamientos	150
F	Consideraciones de diseño	159
	Sistemas de rodamientos	160
	Fijación radial de los rodamientos	165
	Fijación axial de los rodamientos	204
	Diseño de los componentes relacionados	210
	Selección del juego interno o la precarga	212
	Soluciones de sellado	226
G	Lubricación	239
	Conceptos básicos de la lubricación	240
	Lubricación con grasa	242
	Grasas lubricantes	244
	Grasas SKF	249
	Relubricación	252
	Procedimientos de relubricación	258
	Lubricación con aceite	262
H	Montaje, desmontaje y mantenimiento de los rodamientos	271
	Información general	272
	Montaje	275
	Desmontaje	285
	Almacenamiento de los rodamientos	291
	Inspección y limpieza	291
	Datos de los productos	292
1	Rodamientos rígidos de bolas	295
	Tablas de productos	
	1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas	322
	1.2 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados	346
	1.3 Unidades de rodamiento selladas con aceite ICOS	374
	1.4 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con ranura para anillo elástico	376
	1.5 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con ranura para anillo elástico y placas de protección	382
	1.6 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable	386
	1.7 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable tapados	394
	1.8 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con escotes de llenado	410
	1.9 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con escotes de llenado y anillo elástico	414
	1.10 Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas	416
2	Rodamientos Y (rodamientos de inserción)	421
	Tablas de productos	
	2.1 Rodamientos Y con prisioneros, ejes métricos	458
	2.2 Rodamientos Y con prisioneros, ejes en pulgadas	460
	2.3 Rodamientos Y con un anillo de fijación excéntrico, ejes métricos	464
	2.4 Rodamientos Y con un anillo de fijación excéntrico, ejes en pulgadas	466



1 Rodamientos rígidos de bolas

Diseños y versiones	296	Límites de temperatura	318
Rodamientos rígidos de una hilera de bolas	296	Velocidad admisible	318
Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable	296	Sistema de designación	320
Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con escotes de llenado	297	Tablas de productos	
Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas	298	1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas	322
Jaulas	298	1.2 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados	346
Soluciones de sellado	300	1.3 Unidades de rodamiento selladas con aceite ICOS	374
Placas de protección	301	1.4 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con ranura para anillo elástico	376
Sellos no rozantes	301	1.5 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con ranura para anillo elástico y placas de protección	382
Sellos de baja fricción	302	1.6 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable	386
Sellos de contacto	303	1.7 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable tapados	394
Unidades de rodamiento selladas con aceite ICOS	304	1.8 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con escotes de llenado	410
Grasas para rodamientos tapados	304	1.9 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas con escotes de llenado y anillo elástico	414
Vida útil de la grasa para rodamientos tapados	306	1.10 Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas	416
Rodamientos con ranura para anillo elástico	308	Otros rodamientos rígidos de bolas	
Rodamientos de funcionamiento silencioso	309	Unidades de rodamientos con sensor	1151
Rodamientos apareados	309	Rodamientos para temperaturas extremas	1169
Clases de rendimiento	310	Rodamientos con Solid Oil	1185
Rodamientos SKF Explorer	310	Rodamientos SKF DryLube	1191
Rodamientos energéticamente eficientes (E2) SKF	310	Rodamientos INSOCOAT	1205
Datos de los rodamientos	312	Rodamientos híbridos	1219
(Estándares de las dimensiones, tolerancias, juego interno, desalineación, fricción, par de arranque, pérdida de potencia, frecuencias de defectos)		Rodamientos con recubrimiento NoWear	1241
Cargas	316	Rodamientos de bolas de material polimérico	1247
(Carga mínima, capacidad de carga axial, cargas equivalentes)			

1 Rodamientos rígidos de bolas

Límites de temperatura

La temperatura de funcionamiento admisible para los rodamientos rígidos de bolas puede estar limitada por lo siguiente:

- la estabilidad dimensional de los aros y las bolas de los rodamientos;
- la jaula;
- los sellos;
- el lubricante.

Cuando se prevean temperaturas fuera del rango admisible, comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.

Aros y bolas de los rodamientos

Los rodamientos rígidos de bolas SKF reciben un tratamiento térmico especial. Los rodamientos están estabilizados térmicamente a temperaturas de hasta, al menos, **120 °C (250 °F)**.

Jaulas

Las jaulas de acero o latón pueden utilizarse con las mismas temperaturas de funcionamiento que los aros y las bolas de los rodamientos. Para conocer los límites de temperatura para las jaulas de polímero, consulte la sección *Materiales de las jaulas* (→ **página 152**).

Sellos

La temperatura de funcionamiento admisible para los sellos varía según el material:

- Sellos de NBR:
de **-40 a +100 °C (-40 a +210 °F)**. Pueden soportar temperaturas de hasta **120 °C (250 °F)** durante breves períodos.
- Sellos de FKM:
de **-30 a +230 °C (de -20 a +445 °F)**

Lubricantes

Los límites de temperatura de las grasas utilizadas en los rodamientos rígidos de bolas SKF tapados en ambos lados se indican en la **tabla 4** (→ **página 305**). Los límites de temperatura de otras grasas SKF se indican en la sección *Lubricación* (→ **página 239**).

Cuando se utilicen lubricantes no suministrados por SKF, los límites de temperatura deben evaluarse de acuerdo con el concepto del semáforo de SKF (→ **página 244**).

Velocidad admisible

La velocidad admisible se puede calcular utilizando las velocidades nominales indicadas en las tablas de productos y aplicando la información proporcionada en la sección *Velocidades* (→ **página 117**). Si no se indica ninguna velocidad de referencia en las tablas de productos, la velocidad límite es la velocidad admisible.

SKF recomienda la lubricación con aceite para rodamientos con jaula centrada respecto del aro (sufijo de designación MA o MB). Cuando estos rodamientos están lubricados con grasa (→ *Lubricación*, **página 239**), el factor de velocidad se limita a **$A \leq 450\,000$ mm/min**.

donde

$$A = n d_m \text{ [mm/min]}$$

$$d_m = \text{diámetro medio del rodamiento [mm]}$$

$$= 0,5 (d + D)$$

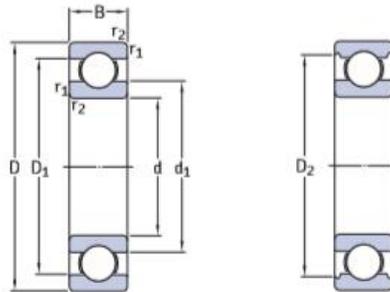
$$n = \text{velocidad de giro [r. p. m.]}$$

Para obtener más información sobre aplicaciones que exceden estos valores, comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.

Rodamientos apareados

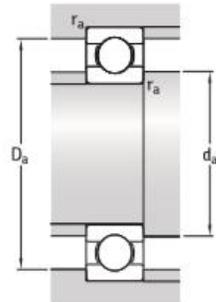
En el caso de los rodamientos apareados, la velocidad admisible calculada para un rodamiento individual debe reducirse a, aproximadamente, el 80% del valor mencionado.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 25–35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,4	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,22	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,815	20 000	13 000	0,54	6405
	28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,17
68		18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,3	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406
	35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029
55		10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
62		9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
62		14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
72		17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
72		17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
80		21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
100		25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

* Rodamiento SKF Explorer



Dimensiones					Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀
mm					mm			-	
25	28,5	33,2	=	0,3	27	35	0,3	0,015	14
	30,2	36,8	37,7	0,3	27	40	0,3	0,02	15
	33,3	40,7	=	0,3	27	45	0,3	0,02	15
	32	40	42,2	0,6	28,2	43,8	0,6	0,025	14
	34,3	44	46,3	1	30,6	46,4	1	0,025	14
	33,1	44,5	=	1	30,6	46,4	1	0,025	13
	36,6	50,4	52,7	1,1	32	55	1	0,03	12
	36,3	51,7	=	1,1	32	55	1	0,03	12
	45,4	62,9	=	1,5	34	71	1,5	0,035	12
	28	37	49	51,5	1	33,6	52,4	1	0,025
41,7		55,5	57,8	1,1	35	61	1	0,03	13
30	33,7	38,4	=	0,3	32	40	0,3	0,015	14
	35,2	41,7	42,7	0,3	32	45	0,3	0,02	14
	37,7	47,3	=	0,3	32	53	0,3	0,02	15
	38,2	46,8	49	1	34,6	50,4	1	0,025	15
	40,3	51,6	54,1	1	35,6	56,4	1	0,025	14
35	39,5	52,9	=	1	35,6	56,4	1	0,025	13
	44,6	59,1	61,9	1,1	37	65	1	0,03	13
	42,3	59,6	=	1,1	37	65	1	0,03	12
	50,3	69,7	=	1,5	41	79	1,5	0,035	12
	38,2	42,8	=	0,3	37	45	0,3	0,015	14
	42,2	50,1	52,2	0,6	38,2	51,8	0,6	0,02	16
	44	53	=	0,3	37	60	0,3	0,02	14
43,7	53,3	55,7	1	39,6	57,4	1	0,025	15	
35	46,9	60	62,7	1,1	42	65	1	0,025	14
	46,1	61,7	=	1,1	42	65	1	0,025	13
	49,5	65,4	69,2	1,5	44	71	1,5	0,03	13
	57,4	79,6	=	1,5	46	89	1,5	0,035	12

ANEXO F.
NORMA ASTM E-23



Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials¹

This standard is issued under the fixed designation E23; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last approval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or approval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.

² Note—Editorial changes made throughout in September 2007.

1. Scope

1.1 These test methods describe notched-bar impact testing of metallic materials by the Charpy (simple-beam) test and the Izod (cantilever-beam) test. They give the requirements for: test specimens, test procedures, test reports, test machines (see [Annex A1](#)) verifying Charpy impact machines (see [Annex A2](#)), optional test specimen configurations (see [Annex A3](#)), pre-cracking Charpy V-notch specimens (see [Annex A4](#)), designation of test specimen orientation (see [Annex A5](#)), and determining the percent of shear fracture on the surface of broken impact specimens (see [Annex A6](#)). In addition, information is provided on the significance of notched-bar impact testing (see [Appendix X1](#)), methods of measuring the center of strike (see [Appendix X2](#)).

1.2 These test methods do not address the problems associated with impact testing at temperatures below -196°C (-320°F , 77 K).

1.3 The values stated in SI units are to be regarded as the standard. Inch-pound units are provided for information only.

1.4 This standard does not purport to address all of the safety concerns, if any, associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations prior to use. Specific precautionary statements are given in Section 5.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:²

[B925](#) Practices for Production and Preparation of Powder Metallurgy (PM) Test Specimens

[E177](#) Practice for Use of the Terms Precision and Bias in ASTM Test Methods

¹ These test methods are under the jurisdiction of ASTM Committee E28 on Mechanical Testing and are the direct responsibility of Subcommittee E28.07 on Impact Testing.

Current edition approved June 1, 2007. Published July 2007. Originally approved in 1933. Last previous edition approved 2007 as E23 – 07. DOI: 10.1520/E0023-07A01.

² For referenced ASTM standards, visit the ASTM website, www.astm.org, or contact ASTM Customer Service at service@astm.org. For Annual Book of ASTM Standards volume information, refer to the standard's Document Summary page on the ASTM website.

[E399](#) Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness K_{Ic} of Metallic Materials

[E604](#) Test Method for Dynamic Tear Testing of Metallic Materials

[E691](#) Practice for Conducting an Interlaboratory Study to Determine the Precision of a Test Method

[E1313](#) Guide for Recommended Formats for Data Records Used in Computerization of Mechanical Test Data for Metals (Discontinued 2000)³

3. Summary of Test Method

3.1 The essential features of an impact test are: a suitable specimen (specimens of several different types are recognized), a set of anvils, and specimen supports on which the test specimen is placed to receive the blow of the moving mass, a moving mass that has sufficient energy to break the specimen placed in its path, and a device for measuring the energy absorbed by the broken specimen.

4. Significance and Use

4.1 These test methods of impact testing relate specifically to the behavior of metal when subjected to a single application of a force resulting in multi-axial stresses associated with a notch, coupled with high rates of loading and in some cases with high or low temperatures. For some materials and temperatures the results of impact tests on notched specimens, when correlated with service experience, have been found to predict the likelihood of brittle fracture accurately. Further information on significance appears in [Appendix X1](#).

5. Precautions in Operation of Machine

5.1 Safety precautions should be taken to protect personnel from the swinging pendulum, flying broken specimens, and hazards associated with specimen warming and cooling media.

6. Apparatus

6.1 General Requirements:

6.1.1 The testing machine shall be a pendulum type of rigid construction.

³ Withdrawn. The last approved version of this historical standard is referenced on www.astm.org.

6.1.2 The testing machine shall be designed and built to conform with the requirements given in [Annex A1](#).

6.2 Inspection and Verification

6.2.1 Inspection procedures to verify impact machines directly are provided in [A2.2](#) and [A2.3](#). The items listed in [A2.2](#) must be inspected annually.

6.2.2 The procedures to verify Charpy V-notch machines indirectly, using verification specimens, are given in [A2.4](#). Charpy impact machines must be verified directly and indirectly annually.

7. Test Specimens

7.1 Configuration and Orientation

7.1.1 Specimens shall be taken from the material as specified by the applicable specification. Specimen orientation should be designated according to the terminology given in [Annex A5](#).

7.1.2 The type of specimen chosen depends largely upon the characteristics of the material to be tested. A given specimen

may not be equally satisfactory for soft nonferrous metals and hardened steels; therefore, many types of specimens are recognized. In general, sharper and deeper notches are required to distinguish differences in very ductile materials or when using low testing velocities.

7.1.3 The specimens shown in [Figs. 1 and 2](#) are those most widely used and most generally satisfactory. They are particularly suitable for ferrous metals, excepting cast iron.⁴

7.1.4 The specimen commonly found suitable for die-cast alloys is shown in [Fig. 3](#).

7.1.5 The specimens commonly found suitable for Powder Metallurgy (P/M) materials are shown in [Figs. 4 and 5](#). P/M impact test specimens shall be produced following the procedure in [Practice B9.25](#). The impact test results of these materials are affected by specimen orientation. Therefore,

⁴ Report of Subcommittee XV on Impact Testing of Committee A-3 on Cast Iron, Proceedings, ASTM, Vol. 23 Part 1, 1933.

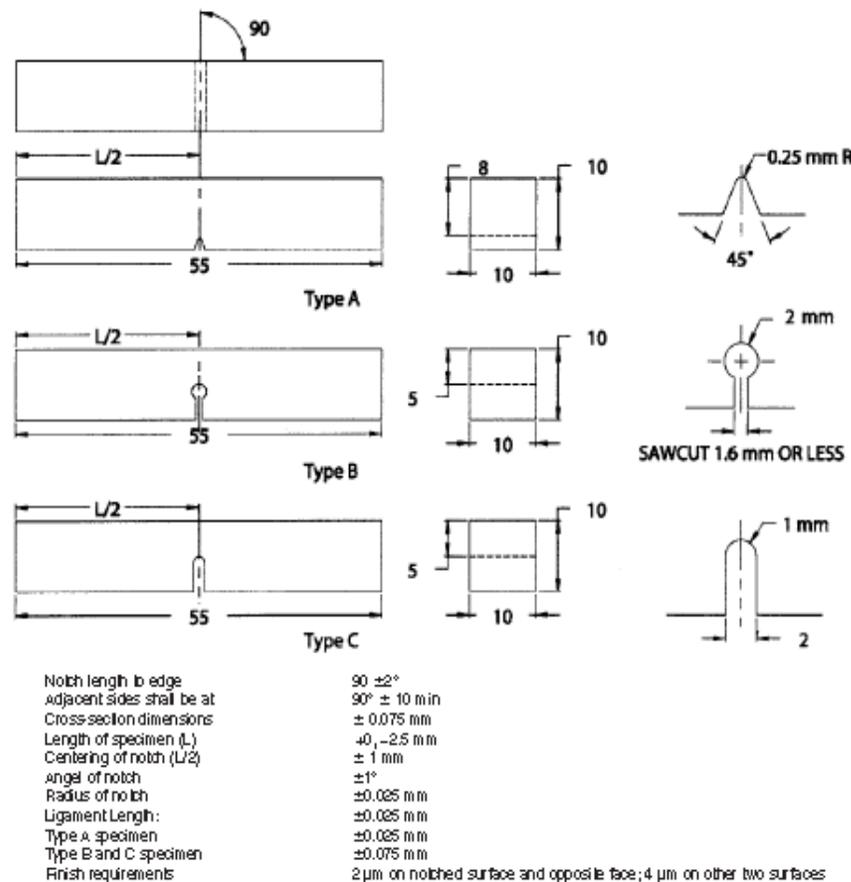
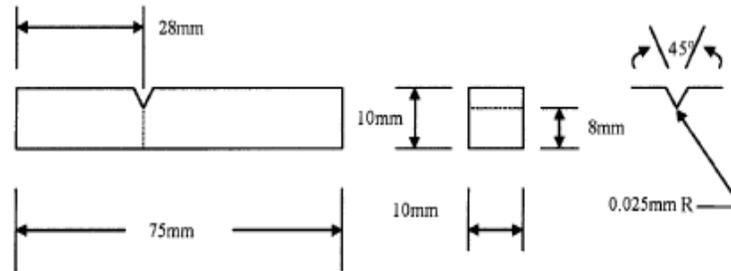


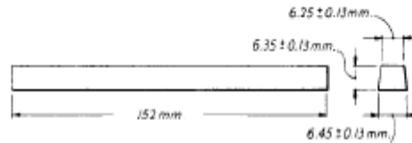
FIG. 1 Charpy (Simple-Beam) Impact Test Specimens, Types A, B, and C



Note 1—Permissible variations shall be as follows:

Notch length to edge	90 ± 2°
Cross-section dimensions	± 0.025 mm
Length of specimen	+0, -2.5 mm
angle of notch	± 1°
Radius of notch	± 0.025 mm
Ligament Length	± 0.025 mm
adjacent sides shall be at	90° ± 10 min
Finish requirements	2 μm on notched surface and opposite face; 4 μm on other two surfaces

FIG. 2 Izod (Cantilever-Beam) Impact Test Specimen, Type D

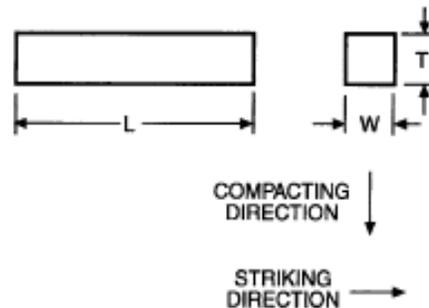


Note 1—Two Izod specimens may be cut from this bar.

Note 2—Blow shall be struck on narrowest face.

FIG. 3 Izod Impact Test Bar for Die Castings Alloys

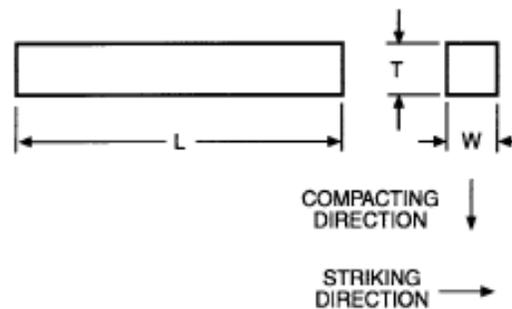
E23 – 07a¹



	Dimensions	
	mm	in.
L—Overall Length	55.0 ± 1.0	2.16 ± 0.04
W—Width	10.00 ± 0.05	0.394 ± 0.005
T—Thickness	10.00 ± 0.05	0.394 ± 0.005

Note 1—Adjacent sides shall be 90° ± 10 min.

FIG. 4 Unnotched Charpy (Simple Beam) Impact Test Specimen for P/M Structural Materials



	Dimensions	
	mm	in.
L—Overall Length	75.0 ± 1.0†	2.95 ± 0.06
W—Width	10.00 ± 0.05	0.394 ± 0.005
T—Thickness	10.00 ± 0.05	0.394 ± 0.005

Note 1—Adjacent sides shall be 90° ± 10 min.

† Editiorially corrected in August 2007.

FIG. 5 Iod (Cantilever-Beam) Impact Test Specimen for P/M Structural Materials

unless otherwise specified, the position of the specimen in the machine shall be such that the pendulum will strike a surface that is parallel to the compacting direction. For P/M materials the impact test result are reported as unnotched absorbed impact energy.

7.1.6 Sub-size and supplementary specimen recommendations are given in Annex A.3.

7.2 Specimen Machining:

7.2.1 When heat-treated materials are being evaluated, the specimen shall be finish machined, including notching, after the final heat treatment, unless it can be demonstrated that the impact properties of specimens machined before heat treatment are identical to those machined after heat treatment.

7.2.2 Notches shall be smoothly machined but polishing has proven generally unnecessary. However, since variations in notch dimensions will seriously affect the results of the test, adhering to the tolerances given in Fig. 1 is necessary (Appendix X1.2 illustrates the effects from varying notch dimensions on Type A specimens). In keyhole specimens, the round hole shall be carefully drilled with a slow feed rate. The slot may be cut by any feasible method, but care must be exercised in cutting the slot to ensure that the surface of the drilled hole opposite the slot is not damaged.

7.2.3 Identification marks shall only be placed in the following locations on specimens: either of the 10-mm square ends; the side of the specimen that faces up when the specimen

is positioned in the anvils (see **Note 1**); or the side of the specimen opposite the notch. No markings, on any side of the specimen, shall be within 15 mm of the center line of the notch. An electrostatic pencil may be used for identification purposes, but caution must be taken to avoid excessive heat.

Note 1—Careful consideration should be given before placing identification marks on the side of the specimen to be placed up when positioned in the anvils. If the test operator is not careful, the specimen may be placed in the machine with the identification marking resting on the specimen supports. Under these circumstances, the absorbed energy value obtained may be unreliable.

8. Procedure

8.1 Preparation of the Apparatus:

8.1.1 Perform a routine procedure for checking impact machines at the beginning of each day, each shift, or just prior to testing on a machine used intermittently. It is recommended that the results of these routine checks be kept in a log book for the machine. After the testing machine has been ascertained to comply with **Annex A1** and **Annex A2**, carry out the routine check as follows:

8.1.1.1 Visually examine the striker and anvils for obvious damage and wear.

8.1.1.2 Check the zero position of the machine by using the following procedure: raise the pendulum to the latched position, move the pointer to near the maximum capacity of the range being used, release the pendulum, and read the indicated value. The pointer should indicate zero on machines reading directly in energy. On machines reading in degrees, the reading should correspond to zero on the conversion chart furnished by the machine manufacturer.

Note 2—On machines that do not compensate for windage and friction losses, the pointer will not indicate zero. In this case, the indicated values, when converted to energy, shall be corrected for frictional losses that are assumed to be proportional to the arc of swing.

8.1.1.3 To ensure that friction and windage losses are within allowable tolerances, the following procedure is recommended: raise the pendulum to the latched position, move the pointer to the negative side of zero, release the pendulum and allow it to cycle five times (a forward and a backward swing together count as one swing), prior to the sixth forward swing, set the pointer to between 5 and 10 % of the scale capacity of the dial, after the sixth forward swing (eleven half swings), record the value indicated by the pointer, convert the reading to energy (if necessary), divide it by 11 (half swings), then divide by the maximum scale value being used and multiply it by 100 to get the percent friction. The result, friction and windage loss, shall not exceed 0.4 % of scale range capacity being tested and should not change by more than 10 % of friction measurements previously made on the machine. If the friction and windage loss value does exceed 0.4 % or is significantly different from previous measurements, check the indicating mechanism, the latch height, and the bearings for wear and damage. However, if the machine has not been used recently, let the pendulum swing for 50 to 100 cycles, and repeat the friction test before undertaking repairs to the machine.

8.2 Test Temperature Considerations:

8.2.1 The temperature of testing affects the impact properties of most materials. For materials with a body centered cubic

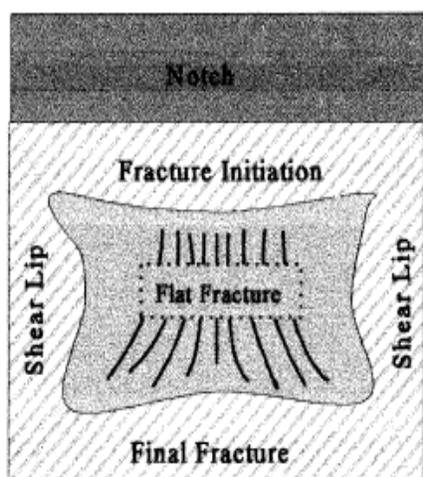
structure, a transition in fracture mode occurs over a temperature range that depends on the chemical composition and microstructure of the material. Test temperatures may be chosen to characterize material behavior at fixed values, or over a range of temperatures to characterize the transition region, lower shelf, or upper shelf behavior, or all of these. The choice of test temperature is the responsibility of the user of this test method and will depend on the specific application. For tests performed at room temperature, a temperature of $20 \pm 3^\circ\text{C}$ ($68 \pm 9^\circ\text{F}$) is recommended.

8.2.2 The temperature of a specimen can change significantly during the interval it is removed from the temperature conditioning environment, transferred to the impact machine, and the fracture event is completed (see **Note 5**). When using a heating or cooling medium near its boiling point, use data from the references in **Note 5** or calibration data with thermocouples to confirm that the specimen is within the stated temperature tolerances when the striker contacts the specimen. If excessive adiabatic heating is expected, monitor the specimen temperature near the notch during fracture.

8.2.3 Verify temperature-measuring equipment at least every six months. If liquid-in-glass thermometers are used, an initial verification shall be sufficient; however, the device shall be inspected for problems, such as the separation of liquid, at least twice annually.

8.2.4 Hold the specimen at the desired temperature within $\pm 1^\circ\text{C}$ ($\pm 2^\circ\text{F}$) in the temperature conditioning environment (see 8.2.4.1 and 8.2.4.2). Any method of heating or cooling or transferring the specimen to the anvils may be used provided the temperature of the specimen immediately prior to fracture is essentially the same as the holding temperature (see **Note 5**). The maximum change in the temperature of the specimen allowed for the interval between the temperature conditioning treatment and impact is not specified here, because it is dependent on the material being tested and the application. The user of nontraditional or lesser used temperature conditioning and transfer methods (or sample sizes) shall show that the temperature change for the specimen prior to impact is comparable to or less than the temperature change for a standard size specimen of the same material that has been thermally conditioned in a commonly used medium (oil, air, nitrogen, acetone, methanol), and transferred for impact within 5 seconds (see **Note 5**). These temperature conditioning and transfer methods used in the past are: liquid bath thermal conditioning and transfer to the specimen supports with centering tongs; furnace thermal conditioning and robotic transfer to the specimen supports; placement of the specimen on the supports followed by in situ heating and cooling.

8.2.4.1 For liquid bath cooling or heating use a suitable container, which has a grid or another type of specimen positioning fixture. Cover the specimens, when immersed, with at least 25 mm (1 in.) of the liquid, and position so that the notch area is not closer than 25 mm (1 in.) to the sides or bottom of the container, and no part of the specimen is in contact with the container. Place the device used to measure the temperature of the bath in the center of a group of the specimens. Agitate the bath and hold at the desired temperature within $\pm 1^\circ\text{C}$ ($\pm 2^\circ\text{F}$). Thermally condition the specimens for



NOTE 1—The shear of ductile fracture regions on the fracture surface include the fracture initiation region, the two shear lips, and the region of final fracture. The flat or radial fracture region is a region of less ductile unstable crack growth.

FIG. 10 Determination of Percent Shear Fracture

The percent shear area on the fracture surface of a Charpy impact specimen is typically calculated as the difference between the total fractured area and the area of flat fracture. The measurement methods described here provide estimates for the area of the macroscopically flat fracture region (directly or indirectly), but do not consider details of the fracture mode for this "flat" region of unstable fracture. The flat fracture region could be 100 percent cleavage, a mixture of cleavage and ductile-dimple fracture morphologies, or other combinations of ductile-brittle fracture morphologies. Estimates of ductility within the unstable crack growth region are beyond the scope of these methods.

10. Report

10.1 *Absorbed energy values above 80 % of the scale range are inaccurate and shall be reported as approximate.* Ideally an impact test would be conducted at a constant impact velocity. In a pendulum-type test, the velocity decreases as the fracture progresses. For specimens that have impact energies approaching 80 % of the capacity of the pendulum, the velocity of the pendulum decreases (to about 45 % of the initial velocity) during fracture to the point that accurate impact energies are no longer obtained.

10.2 *For commercial acceptance testing, report the following information (for each specimen tested):*

10.2.1 Specimen type (and size if not the full-size specimen),

10.2.2 Test temperature,

10.2.3 Absorbed energy, and

10.2.4 Any other contractual requirements.

10.3 *For other than commercial acceptance testing the following information is often reported in addition to the information in 10.2:*

10.3.1 Lateral expansion,

10.3.2 Unbroken specimens,

10.3.3 Fracture appearance (% shear, See Note A6.1),

10.3.4 Specimen orientation, and

10.3.5 Specimen location.

NOTE 7—A recommended format for computerization of notched bar impact test data is available in Practice E1313.

NOTE 8—When the test temperature is specified as room temperature, report the actual temperature.

11. Precision and Bias

11.1 *An interlaboratory study* used CVN specimens of low energy and of high energy to find sources of variation in the CVN absorbed energy. Data from 29 laboratories were included with each laboratory testing one set of five specimens of each energy level. Except being limited to only two energy levels (by availability of reference specimens), Practice E691 was followed for the design and analysis of the data, the details are given in ASTM Research Report NO. RR:E28-1014.⁶

11.2 *Precision—The Precision* information given below (in units of J and ft-lbf) is for the average CVN absorbed energy of five test determinations at each laboratory for each material.

Material	Low Energy		High Energy	
	J	ft-lbf	J	ft-lbf
Absorbed Energy	15.9	11.7	96.2	71.0
95 % Repeatability Limit	2.4	1.7	8.3	6.1
95 % Reproducibility Limits	2.7	2.0	9.2	6.8

The terms repeatability and reproducibility limit are used as defined in Practice E177. The respective standard deviations among test results may be obtained by dividing the above limits by 2.8.

11.3 *Bias—Bias cannot be defined* for CVN absorbed energy. The physical simplicity of the pendulum design is complicated by complex energy loss mechanisms within the machine and the specimen. Therefore, there is no absolute standard to which the measured values can be compared.

12. Keywords

12.1 Charpy test; fracture appearance; Izod test; impact test; notched specimens; pendulum machine

⁶ Supporting data have been filed at ASTM International Headquarters and may be obtained by requesting Research Report RR: E28-1014.

ANNEXES

(Mandatory Information)

A1. GENERAL REQUIREMENTS FOR IMPACT MACHINES

A1.1 *The machine frame* shall be equipped with a bubble level or a machined surface suitable for establishing levelness of the axis of pendulum bearings or, alternatively, the levelness of the axis of rotation of the pendulum may be measured directly. The machine shall be level to within 3:1000 and securely bolted to a concrete floor not less than 150 mm (6 in.) thick or, when this is not practical, the machine shall be bolted to a foundation having a mass not less than 40 times that of the pendulum. The bolts shall be tightened as specified by the machine manufacturer.

A1.2 *A scale or digital display*, graduated in degrees or energy, on which readings can be estimated in increments of 0.25 % of the energy range or less shall be furnished for the machine.

A1.2.1 The scales and digital displays may be compensated for windage and pendulum friction. The error in the scale reading at any point shall not exceed 0.2 % of the range or 0.4 % of the reading, whichever is larger. (See A2.3.8.)

A1.3 *The total friction and windage losses* of the machine during the swing in the striking direction shall not exceed 0.75 % of the scale range capacity, and pendulum energy loss from friction in the indicating mechanism shall not exceed 0.25 % of scale range capacity. See A2.3.8 for friction and windage loss calculations.

A1.4 *The position of the pendulum*, when hanging freely, shall be such that the striker is within 2.5 mm (0.10 in.) from the test specimen. When the indicator has been positioned to read zero energy in a free swing, it shall read within 0.2 % of scale range when the striker of the pendulum is held against the test specimen. The plane of swing of the pendulum shall be perpendicular to the transverse axis of the Charpy specimen anvils or Izod vise within 3:1000.

A1.5 *Transverse play of the pendulum* at the striker shall not exceed 0.75 mm (0.030 in.) under a transverse force of 4 % of the effective weight of the pendulum applied at the center of strike. Radial play of the pendulum bearings shall not exceed 0.075 mm (0.003 in.).

A1.6 *The impact velocity* (tangential velocity) of the pendulum at the center of the strike shall not be less than 3 nor more than 6 m/s (not less than 10 nor more than 20 ft/s).

A1.7 *The height of the center of strike* in the latched position, above its free hanging position, shall be within 0.4 % of the range capacity divided by the supporting force, measured as described in A2.3.5.1. If windage and friction are compensated for by increasing the height of drop, the height of drop may be increased by not more than 1 %.

A1.8 *The mechanism for releasing the pendulum* from its

initial position shall operate freely and permit release of the pendulum without initial impulse, retardation, or side vibration. If the same lever used to release the pendulum is also used to engage the brake, means shall be provided for preventing the brake from being accidentally engaged.

A1.9 *Specimen clearance* is needed to ensure satisfactory results when testing materials of different strengths and compositions. The test specimen shall exit the machine with a minimum of interference. Pendulums used on Charpy machines are of three basic designs, as shown in Fig. A1.1.

A1.9.1 When using a C-type pendulum or a compound pendulum, the broken specimen will not rebound into the pendulum and slow it down if the clearance at the end of the specimen is at least 13 mm (0.5 in.) or if the specimen is deflected out of the machine by some arrangement such as that shown in Fig. A1.1.

A1.9.2 When using the U-type pendulum, means shall be provided to prevent the broken specimen from rebounding against the pendulum (see Fig. A1.1). In most U-type pendulum machines, steel shrouds should be designed and installed to the following requirements: (a) have a thickness of approximately 1.5 mm (0.06 in.), (b) have a minimum hardness of 45 HRC, (c) have a radius of less than 1.5 mm (0.06 in.) at the underside corners, and (d) be so positioned that the clearance between them and the pendulum overhang (both top and sides) does not exceed 1.5 mm (0.06 in.).

NOTE A1.1—In machines where the opening within the pendulum permits clearance between the ends of a specimen (resting on the specimen supports) and the shrouds, and this clearance is at least 13 mm (0.5 in.), the requirements (a) and (d) need not apply.

A1.10 *Charpy Apparatus:*

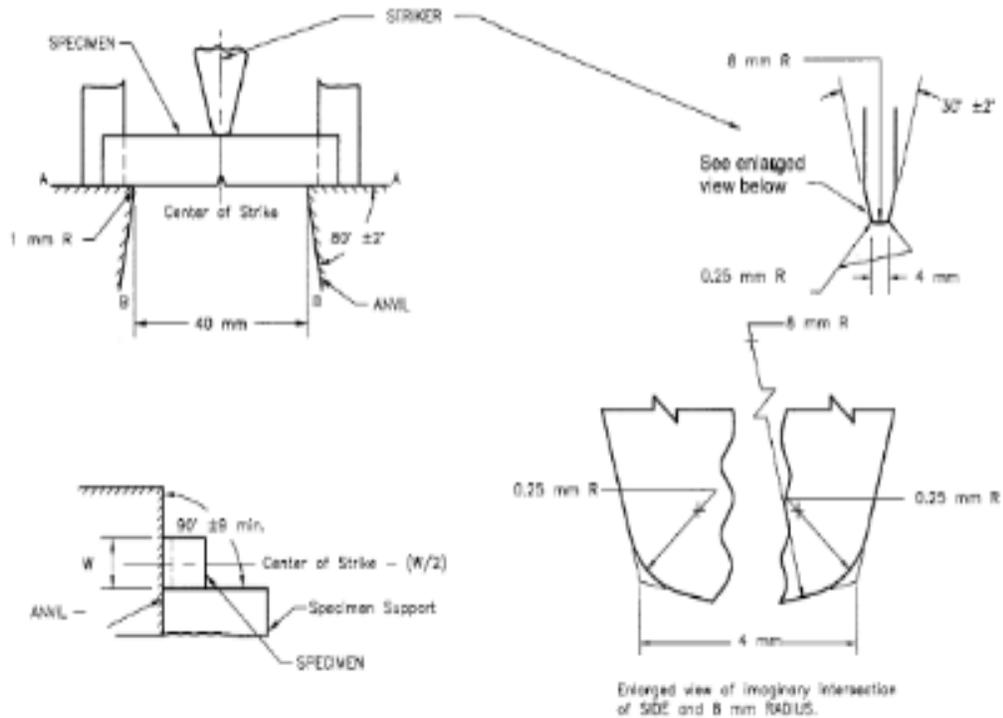
A1.10.1 Means shall be provided (see Fig. A1.2) to locate and support the test specimen against two anvil blocks in such a position that the center of the notch can be located within 0.25 mm (0.010 in.) of the midpoint between the anvils (see 8.3.2).

A1.10.2 The supports and striker shall be of the forms and dimensions shown in Fig. A1.2. Other dimensions of the pendulum and supports should be such as to minimize interference between the pendulum and broken specimens.

A1.10.3 The center line of the striker shall advance in the plane that is within 0.40 mm (0.016 in.) of the midpoint between the supporting edges of the anvils. The striker shall be perpendicular to the longitudinal axis of the specimen within 5:1000. The striker shall be parallel within 1:1000 to the face of a perfectly square test specimen held against the anvils.

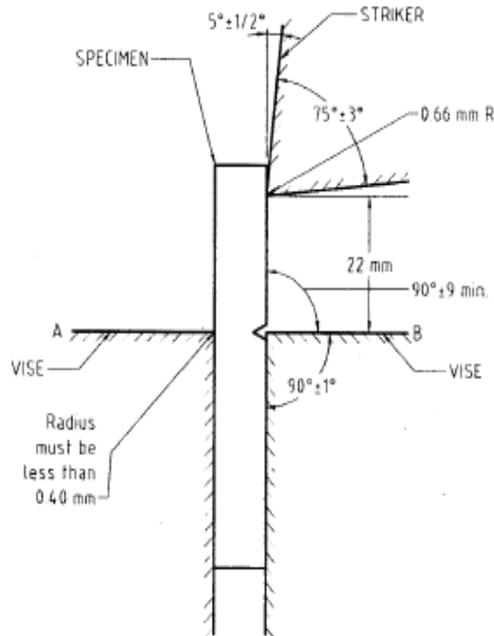
A1.11 *Izod Apparatus:*

A1.11.1 Means shall be provided (see Fig. A1.3) for clamping the specimen in such a position that the face of the specimen is parallel to the striker within 1:1000. The edges of



- Note 1—ANVLS shall be manufactured with a surface finish of 0.1 μm or better on surfaces A and B above the anvils supports when mounted on the machine.
 Note 2—Striker shall be manufactured with a surface finish of 0.1 μm or better along the flanks and along both sides.
 Note 3—All dimensional tolerances shall be ± 0.05 mm unless otherwise specified.

FIG. A1.2 Charpy Striker



Note 1—All dimensional tolerances shall be ± 0.05 mm unless otherwise specified.

Note 2—The clamping surfaces of A and B shall be flat and parallel within 0.025 mm.

Note 3—Surface finish on striker and vise shall be 2 μ m.

Note 4—Striker width must be greater than that of the specimen being tested.

FIG. A1.3 Izod (Cantilever-Beam) Impact Test

A2. VERIFICATION OF PENDULUM IMPACT MACHINES

A2.1 *The verification of impact machines has two parts:* direct verification, which consists of inspecting the machine to ensure that the requirements of this annex and [Annex A.1](#) are met, and indirect verification, which entails the testing of verification specimens.

A2.1.1 Izod machines are verified by direct verification annually.

A2.1.2 Charpy machines shall be verified directly and indirectly annually. Data is valid only when produced within 365 days following the date of the most recent successful verification test. Charpy machines shall also be verified immediately after replacing parts that may affect the measured energy, after making repairs or adjustments, after they have been moved, or whenever there is reason to doubt the accuracy of the results, without regard to the time interval. These restrictions include cases where parts, which may affect the measured energy, are removed from the machine and then reinstalled without modification (with the exception of when the striker or anvils are removed to permit use of a different striker or set of anvils and then are reinstalled, see [A2.1.3](#)). It

is not intended that parts not subjected to wear (such as pendulum and scale linearity) are to be directly verified each year unless a problem is evident. Only the items cited in [A2.2](#) are required to be inspected annually. Other parts of the machine shall be directly verified at least once, when the machine is new, or when parts are replaced.

A2.1.3 Charpy machines do not require immediate indirect verification after removal and replacement of the striker or anvils, or both, that were on the machine when it was verified provided the following safeguards are implemented: (1) an organizational procedure for the change is developed and followed, (2) high-strength low-energy quality control specimens, (See [A2.4.1.1](#) for guidance in breaking energy range for these specimens), are tested prior to removal and immediately after installation of the previously verified striker or anvils, or both within the 365 day verification period, (3) the results of the before and after tests of the quality control specimens are within 1.4 Joules (1.0 ft-lbf) of each other, (4) the results of the comparisons are kept in a log book, and (5) before reattachment, the striker and anvils are visually inspected for wear and

dimensionally verified to assure that they meet the required tolerances of Fig. A1.2. The use of certified impact verification specimens is not required and internal quality control specimens are permitted.

A2.2 Direct Verification of Parts Requiring Annual Inspection:

A2.2.1 Inspect the specimen supports, anvils, and striker and replace any of these parts that show signs of wear. A straight edge or radius gage can be used to discern differences between the used and unused portions of these parts to help identify a worn condition (see Note A2.1).

NOTE A2.1—To measure the anvil or striker radii, the recommended procedure is to make a replica (casting) of the region of interest and measure cross sections of the replica. This can be done with the anvils and striker in place on the machine or removed from the machine. Make a dam with cardboard and tape surrounding the region of interest, then pour a low-shrinkage casting compound into the dam (silicon rubber casting compounds work well). Allow the casting to cure, remove the dam, and slice cross sections through the region of interest with a razor. Use these cross sections to make radii measurements on optical comparators or other instruments.

A2.2.2 Ensure the bolts that attach the anvils and striker to the machine are tightened to the manufacturer's specifications.

A2.2.3 Verify that the shrouds, if applicable, are properly installed (see A1.9.2).

A2.2.4 The pendulum release mechanism, which releases the pendulum from its initial position, shall comply with A1.8.

A2.2.5 Check the level of the machine in both directions (see A1.1).

A2.2.6 Check that the foundation bolts are tightened to the manufacturer's specifications.

NOTE A2.2—Expansion bolts or fasteners with driven in inserts shall not be used for foundations. These fasteners will work loose and/or tighten up against the bottom of the machine indicating a false high torque value when the bolts are tightened.

A2.2.7 Check the indicator zero and the friction loss of the machine as described in 8.1.

A2.3 Direct Verification of Parts to be Verified at Least Once:

A2.3.1 Charpy anvils and supports or Izod vises shall conform to the dimensions shown in Fig. A1.2 or Fig. A1.3.

NOTE A2.3—The impact machine will be inaccurate to the extent that some energy is used in deformation or movement of its component parts or of the machine as a whole; this energy will be registered as used in fracturing the specimen.

A2.3.2 The striker shall conform to the dimensions shown in Fig. A1.2 or Fig. A1.3. The mounting surfaces must be clean and free of defects that would prevent a good fit. Check that the striker complies with A1.10.3 (for Charpy tests) or A1.11.1 (for Izod tests).

A2.3.3 The pendulum alignment shall comply with A1.4 and A1.5. If the side play in the pendulum or the radial play in the bearings exceeds the specified limits, adjust or replace the bearings.

A2.3.4 *Determine the Center of Strike*—For Charpy machines the center of strike of the pendulum is determined using a half-width specimen (10 × 5 × 55 mm) in the test position. With the striker in contact with the specimen, a line marked along the top edge of the specimen on the striker will indicate the center of strike. For Izod machines, the center of strike may be considered to be the contact line when the pendulum is brought into contact with a specimen in the normal testing position.

A2.3.5 *Determine the Potential Energy*—The following procedure shall be used when the center of strike of the pendulum is coincident with the radial line from the centerline of the pendulum bearings (herein called the axis of rotation) to the center of gravity (see Appendix X2). If the center of strike is more than 1.0 mm (0.04 in.) from this line, suitable corrections in elevation of the center of strike must be made in A2.3.8.1 and A2.3.9, so that elevations set or measured correspond to what they would be if the center of strike were on this line. The potential energy of the system is equal to the height from which the pendulum falls, as determined in A2.3.5.2, times the supporting force, as determined in A2.3.5.1.

A2.3.5.1 To measure the supporting force, support the pendulum horizontally to within 15:1000 with two supports, one at the bearings (or center of rotation) and the other at the center of strike on the striker (see Fig. A2.1). Then arrange the support at the striker to react upon some suitable weighing device such as a platform scale or balance, and determine the weight to within 0.4 %. Take care to minimize friction at either point of support. Make contact with the striker through a round rod crossing the center of strike. The supporting force is the scale reading minus the weights of the supporting rod and any shims that may be used to maintain the pendulum in a horizontal position.

A2.3.5.2 Determine the height of pendulum drop for compliance with the requirement of A1.7. On Charpy machines determine the height from the top edge of a half-width (or center of a full-width) specimen to the elevated position of the center of strike to 0.1 %. On Izod machines determine the height from a distance 22.66 mm (0.892 in.) above the vise to the release position of the center of strike to 0.1 %. The height may be determined by direct measurement of the elevation of the center of strike or by calculation from the change in angle of the pendulum using the following formulas (see Fig. A2.1):

$$h = S(1 - \cos(\beta)) \quad (A2.1)$$

$$h_1 = S(1 - \cos(\alpha)) \quad (A2.2)$$

where

- h = initial elevation of the striker, m (ft),
- S = length of the pendulum distance to the center of strike, m (ft),
- β = angle of fall,
- h_1 = height of rise, m (ft), and
- α = angle of rise.

A2.3.6 Determine the impact velocity, $[v]$, of the machine, neglecting friction, by means of the following equation:

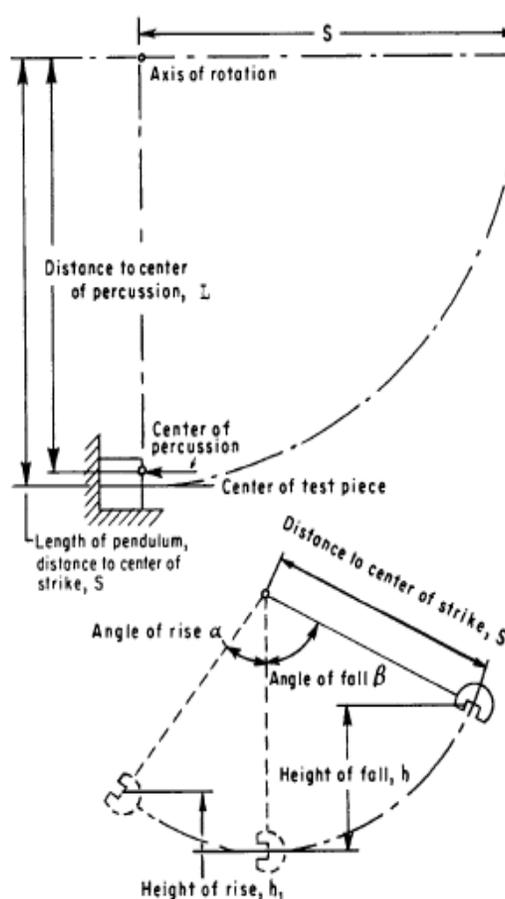


FIG. A2.1 Dimensions for Calculations

$$v = \sqrt{2gh} \quad (\text{A2.3})$$

where:

v = velocity, m/s (ft/s),

g = acceleration of gravity, $9.81 m/s^2$ ($32.2 ft/s^2$), and

h = initial elevation of the striker, m (ft).

A2.3.7 The center of percussion shall be at a point within 1 % of the distance from the axis of rotation to the center of strike in the specimen, to ensure that minimum force is transmitted to the point of rotation. Determine the location of the center of percussion as follows:

A2.3.7.1 Using a stop watch or some other suitable time-measuring device, capable of measuring time to within 0.2 s, swing the pendulum through a total angle not greater than 15° and record the time for 100 complete cycles (to and fro). The period of the pendulum then, is the time for 100 cycles divided by 100.

A2.3.7.2 Determine the center of percussion by means of the following equation:

$$L = \frac{Sp^2}{4\pi^2} \quad (\text{A2.4})$$

where:

L = distance from the axis to the center of percussion, m (ft),

g = local gravitational acceleration (accuracy of one part in one thousand), m/s^2 (ft/s^2),

$\pi = 3.1416$, and

p = period of a complete swing (to and fro), s .

A2.3.8 *Determination of the Friction Losses*—The energy loss from friction and windage of the pendulum and friction in the recording mechanism, if not corrected, will be included in the energy loss attributed to breaking the specimen and can result in erroneously high measurements of absorbed energy. For machines recording in degrees, frictional losses are usually not compensated for by the machine manufacturer, whereas in machines recording directly in energy, they are usually compensated for by increasing the starting height of the pendulum. Determine energy losses from friction as follows:

A2.3.8.1 Without a specimen in the machine, and with the indicator at the maximum energy reading, release the pendulum from its starting position and record the energy value indicated. This value should indicate zero energy if frictional losses have been corrected by the manufacturer. Now raise the pendulum slowly until it just contacts the indicator at the value obtained in the free swing. Secure the pendulum at this height and determine the vertical distance from the center of strike to the top of a half-width specimen positioned on the specimen rest supports within 0.1 % (see A2.3.5). Determine the supporting force as in A2.3.5.1 and multiply by this vertical distance. The difference in this value and the initial potential energy is the total energy loss in the pendulum and indicator combined. Without resetting the pointer, repeatedly release the pendulum from its initial position until the pointer shows no further movement. The energy loss determined by the final position of the pointer is that due to the pendulum alone. The frictional loss in the indicator alone is then the difference between the combined indicator and pendulum losses and those due to the pendulum alone.

A2.3.9 The indicating mechanism accuracy shall be checked to ensure that it is recording accurately over the entire range (see A1.2.1). Check it at graduation marks corresponding to approximately 0, 10, 20, 30, 50, and 70 % of each range. With the striker marked to indicate the center of strike, lift the pendulum and set it in a position where the indicator reads, for example, 13 J (10 ft.lbf). Secure the pendulum at this height and determine the vertical distance from the center of strike to the top of a half-width specimen positioned on the specimen supports within 0.1 % (see A2.3.5). Determine the residual energy by multiplying the height of the center of strike by the supporting force, as described in A2.3.5.1. Increase this value by the total frictional and windage losses for a free swing (see A2.3.8.1) multiplied by the ratio of the angle of swing of the pendulum from the latch to the energy value being evaluated to the angle of swing of the pendulum from the latch to the zero energy reading. Subtract the sum of the residual energy and proportional frictional and windage loss from the potential energy at the latched position (see A2.3.5). The indicator shall agree with the energy calculated within the limits of A1.2.1. Make similar calculations at other points of the scale. The

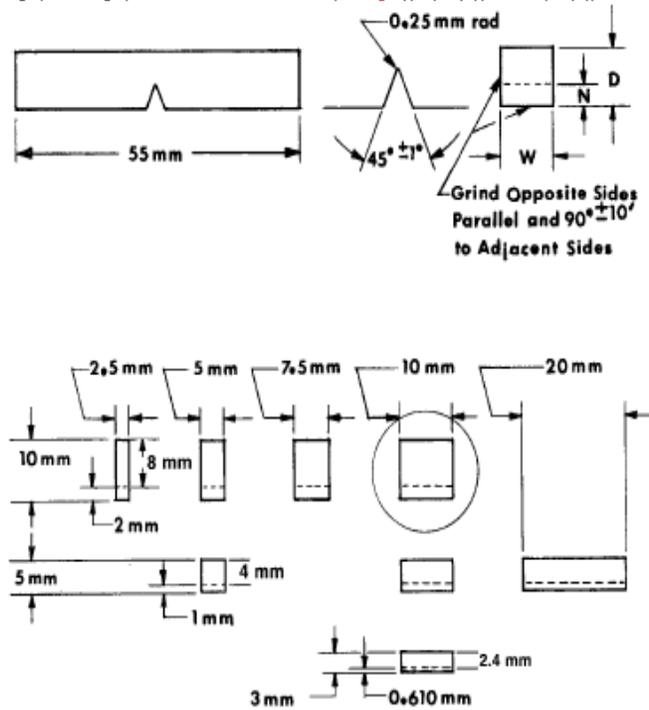
A3. ADDITIONAL IMPACT TEST SPECIMEN CONFIGURATIONS

A3.1 *Sub-Size Specimen*—When the amount of material available does not permit making the standard impact test specimens shown in Figs. 1 and 2, smaller specimens may be used, but the results obtained on different sizes of specimens cannot be compared directly (X1.3). When Charpy specimens other than the standard are necessary or specified, it is recommended that they be selected from Fig. A3.1.

A3.2 *Supplementary Specimens*—For economy in preparation of test specimens, special specimens of round or rectangular cross section are sometimes used for cantilever beam test.

These are shown as Specimens X, Y, and Z in Figs. A3.2 and A3.3. Specimen Z is sometimes called the Philpot specimen, after the name of the original designer. For hard materials, the machining of the flat surface struck by the pendulum is sometimes omitted. Types Y and Z require a different vise from that shown in Fig. A1.3, each half of the vise having a semi-cylindrical recess that closely fits the clamped portion of the specimen. As previously stated, the results cannot be reliably compared with those obtained using specimens of other sizes or shapes.

On sub-size specimens the length, notch angle, and notch radius are constant (see Fig. 1); depth (D), notch depth (N), and width (W) vary as indicated below.

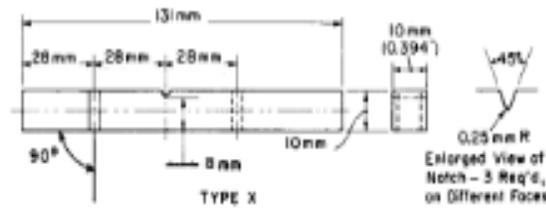


NOTE 1—Circled specimen is the standard specimen (see Fig. 1).

NOTE 2—Permissible variations shall be as follows:

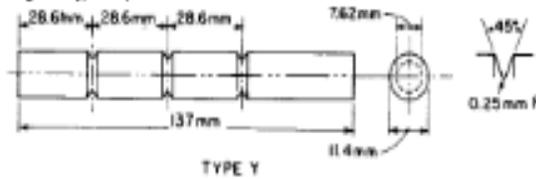
Cross-section dimensions	±1 % or ±0.075 mm, whichever is smaller
Radius of notch	±0.025 mm
Ligament length	±0.025 mm
Finish requirements	2 μm on notched surface and opposite face; 4 μm on other two surfaces

FIG. A3.1 Non-Standard Charpy (Simple-Beam) (Type A) Impact Test Specimens



Note 1—Permissible variations for type X specimens shall be as follows:

Notch length to edge	$90 \pm 2^\circ$
Adjacent sides shall be at	$90^\circ \pm 10 \text{ min}$
Ligament length of Type X specimen	$\pm 0.025 \text{ mm}$

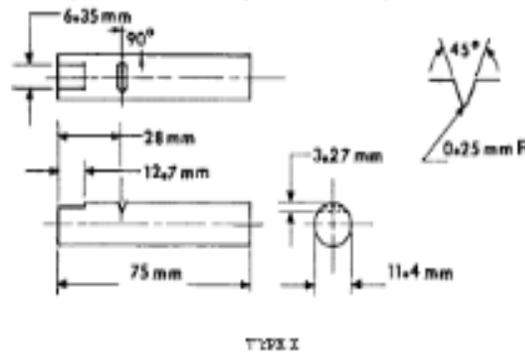


Note 2—Permissible variations for both specimens shall be as follows:

Cross-section dimensions	$\pm 0.025 \text{ mm}$
lengthwise dimensions	$+0, -2.5 \text{ mm}$
Angle of notch	$\pm 1^\circ$
Radius of notch	$\pm 0.025 \text{ mm}$
Notch diameter of Type Y specimen	$\pm 0.025 \text{ mm}$

FIG. A3.2 Izod (Cantilever-Beam) Impact Test Specimens, Types X and Y

The file shall be parallel to the longitudinal centerline of the specimen and shall be parallel to the bottom of the notch within 2:100.



Note 1—Permissible variations shall be as follows:

Notch length to longitudinal centerline	$90 \pm 2^\circ$
Cross-section dimensions	$\pm 0.025 \text{ mm}$
length of specimen	$+0, -2.5 \text{ mm}$
Angle of notch	$\pm 1^\circ$
radius of notch	$\pm 0.025 \text{ mm}$
Notch depth	$\pm 0.025 \text{ mm}$

FIG. A3.3 Izod (Cantilever-Beam) Impact Test Specimen (Philpot), Type Z

ANEXO G.
CATALOGO ENCODER

HEDS-9000/9100

Two Channel Optical Incremental Encoder Modules



Data Sheet



Description

The HEDS-9000 and the HEDS-9100 series are high performance, low cost, optical incremental encoder modules. When used with a codewheel, these modules detect rotary position. The modules consist of a lensed (LED) source and a detector IC enclosed in a small C-shaped plastic package. Due to a highly collimated light source and unique photodetector array, these modules are extremely tolerant to mounting misalignment.

The two channel digital outputs and the single 5 V supply input are accessed through five 0.025 inch square pins located on 0.1 inch centers.

Standard resolutions for the HEDS-9000 are 500 CPR and 1000 CPR for use with a HEDS-6100 codewheel or equivalent.

For the HEDS-9100, standard resolutions between 96 CPR and 512 CPR are available for use with a HEDS-5120 codewheel or equivalent.

Features

- High performance
- High resolution
- Low cost
- Easy to mount
- No signal adjustment required
- Small size
- -40°C to 100 °C operating temperature
- Two channel quadrature output
- TTL compatible
- Single 5V supply

Applications

The HEDS-9000 and 9100 provide sophisticated motion detection at a low cost, making them ideal for high volume applications. Typical applications include printers, plotters, tape drives, and factory automation equipment.

Note: Avago Technologies encoders are not recommended for use in safety critical applications. Eg. ABS braking systems, power steering, life support systems and critical care medical equipment. Please contact sales representative if more clarification is needed.

ESD WARNING: NORMAL HANDLING PRECAUTIONS SHOULD BE TAKEN TO AVOID STATIC DISCHARGE.

Absolute Maximum Ratings

Storage Temperature, T_s	-40°C to 100°C
Operating Temperature, T_x	-40°C to 100°C
Supply Voltage, V_{cc}	-0.5 V to 7 V
Output Voltage, V_o	-0.5 V to V_{cc}
Output Current per Channel, I_{out}	-1.0 mA to 5 mA

Recommended Operating Conditions

Parameter	Symbol	Min.	Typ.	Max.	Units	Notes
Temperature	T	-40		100	°C	
Supply Voltage	V_{cc}	4.5		5.5	Volts	Ripple < 100 mV _{pp}
Load Capacitance	C_L			100	pF	3.3 k Ω pull-up resistor
Count Frequency	f			100	kHz	$\frac{\text{Velocity (rpm)} \times N}{60}$

Note: The module performance is guaranteed to 100 kHz but can operate at higher frequencies.

Encoding Characteristics

Encoding Characteristics over Recommended Operating Range and Recommended Mounting Tolerances. These Characteristics do not include codewheel/codestrip contribution.

Description	Sym.	Typ.	Case 1 Max.	Case 2 Max.	Units	Notes
Pulse Width Error	ΔP	30	40		%	
Logic State Width Error	ΔS	30	40		%	
Phase Error	$\Delta \phi$	2	10	105	%	

Case 1: Module mounted on tolerance circle of ± 0.13 mm (± 0.005 in.)

Case 2: HEDS-9000 mounted on tolerances of ± 0.50 mm (0.020").

HEDS-9100 mounted on tolerances of ± 0.38 mm (0.015").

Electrical Characteristics

Electrical Characteristics over Recommended Operating Range, typical at 25°C.

Parameter	Symbol	Min.	Typical	Max.	Units	Notes
Supply Current	I_{cc}		17	40	mA	HEDS-9100 All Series, HEDS-9000 #A00, B00, and J00
Supply Current	I_{cc}		51	85	mA	HEDS-9000 #T00 and U00
High Level Output Voltage	V_{OH}	2.4			Volts	$I_{OH} = 40 \mu A$ max.
Low Level Output Voltage	V_{OL}			0.4	Volts	$I_{OL} = 3.2$ mA
Rise Time	t_r		200		ns	$C_L = 25$ pF
Fall Time	t_f		50		ns	$R_L = 11$ k Ω pull-up

Recommended Codewheel Characteristics

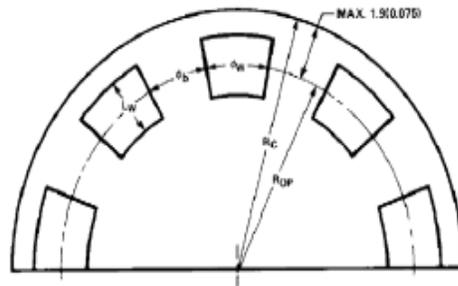


Figure 1. Codestrip Design

Codewheel Options

HEDS Series	CPR (N)	Option	Optical Radius mm(in.)
5120	96	K	11.00 (0.433)
5120	100	C	11.00 (0.433)
5120	192	D	11.00 (0.433)
5120	200	E	11.00 (0.433)
5120	256	F	11.00 (0.433)
5120	360	G	11.00 (0.433)
5120	400	H	11.00 (0.433)
5120	500	A	11.00 (0.433)
5120	512	I	11.00 (0.433)
6100	500	A	23.36 (0.920)
6100	1000	B	23.36 (0.920)

Parameter	Symbol	Minimum	Maximum	Units	Notes
Window/Bar Ratio	ϕ_w/ϕ_b	0.7	1.4		
Window Length	L_w	1.8 (0.071)	2.3 (0.09)	mm (inch)	
Absolute Maximum Codewheel Radius	R_c		$R_w + 1.9$ (0.0075)	mm (inch)	Includes eccentricity errors

ANEXO H.
GUIA DE LABORATORIO

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código
	FACULTAD DE INGENIERÍAS	versión 0
	GUIA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO	

PROGRAMA: Ingeniería Mecánica	DEPARTAMENTO: Ingeniería aplicada
NOMBRE ASIGNATURA:	CODIGO:
PRÁCTICA	

1	INTRODUCCIÓN Y MARCO TEORICO: <p>El alcance de esta práctica de laboratorio es permitir al estudiante entender la propiedad de absorción de energía de un material metálico, además de permitir entender el desarrollo de ensayos de impacto (Charpy e Izood).</p> <p><u>Absorción de energía</u></p> <p>Cuan una masa determinada es acelerada bien sea por efecto de una fuerza externa aplicada sobre la masa o por efecto de la gravedad, esta genera una energía cinética la cual es producto de la energía potencial que depende de la altura a la cual sea liberada la masa, esta energía cinética es disipada en el momento del impacto de tal modo que una parte de la energía es absorbida por el elemento el cual se somete al impacto.</p> <p>La ley de hook establece que la fuerza es igual a una constante (K) por un valor de elongación. La constante de elasticidad K es implícita del material del elemento, y señala una constante de recuperación de la posición a una fuerza aplicada. En un material determinado la cantidad de energía que es disipada por este en una fuerza de impacto está directamente relacionada con la constante de elasticidad que posea el material. De este modo la energía que posee una vez realizado el impacto la más es calculada a través de la energía total que es entregada por el sistema menos la energía</p> <p><u>Ensayo de impacto</u></p> <p>La energía cinética de entregada por la masa es definida por la altura del impacto y la velocidad alcanzada por la masa en la zona impacto. Para determinar la energía se establece la siguiente ecuación;</p>
---	--

$$E=mlg(1-\cos(\alpha))$$

Donde;

E= Energía total del sistema

m= Masa

l= longitud del vástago

g= gravedad

α = ángulo de prueba

De igual manera la energía final de la masa es asociada a la energía inicial menos la energía absorbida. Para hallar la energía inicial es necesario conocer la velocidad en el impacto, la altura y ángulo inicial en el cual se desarrolla la prueba, además del valor de la masa del dispositivo.

La velocidad es hallada a partir de la siguiente ecuación;

$$v=\sqrt{2gh}$$

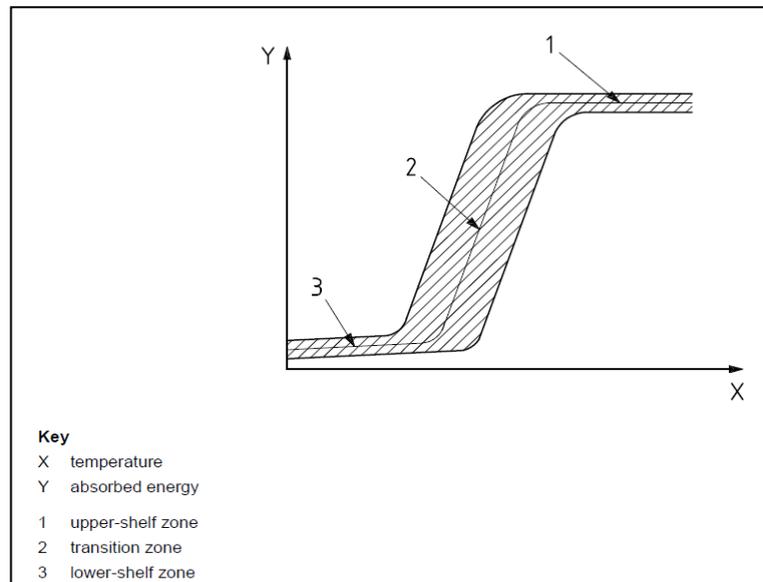
Donde;

v= velocidad de impacto

h= Altura inicial de la prueba

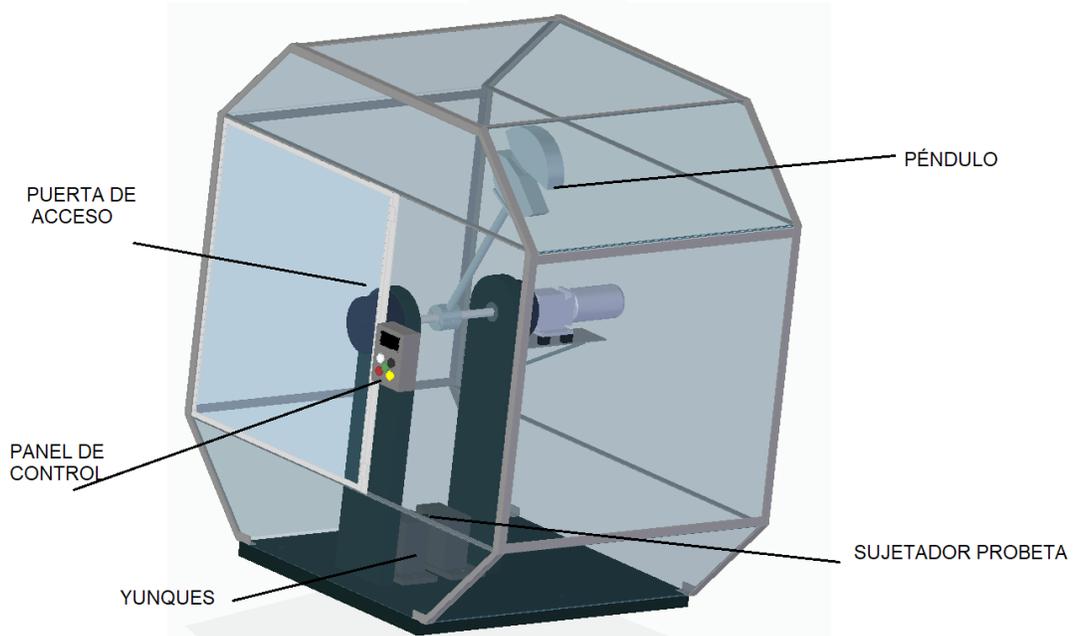
g= gravedad

La temperatura que posee probeta en el momento del desarrollo de la prueba es determinante para la absorción de energía de la misma y su afectación en las propiedades del material se muestra en la siguiente gráfica.



Fuente: International Organization for Standardization. Materiales metálicos, Ensayo de flexión por choque con péndulo Charpy

EQUIPOS E INSTRUMENTOS.



Máquina para ensayos de impacto.

La máquina para ensayos de impacto de la Fundación Universidad de América tiene las siguientes características:

Masa de péndulo: 37,01 kg

Longitud hasta la zona de impacto= 0,7 m

Materiales: Metales

Tipo de prueba: Ensayo CHARPY e IZOOD. (Según configuración)

Ángulo de prueba 150°

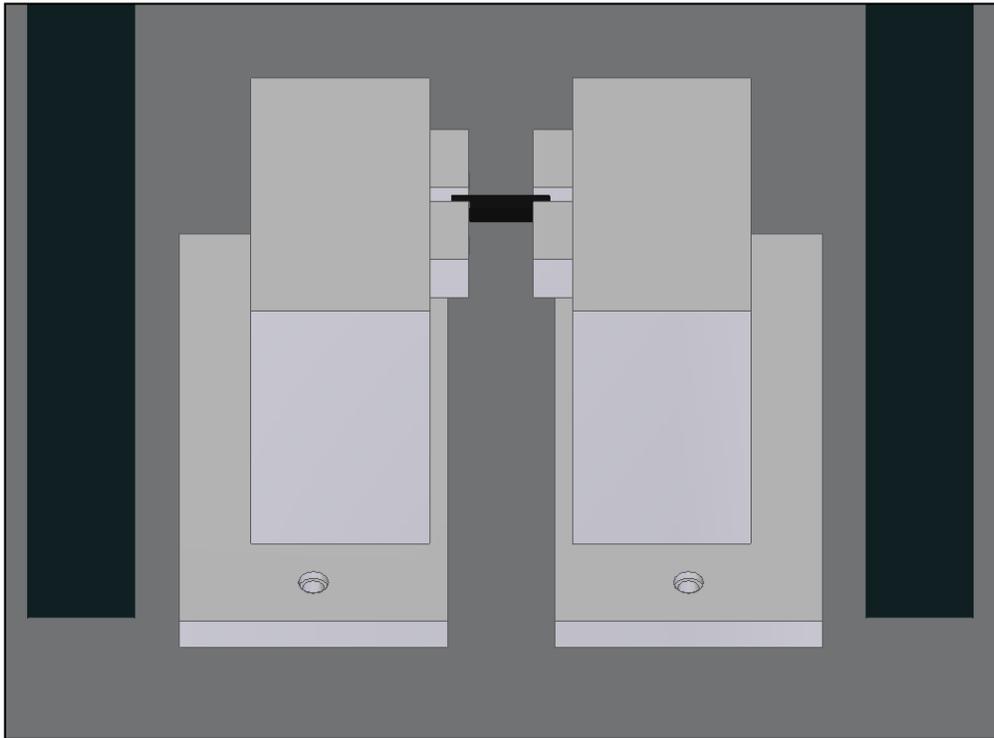
Materiales y equipos.

- Máquina para ensayos de impacto
- Probetas estandarizadas según la norma ASTM E23
- Yunques ensayo CHARPY
- Yunques ensayo IZOOD

METODOS Y PROCEDIMIENTOS.

1. Encienda la máquina para ensayos de impacto según lo indica el manual de operación y oprima el botón posicionamiento de la misma.

Una vez la se encuentre en la posición de inicio oprima el botón “freno” y abra la puerta de la jaula. En los agujeros roscados posicionados en la base de la máquina ubique los yunques para ensayo CHARPY, como se muestra en la imagen a continuación:



2. Ubique la probeta en el sujetador del yunque con la muesca hacia el lado opuesto de la zona de impacto del martillo de tal manera que se encuentre bien apoyada sobre la superficie.
3. Retirece de la jaula de seguridad y cierre la puerta y retire el botón de stop para alistar la máquina
4. De inicio a la prueba con el botón de start, La máquina liberara el freno y el péndulo procedera a romper la probeta.
5. El péndulo una vez terminada la prueba se detendra en una posición cercana a la zona de impacto en este punto el display informara un angulo resultante de la prueba como resultado.
6. Una vez termine la prueba y anote los resultados prosiga a realizar los pasos del 2 al 5 para la prueba del siguiente material determinado por el orientador. Retirando a su vez los restos de la probeta anterior. (repita este paso según las

CALCULOS Y RESULTADOS

Realice un informe que contenga los resultados de absorción de energía e influencia de la temperatura de los materiales analizados en este ensayo.

Realice una gráfica comparativa de la absorción de energía de los materiales que compare los resultados obtenidos en los dos tipos de ensayos.

Determine la velocidad de la masa en el momento del impacto.

ANEXOS

Manual de operación de la máquina para ensayos de impacto

REFERENCIAS.

AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS (2012). Standard test methods for notched bar impact testing of metallic materials, 2011.

Specimen Test Temperature, 'Charpy Impact Test: Factors and Variables', ASTM STP 1072, ASTM, 1990, p. 195

Y. Ortega. (2006). Prueba de impacto: ensayo Charpy. Revista Mexicana de Física, 52 Disponible en: www.redalyc.org/articulo.oa?id=57065508

ANEXO I.
PLANOS DE LA MÁQUINA