



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

## DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

### CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

#### TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECATRÓNICO

**TEMA: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE  
UN PÉNDULO CHARPY PARA ANALIZAR LA RESISTENCIA AL  
IMPACTO EN POLÍMEROS DE ACUERDO A LA NORMA ASTM**

**D6110 – 02.**

**AUTORES: BRUSIL ANDRADE, MARÍA JOSÉ  
CIFUENTES MUÑOZ, ALEXIS GERMÁN**

**DIRECTOR: Ing. CORTEZ PAZMIÑO, BYRON HERNÁN**

**SANGOLQUÍ**

**2017**



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

ii

## DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

### CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN PÉNDULO CHARPY PARA ANALIZAR LA RESISTENCIA AL IMPACTO EN POLÍMEROS DE ACUERDO A LA NORMA ASTM D6110 – 02.” Realizado por los señores **BRUSIL ANDRADE MARÍA JOSÉ** y **CIFUENTES MUÑOZ ALEXIS GERMÁN**, ha sido revisado en su totalidad, el mismo que cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de la Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto, me permito acreditarlo y autorizar a los señores **BRUSIL ANDRADE MARÍA JOSÉ** y **CIFUENTES MUÑOZ ALEXIS GERMÁN** para que lo sustenten públicamente.

Sangolquí, 25 de Julio de 2017

Atentamente,

Ing. Byron Cortez

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

iii

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN PÉNDULO CHARPY PARA ANALIZAR LA RESISTENCIA AL IMPACTO EN POLÍMEROS DE ACUERDO A LA NORMA ASTM D6110 – 02.” Realizado por los señores **BRUSIL ANDRADE MARÍA JOSÉ** y **CIFUENTES MUÑOZ ALEXIS GERMÁN**, cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de la Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto indico mi conformidad y aceptación de la máquina para su uso en el laboratorio de mecánica de materiales.

**Sangolquí, 20 de Julio del 2017**

**Ing. José Pérez MSC**

**JEFE DE LABORATORIO  
DE MECÁNICA DE MATERIALES**



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

## DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGIA Y MECANICA

### CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

#### AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros **BRUSIL ANDRADE MARÍA JOSÉ**, con la cedula de identidad N° 1717095069 y **CIFUENTES MUÑOZ ALEXIS GERMÁN**, con la cedula de identidad N° 1723541536 declaramos que este trabajo de titulación **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN PÉNDULO CHARPY PARA ANALIZAR LA RESISTENCIA AL IMPACTO EN POLÍMEROS DE ACUERDO A LA NORMA ASTM D6110 – 02.”**. Ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en la citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 25 de Julio de 2017

BRUSIL ANDRADE MARÍA JOSÉ  
C.C. 1717095069

CIFUENTES MUÑOZ ALEXIS GERMÁN  
C.C. 1723541536



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

v

## DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGIA Y MECANICA

### CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

#### AUTORIZACIÓN

Nosotros **BRUSIL ANDRADE MARÍA JOSÉ** y **CIFUENTES MUÑOZ ALEXIS GERMÁN**, autorizamos a la Universidad de la Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN PÉNDULO CHARPY PARA ANALIZAR LA RESISTENCIA AL IMPACTO EN POLÍMEROS DE ACUERDO A LA NORMA ASTM D6110 – 02.**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 25 de Julio de 2017

BRUSIL ANDRADE MARÍA JOSÉ  
C.C. 1717095069

CIFUENTES MUÑOZ ALEXIS GERMÁN  
C.C. 1723541536

# Dedicatoria

*Dedico todo este esfuerzo realizado a mi familia por su apoyo incondicional en cada momento de mi vida, por sus consejos y cariño con el que me incentivaron a realizar mis metas, viéndolas ahora convertirse en una realidad.*

*Dedico también este proyecto a Dios por darme la oportunidad de vivir esta experiencia, ya que sin su bendición nada de esto hubiese sido posible.*

**María José Brusil**

# Dedicatoria

*A Dios, quién supo guiarme por el buen camino, darme fuerzas para seguir adelante y no desmayar en los problemas que se presentaban, enseñándome a enfrentar las adversidades sin desfallecer en el intento. A mis padres, quienes por ellos soy lo que soy, por su apoyo, consejos, comprensión, amor y por ayudarme con los recursos necesarios para estudiar. A mis hermanas por estar siempre presentes y apoyarme incondicionalmente.*

**Alexis Cifuentes M**

# Agradecimiento

*Agradezco a mi padre que con su firmeza y cariño ha sabido guiarme a lo largo de mi vida y que ha sido un pilar fundamental en mi toma de decisiones, es por sus consejos que he llegado hasta donde estoy.*

*A mi madre que es mi mejor amiga y siempre me ha apoyado en todo, que con una palabra de aliento ha logrado levantarme cuando ya me daba por vencida. Es mi ejemplo de mujer luchadora y es por ella que seguiré adelante cumpliendo cada meta propuesta.*

*A mi hermana y su linda familia que con alegría y afecto han sabido aconsejarme para verme lograr mis objetivos.*

*Al amor de mi vida que durante nueve años de noviazgo ha sido mi soporte y compañero inseparable, fuente de sabiduría, calma y consejo en todo momento. Siempre motivándome y ayudándome cuando más lo necesitaba con ese amor sincero e infinito para dar.*

*Como no agradecer a mis maestros, ya que gracias a las enseñanzas impartidas y a su paciencia para instruir, fui capaz de llevar con éxito cada una de las etapas que se presentaron a lo largo de este proyecto, dándome cuenta que todo lo aprendido en las aulas me servirá para la vida profesional que me espera. Muchos de los maestros fueron más que ello, se convirtieron en amigos y con su experiencia me incentivaron a ir más allá profesionalmente y con paso firme, confiada de lo que ahora soy capaz.*

*A mis compañeros de la ESPE, con los que compartimos muchos momentos de alegría y risas pero también de preocupaciones y frustraciones por ver lograr nuestros objetivos; especialmente a Jose, Wlady, David, Alexis, Bruno, Christian y Felipe con quienes nos hemos apoyado incondicionalmente dentro y fuera de la universidad, creando una amistad que nos mantendrá juntos por mucho tiempo.*

**María José Brusil**

# Agradecimiento

*A Dios quien me ha permitido cumplir un peldaño más en mi vida estudiantil y ha sabido guiar mi camino con sabiduría.*

*A mis padres porque gracias a ellos puedo cumplir este sueño, por su amor, su comprensión, paciencia y apoyo incondicional.*

*A mis hermanas que son la luz de mi vida y han estado junto a mí en todo momento.*

*A los docentes de la Universidad de las Fuerzas Armadas que han hecho posible la realización del presente trabajo de titulación, un agradecimiento especial al Ing. Byron Cortez quien supo guiarnos con su experiencia y conocimientos para la culminación de este objetivo.*

**Alexis Cifuentes M**

# Índice general

CERTIFICACIÓN .....	ii
CERTIFICACIÓN .....	iii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD .....	iv
AUTORIZACIÓN .....	v
Dedicatoria .....	vi
Dedicatoria .....	vii
Agradecimiento .....	viii
Agradecimiento .....	ix
Índice general .....	x
Índice de figuras .....	xiv
Índice de tablas .....	xviii
Resumen .....	xx
Abstract .....	xxi
Capítulo 1 .....	1
Introducción .....	1
1.1. Planteamiento del problema .....	1
1.2. Antecedentes.....	2
1.3. Objetivos.....	4
1.3.1. Objetivo general.....	4

1.3.2. Objetivos específicos .....	4
1.4. Justificación e importancia .....	4
1.5. Estructura del documento.....	5
 Capítulo 2 .....	 7
 Estado del arte.....	 7
2.1. Concepto del ensayo de impacto tipo Charpy .....	7
2.1.1. Fundamentos físicos de un péndulo simple.....	8
2.1.2. Variables importantes del ensayo de impacto .....	9
2.2. Norma ASTM D 6110 - 02.....	10
2.2.1. Resumen del Método de Prueba.....	10
2.2.2. Elementos del péndulo.....	11
2.2.3. Máquinas para realizar las probetas.....	14
2.2.4. Procedimiento.....	14
2.3. Resumen.....	16
 Capítulo 3 .....	 17
 Selección de alternativas.....	 17
3.1. Consideraciones para la determinación de las especificaciones del diseño.....	17
3.2. La casa de la calidad (QFD).....	18
3.3. Voz del usuario .....	18
3.4. Voz del ingeniero.....	18
3.5. Resultados .....	19
3.6. Conclusiones de la casa de la calidad.....	20
3.7. Especificaciones técnicas .....	21
3.8. Análisis funcional.....	21
3.8.1. Selección de las subfunciones.....	22
3.8.2. Determinación de los módulos .....	23
3.8.3. Soluciones para cada módulo.....	26
3.8.4. Módulo I .....	26
3.8.5. Módulo II .....	39
3.8.6. Módulo III.....	50
 Capítulo 4 .....	 61
 Diseño .....	 61
4.1. Diseño mecánico.....	61
4.1.1. Bases del diseño.....	62
4.1.2. Diseño del péndulo.....	63

4.1.3. Diseño del martillo y percutor .....	66
4.1.4. Diseño del brazo del péndulo .....	72
4.1.5. Volumen y masa teórica del péndulo.....	83
4.1.6. Cálculo del centro de gravedad del péndulo.....	83
4.1.7. Cálculo de la inercia del péndulo.....	86
4.1.8. Diseño del eje que soporta el péndulo.....	93
4.1.9. Selección de Chumaceras y Rodamientos para el eje de soporte .....	102
4.1.10. Diseño de la base y columnas del equipo.....	104
4.1.11. Soldadura.....	108
4.1.12. Dimensionamiento de las mordazas.....	109
4.1.13. Cálculo para la selección de poleas y bandas.....	116
4.1.14. Cálculo del eje para las poleas.....	123
4.2. Diseño de automatización.....	131
4.2.1. Selección del motor para el sistema de elevación del péndulo .....	132
4.2.2. Selección del embrague electromagnético.....	137
4.2.3. Instrumentación del péndulo .....	137
4.2.4. Sistema de control.....	140
4.2.5. Sistema de alimentación de la máquina .....	149
4.3. Resumen.....	152
<b>Capítulo 5 .....</b>	<b>153</b>
<b>Pruebas y Resultados.....</b>	<b>153</b>
5.1. Resultados de Construcción.....	153
5.2. Ensamble Final.....	158
5.3. Corrección de Energía de Rotura.....	158
5.3.1. Factor de Corrección por windage (EB) .....	159
5.3.2. Factor de Corrección por fricción (EA).....	160
5.3.3. Factor de Corrección por Ruptura de Probeta (Es) .....	160
5.3.4. Factor de Corrección de Energía de Rotura (ETC).....	161
5.4. Ensayo de impacto en probetas de acrílico con muesca.....	162
5.5. Resultados de Ensayos de Flexión .....	163
5.6. Análisis de Resultados del Ensayo de Flexión .....	169
5.7. Comparación de resultados .....	169
5.8. Resumen.....	170
<b>Capítulo 6 .....</b>	<b>171</b>
6.1. Costos generales directos e indirectos .....	171
6.1.1. Materiales .....	171
6.1.2. Costos mano de obra .....	172

6.1.3. Costos extras del martillo y mordazas.....	172
6.1.4. Costo Total .....	173
Capítulo 7 .....	174
7.1. Conclusiones .....	174
7.2. Recomendaciones .....	175
Bibliografía.....	176

# Índice de figuras

Figura 1. CEAST 9050 Péndulo de Impacto.....	2
Figura 2. Péndulos tipo Brugger - Zwick/Roell.....	3
Figura 3. Equipo PIT 25.....	3
Figura 4. Análisis de Péndulo Simple.....	8
Figura 5. Péndulo simple.....	12
Figura 6. Esquema del soporte de las probetas.....	13
Figura 7. Dimensiones de la probeta para ensayo en polímeros.....	14
Figura 8. Casa de la calidad.....	19
Figura 9. Nivel 0 ("Caja Negra").....	22
Figura 10. Nivel 1.....	22
Figura 11. Nivel 2.....	24
Figura 12. Arquitectura Modular.....	25
Figura 13. Selección del modo de operación mediante pantalla táctil.....	26
Figura 14. Selección del modo de operación mediante botones.....	27
Figura 15. Ingreso de los datos iniciales mediante pantalla táctil.....	28
Figura 16. Ingreso de datos iniciales mediante teclado matricial.....	29
Figura 17. Mecanismo con eje auxiliar para posicionar el péndulo.....	30
Figura 18. Mecanismo con embrague y transmisión de movimiento con poleas.....	31
Figura 19. Mecanismo con trinquete para posicionar el péndulo.....	32
Figura 20. Primera alternativa.....	34
Figura 21. Segunda alternativa.....	34
Figura 22. Tercera alternativa.....	35
Figura 23. Cuarta alternativa.....	35
Figura 24. Quinta alternativa.....	36
Figura 25. Sexta alternativa.....	36
Figura 26. Soporte de dos apoyos.....	39
Figura 27. Mecanismo Verificador de Posición (Alternativa 1).....	40
Figura 28. Mecanismo de posicionamiento y verificación de la probeta.....	41
Figura 29. Mecanismo Verificador de Posición (Alternativa 3).....	42
Figura 30. Alternativa 1 (DS18B20).....	42
Figura 31. Alternativa 2 (LM35).....	43
Figura 32. Alternativa 3 (Pt100).....	44
Figura 33. Conjunto de la primera solución.....	45
Figura 34. Conjunto de la segunda solución.....	45
Figura 35. Conjunto de la tercera solución.....	46
Figura 36. Conjunto de la cuarta solución.....	46
Figura 37. Conjunto de la quinta solución.....	46
Figura 38. Conjunto de la sexta solución.....	47
Figura 39. Conjunto de la séptima solución.....	47
Figura 40. Conjunto de la octava solución.....	47
Figura 41. Conjunto de la novena solución.....	48
Figura 42. Panel de Control.....	50
Figura 43. HMI por computador.....	51
Figura 44. Pantalla HMI.....	51
Figura 45. PLC.....	52

Figura 46. CPU.....	53
Figura 47. Microcontrolador y tarjeta electrónica.....	53
Figura 48. Panel de Control + PLC + Pantalla HMI .....	56
Figura 49. Panel de Control + CPU + PLC + Pantalla de computador.....	56
Figura 50. Panel de Control + CPU + Microcontrolador + Pantalla de computador	56
Figura 51. Panel de Control+Microcontrolador y tarjeta electrónica+Pantalla HMI.	56
Figura 52. Pantalla de computador + PLC + CPU .....	57
Figura 53. Pantalla de computador + CPU + Microcontrolador y tarjeta electrónica	57
Figura 54. PLC + Pantalla HMI .....	57
Figura 55. Microcontrolador y tarjeta electrónica + Pantalla HMI.....	58
Figura 56. Solución Modular Final .....	60
Figura 57. Equipo Péndulo Charpy 5.4 [J].....	61
Figura 58. Condiciones de impacto.....	63
Figura 59. Sección transversal de la probeta.....	64
Figura 60. Fuerzas y reacciones en la probeta al momento del impacto.....	65
Figura 61. Dimensiones establecidas del percutor .....	67
Figura 62. Diagrama cuerpo libre del percutor .....	68
Figura 63. Sección transversal percutor .....	68
Figura 64. Propiedades físicas del percutor .....	70
Figura 65. Geometría del martillo .....	71
Figura 66. Propiedades físicas del martillo .....	71
Figura 67. Ángulo máximo y altura de caída del péndulo .....	72
Figura 68. Diagrama de fuerzas del péndulo antes de su caída .....	73
Figura 69. Fuerzas y momentos que actúan en el brazo en el momento del impacto	75
Figura 70. Sensibilidad a la muesca q.....	78
Figura 71. Barra de sección circular en flexión con estrechamiento .....	78
Figura 72. Condiciones del análisis estático por elementos finitos del péndulo.....	80
Figura 73. Esfuerzos en el péndulo .....	81
Figura 74. Factor de seguridad del péndulo .....	81
Figura 75. Propiedades físicas del brazo del eje .....	82
Figura 76. Volumen elemento para sujeción del brazo del péndulo .....	82
Figura 77. Vista lateral del péndulo (Plano XY).....	83
Figura 78. Vista superior del péndulo (Plano YZ).....	84
Figura 79. Centro de gravedad del péndulo .....	85
Figura 80. Coordenadas centro de gravedad del péndulo .....	86
Figura 81. División del martillo en 3 piezas .....	87
Figura 82. División de la pieza 1 en secciones .....	88
Figura 83. División de la pieza 3 en secciones .....	90
Figura 84. División en secciones del percutor .....	92
Figura 85. Momentos de inercia del péndulo mediante software CAD.....	93
Figura 86. Fuerzas dinámicas que actúan en el péndulo.....	94
Figura 87. Diagrama de fuerzas en el eje de soporte del péndulo.....	94
Figura 88. Diagrama de fuerza cortante y momento flector .....	95
Figura 89. Sensibilidad a la muesca q.....	97
Figura 90. Barra de sección circular en flexión con estrechamiento .....	98
Figura 91. Esfuerzos generados en el eje (Software CAD) .....	99
Figura 92. Factor de seguridad del eje (Software CAD).....	100
Figura 93. Tabla de cuñas y cuñeros estándar milimétricos .....	100

Figura 94. Rodamiento insertable UC201-08 .....	103
Figura 95. Rodamiento insertable UC202-10 .....	104
Figura 96. Características mecánicas perfil G.....	105
Figura 97. Tensión Von Mises Bastidor .....	106
Figura 98. Desplazamientos bastidor .....	106
Figura 99. Deformaciones unitarias bastidor .....	107
Figura 100. Factor de seguridad bastidor .....	107
Figura 101. Diagrama de cargas en las mordazas .....	110
Figura 102. Condiciones para el análisis estático de las mordazas.....	111
Figura 103. Esfuerzos máximos mediante análisis estático .....	112
Figura 104. Factor de seguridad mordazas mediante análisis estático.....	112
Figura 105. Vista de las mordazas placa inferior y superior.....	113
Figura 106. Vista de las mordazas y la placa base.....	115
Figura 107. Factores de servicio. ....	117
Figura 108. Selección de bandas en V. ....	118
Figura 109. Diámetros mínimos para las bandas en V .....	118
Figura 110. Constantes para selección de bandas en V .....	120
Figura 111. Facto .....	121
Figura 112. Factor <b>K1</b> .....	121
Figura 113. Factor <b>K2</b> .....	122
Figura 114. Especificaciones Bandas en V .....	123
Figura 115. Sistema eje polea .....	124
Figura 116. DCL sistema de eje polea .....	124
Figura 117. Especificaciones tensión de la correa del compresor .....	124
Figura 118. Diagramas fuerza cortante y momento flector del sistema eje polea ...	125
Figura 119. Simulación esfuerzo máximo del eje polea. ....	129
Figura 120. Factor de seguridad simulación del eje polea. ....	130
Figura 121. Ubicación sensores y actuadores. ....	131
Figura 122. Especificaciones Bandas en V .....	134
Figura 123. Eficiencia de transmisión de potencia. ....	134
Figura 124. Gráfica Torque Vs Velocidad del MPAP. ....	135
Figura 125. Características técnicas del motor a pasos.....	136
Figura 126. Especificaciones eléctricas del MPAP.....	136
Figura 127. Especificaciones del embrague.....	137
Figura 128. Embrague SD5H11. ....	137
Figura 129. Encóder incremental MCT38A.....	138
Figura 130. Especificaciones técnicas del encóder MCT38A. ....	138
Figura 131. Acelerómetro ADXL345. ....	139
Figura 132. Sensor de temperatura LM35.....	140
Figura 133. Arduino MEGA 2560. ....	141
Figura 134. Diagrama de flujo 1. ....	142
Figura 135. Diagrama de flujo 2. ....	142
Figura 136. Diagrama de flujo 3. ....	143
Figura 137. Especificaciones eléctricas del Driver. ....	144
Figura 138. Configuración de pines SW. ....	145
Figura 139. Configuración corriente de operación. ....	145
Figura 140. Configuración de número de pasos por revolución. ....	145
Figura 141. Diagrama cableado MPAP. ....	146

Figura 142. Conexión típica del driver al controlador. ....	146
Figura 143. Componentes del panel de control.....	147
Figura 144. Interfaz de Nextion para programar el HMI. ....	148
Figura 145. Interfaz de Nextion para programar el HMI. ....	149
Figura 146. Fuente 48V-6A. ....	149
Figura 147. Fuente 12V-3.5A. ....	150
Figura 148. Fuente 5V-1,5A. ....	150
Figura 149. Breaker 120VAC-10A. ....	151
Figura 150. Equipo de ensayos de impacto tipo Charpy para polímeros 5.4 [J].....	158
Figura 151. Probeta de acrílico usada para el ensayo. ....	162
Figura 152. Ensayo de flexión en probetas de acrílico. ....	163

# Índice de tablas

Tabla 1. Variables del ensayo de impacto.....	9
Tabla 2. Especificaciones Técnicas.....	21
Tabla 3 Combinación de soluciones para el módulo 1 .....	33
Tabla 4. Evaluación de cada criterio .....	37
Tabla 5. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de uso.....	37
Tabla 6. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de implementación ..	37
Tabla 7. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de mantenimiento ...	38
Tabla 8. Evaluación de las alternativas respecto al costo .....	38
Tabla 9. Selección de la solución idónea .....	38
Tabla 10. Combinación de soluciones para el módulo II.....	45
Tabla 11. Evaluación de cada criterio .....	48
Tabla 12. Evaluación de las alternativas respecto a la funcionalidad .....	48
Tabla 13. Evaluación de las alternativas respecto a la precisión .....	49
Tabla 14. Evaluación de las alternativas respecto al costo .....	49
Tabla 15. Selección de la solución idónea .....	49
Tabla 16. Combinación de soluciones usando panel de control .....	55
Tabla 17. Combinación soluciones usando pantalla de computador .....	55
Tabla 18. Combinación soluciones usando pantalla HMI para accionar el péndulo .	55
Tabla 19. Evaluación de cada criterio .....	58
Tabla 20. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de uso.....	58
Tabla 21. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de implementación	59
Tabla 22. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de mantenimiento ..	59
Tabla 23. Evaluación de las alternativas respecto al costo .....	59
Tabla 24. Selección de la solución idónea .....	60
Tabla 25. Masa y Volumen de los componentes del péndulo.....	83
Tabla 26. Factores de Aplicación de Cargas.....	102
Tabla 27. Características electrodo E7018.....	108
Tabla 28. Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte .....	108
Tabla 29. Cálculo longitud paso bandas .....	119
Tabla 30. Descripción de sensores y actuadores.....	132
Tabla 31. Características Arduino MEGA 2560.....	141
Tabla 32. Tabla Descripción conector P1. ....	144
Tabla 33. Tabla Descripción conector P2. ....	144
Tabla 34. Componentes y funciones del panel de control. ....	147
Tabla 35. Características de la pantalla táctil Nextion. ....	148
Tabla 36. Tabla de especificaciones de la fuente de alimentación MPAP.....	149
Tabla 37. Tabla de especificaciones de la fuente de alimentación embrague.....	150
Tabla 38. Tabla de especificaciones de la fuente de alimentación para ARDUINO	150
Tabla 39. Tabla de características de los relés.....	151
Tabla 40. Consumo energético del sistema.....	152
Tabla 41. Hoja de Procesos Equipo péndulo Charpy.....	153
Tabla 42. Construcción y Ensamble Péndulo .....	154
Tabla 43. Construcción y Ensamble - Sistema de Elevación.....	155
Tabla 44. Construcción y Ensamble - Placa Base y Componentes.....	156
Tabla 45. Construcción y Ensamble - Gabinete Eléctrico .....	157

Tabla 46. Parámetros para calcular factor <b>ETC</b> .....	158
Tabla 47. Pruebas para determinar factor <b>EB</b> .....	159
Tabla 48. Pruebas para determinar factor <b>EA</b> .....	160
Tabla 49. Pruebas para determinar factor <b>Es</b> .....	161
Tabla 50. Dimensiones de la probeta. ....	162
Tabla 51. Resultado ensayo Charpy con probetas de acrílico (PMMA). ....	163
Tabla 52. Datos del Ensayo de Flexión 1.....	164
Tabla 53. Datos del Ensayo de Flexión 2.....	165
Tabla 54. Datos del Ensayo de Flexión 3.....	166
Tabla 55. Datos del Ensayo de Flexión 4.....	167
Tabla 56. Datos del Ensayo de Flexión 5.....	168
Tabla 57. Costos de Materiales .....	171
Tabla 58. Costos de Mano de obra.....	172
Tabla 59. Costos extras del martillo.....	172
Tabla 60. Costo Total.....	173

# Resumen

El presente trabajo corresponde al diseño y construcción de los componentes mecánicos y selección de los elementos eléctricos óptimos para la implementación de un Péndulo Charpy, destinado a realizar ensayos de impacto en polímeros. Inicialmente se realizó el diseño mecánico del equipo de acuerdo a los parámetros establecidos por la norma ASTM D6110 – 02, incluye el análisis estático y a fatiga de los componentes mecánicos más importantes que conforman el péndulo Charpy. Se diseñaron por lo tanto: la base, las mordazas, el martillo y percutor, el brazo del péndulo, el eje de soporte y el sistema de elevación. A continuación, se analizó e implementó el sistema electrónico-informático que permitió el posicionamiento automático del péndulo y el manejo e interpretación de los resultados mediante un HMI. Para esto se tomó en cuenta la secuencia de funcionamiento del ensayo y se acondicionaron las señales de los sensores que permiten la toma de datos del proceso. Una vez implementado el equipo se realizaron los ensayos de impacto en polímeros de material acrílico a temperatura ambiente y con los resultados obtenidos se efectuaron los respectivos análisis y comparaciones con base a la norma establecida. Lo que permitió a su vez la calibración del equipo.

## **PALABRAS CLAVE:**

- **PÉNDULO CHARPY**
- **POLÍMERO**
- **INTERFAZ HUMANO MÁQUINA (HMI)**

# Abstract

The present work corresponds to the design and construction of mechanical and electrical elements for the implementation of a Charpy Pendulum, designed to carry out impact tests on polymeric materials. Initially the mechanical design of the equipment was performed, which according to ASTM D6110 - 02, includes the analysis of each of the parts that make up the pendulum. Therefore, the components designed were: base, jaws, hammer, pendulum, bracket and system lifting machine. Next, the electronic-computer system was designed and implemented, which allowed the automatic positioning of the pendulum and the handling and interpretation of the results by means of an HMI. For this the sequence of operation of the test was taken into account and the signals of the sensors were conditioned that allowed the taking of data of the process. Once the equipment was implemented the impact tests were carried out on acrylic polymers at room temperature and with the results obtained the respective analyzes and comparisons were carried out based on the established standard.

## **KEYWORDS:**

- **CHARPY PENDULUM**
- **POLYMER**
- **HUMAN MACHINE INTERFACE (HMI)**

# Capítulo 1

## Introducción

En el presente capítulo se describen los antecedentes que motivaron el desarrollo de un Péndulo Charpy para polímeros. Se explica el problema y la importancia de su resolución. Para ello, se plantea una investigación de los equipos existentes con el fin de encontrar oportunidades de mejora e integrar las mejores características en el presente proyecto. De acuerdo, a ello se especifican los objetivos que se desean cumplir, así como también el alcance del proyecto. También, se realiza una breve descripción el contenido de los siguientes capítulos.

### 1.1. Planteamiento del problema

En la actualidad, los polímeros se utilizan en diversos campos del desarrollo y en la fabricación de productos manufacturados, reemplazando materiales utilizados tradicionalmente, tales como: los metales, la madera, materiales cerámicos, entre otros. Así, por ejemplo los polímeros encuentran aplicación en campos tan diversos como: 1) La medicina, donde se emplean para fabricar prótesis, válvulas cardíacas entre otras, 2) La ingeniería, donde se usan para construir partes de vehículos y de computadores, tableros, y miles de aplicaciones más, 3) La agricultura, donde se utilizan para sistemas de riego, cubiertas de invernaderos, etc. Los polímeros también se utilizan en los deportes (pelotas, cascos, raquetas, etc.) y en objetos de uso diario, como recipientes y utensilios de todo tipo. Solo basta con mirar a nuestro alrededor para darnos cuenta que estamos sumergidos en un mundo lleno de materiales poliméricos. El uso y aplicaciones de estos materiales incrementan a diario, por lo que se hace muy importante la determinación de las propiedades mecánicas y de la resistencia a la fractura de estos materiales.

Sin embargo la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE actualmente no cuenta con un equipo para realizar pruebas de impacto del tipo Charpy, especial para materiales poliméricos que permita obtener la medición de una propiedad mecánica importante capaz de

proporcionar una mayor información sobre el material que se estudia y conocer sus posibles usos, aplicaciones, limitaciones y mejoramientos.

## 1.2. Antecedentes

Los ensayos de impacto fueron implementados por la necesidad de conocer el comportamiento de los materiales y poder predecir su fractura en las condiciones más adversas, como son: deformación a temperaturas relativamente bajas, velocidad de deformación elevada y estado triaxial de tensiones (mediante la presencia de una entalla mecánica).

Una de las propiedades más importantes a considerar para los diseñadores de componentes es la resistencia al impacto y también la más difícil de cuantificar. La resistencia al impacto es una medición crítica para determinar la vida de servicio del material e incluye complejos problemas relacionados con la seguridad y la fiabilidad. [INSTROM, 2017].

A nivel mundial existen empresas dedicadas a la fabricación y comercialización de equipos para ensayos de impacto tipo Charpy instrumentados y no instrumentados. Entre las más importante se encuentra INSTROM que cuenta con el equipo CEAST 9050 (Péndulo de impacto) en sus dos versiones: motorizado y manual; que realiza 4 tipos de ensayos: Charpy, Izod, Tuberías e Impacto de tracción para materiales plásticos, en la versión motorizada dispone de un dispositivo neumático para disparo del martillo, posicionamiento automático y sistema de frenado comandado desde una pantalla táctil de alta resolución como se observa en la figura 1.



**Figura 1.** CEAST 9050 Péndulo de Impacto.

**Fuente:** [INSTROM, 2017]

Zwick/Roell cuenta con equipos automáticos (HIT series) que varían su tamaño dependiendo de la energía de impacto, como se observa en la figura 2, se destaca la ergonomía del diseño y la posibilidad de conexión con otros sistemas de laboratorios.



**Figura 2.** Péndulos tipo Brukker - Zwick/Roell.  
**Fuente:** [Zwick/Roell, 2017]

El equipo PIT-25 de Metrotec para ensayos de impacto Charpy e Izod para plásticos mostrado en la figura 3 cumple con las normas ISO y ASTM, por lo tanto tiene masas y martillos de impacto intercambiables, además consta de un pulsador para liberación del péndulo y un freno manual, los resultados se muestran en la parte frontal del equipo por medio de un display digital.



**Figura 3.** Equipo PIT 25.  
**Fuente:** [Metrotec, 2017]

En lo que respecta al continente americano, estudios referentes a la resistencia al impacto en polímeros es escaso, se puede destacar el trabajo de titulación realizado en la Universidad

Nacional Autónoma de México denominado: diseño y construcción de máquina para prueba de impacto en polímeros, su funcionamiento es totalmente manual, los ensayos que realiza son de tipo Charpy y ha permitido determinar y comparar datos que se establecen en la norma ASTM D 6110. En el país se han desarrollado trabajos relacionados con ensayos de impacto para metales por ejemplo: diseño, construcción e implementación de un sistema de elevación y frenado del péndulo charpy [Rubio & Yuquilema, 2012], diseño y construcción de una máquina de ensayo de impacto charpy, para el laboratorio de electromecánica de la universidad técnica de Cotopaxi [Lasluisa & Viracocha, 2014], pero para el estudio de ensayos de impacto en materiales plásticos no se han desarrollado investigaciones.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo general**

Diseñar, construir e implementar un péndulo Charpy para analizar la resistencia al impacto en polímeros de acuerdo a la norma ASTM D 6110 – 02.

#### **1.3.2. Objetivos específicos**

- Diseñar y simular el sistema mecánico con sus respectivos accesorios.
- Dimensionar los componentes mecánicos, eléctricos, electrónicos y del sistema de control para la construcción del equipo.
- Diseñar e implementar el circuito electrónico de potencia para el control de posición del motor.
- Integrar los elementos de la máquina de ensayos de Péndulo Charpy, según lo establecido en las etapas anteriores.
- Ejecutar y analizar los resultados del ensayo de impacto en probetas de material acrílico.

### **1.4. Justificación e importancia**

La utilización de polímeros de ingeniería y materiales compuestos de matriz polimérica en aplicaciones de alta prestación exige cada vez mejores propiedades de los mismos. En los últimos tiempos, se ha incrementado notablemente la demanda de ensayos que simulen con precisión y exactitud las condiciones finales de uso. Entre ellos, el ensayo de impacto se ha

vuelto especialmente importante dentro de la industria de polímeros. Este tipo de ensayos se realizan por varias razones. En principio, los ensayos de impacto resultan útiles para comparar la respuesta dinámica de distintos materiales. También se utilizan con propósitos de investigación y desarrollo en diferentes aplicaciones y, se consideran un parámetro de control de calidad de un proceso de manufactura dado. Por otro lado, los ensayos de impacto se llevan a cabo para simular las condiciones de uso finales de un material o producto, de manera que éste sea fabricado para sobrevivir al impacto asociado con su uso final.

## **1.5. Estructura del documento**

El presente documento se conforma por siete capítulos donde se describirá toda la información relacionada para el desarrollo del Péndulo Charpy para ensayos de impacto en materiales poliméricos.

En el capítulo 2 (Estado del Arte), se detallan los conceptos necesarios acerca del funcionamiento del péndulo Charpy, se describen los parámetros establecidos por la norma ASTM D6110 – 02 en los cuáles se basa el diseño del péndulo Charpy para materiales poliméricos.

En el capítulo 3 (Selección de alternativas), se inicia con el proceso de selección de las especificaciones técnicas mediante un análisis de la casa de la calidad QFD; posteriormente se determinan los módulos que contienen las funciones primarias y secundarias del proceso completo del ensayo de impacto para polímeros. Finalmente se proponen las diferentes soluciones para cada módulo y se obtiene la solución final que reúne las características deseadas para su diseño.

En el capítulo 4 (Diseño), se detalla todo el proceso mecatrónico para la implementación del equipo que consta de 2 partes: 1) la primera parte detalla el diseño mecánico de los componentes del péndulo Charpy y la transmisión de movimiento (motor-eje péndulo) utilizada, 2) la segunda parte describe el diseño de automatización.

En el capítulo 5 (Pruebas y Resultados), se presentan los resultados obtenidos con el equipo utilizando probetas de material acrílico y se comparan con datos estándar de la norma ASTM 788, así como también con resultados obtenidos mediante ensayos de tracción.

En el capítulo 6 (Conclusiones y Recomendaciones), se resumen las conclusiones obtenidas después de analizar los resultados del capítulo 5 y se incluyen recomendaciones para futuros trabajos.

En el capítulo 7 (Costos), se detallan los costos directos e indirectos del proyecto y se calcula el valor total de la inversión.

## Capítulo 2

### Estado del arte

El capítulo presenta un resumen del concepto y la aplicación de los ensayos de impacto tipo Charpy, se realiza una descripción del equipo, los fundamentos físicos que rigen su funcionamiento y parámetros importantes a tomar en cuenta para el diseño mecánico del péndulo. Finalmente se presenta el alcance de la norma ASTM D6110 respecto a las especificaciones del equipo y las probetas.

#### 2.1. Concepto del ensayo de impacto tipo Charpy

Según [Núñez et al., 2004]: “El aparato utilizado en este ensayo es un péndulo físico que en su caída desde una determinada altura golpea a la probeta de ensayo que se encuentra situada en el camino de oscilación del péndulo. La masa y dimensiones del péndulo permiten aplicar energías de impacto que oscilan entre 30 J para polímeros y 360 J para metales y aleaciones. La masa de caída posee una cuchilla roma de forma y dimensiones normalizadas situada de tal modo que la mitad de su filo coincida con el centro de gravedad de la masa del péndulo. Esta masa golpea en el centro de una probeta de una forma y tamaño también normalizados. La probeta, que está apoyada en sus dos extremos, sufre una flexión a tres puntos que, finalmente, produce su fractura. Puesto que la fractura se produce después de la flexión de la probeta, el ensayo se conoce como ensayo de flexión por choque.”

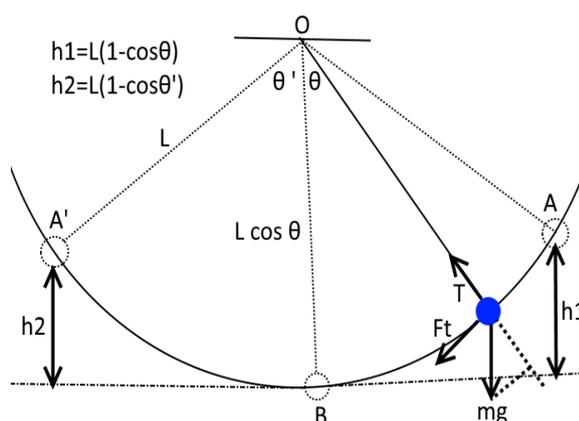
Podemos concluir que el ensayo de impacto tipo Charpy consta principalmente de un péndulo que cae de una determinada altura y rompe una probeta con entalla con el objetivo de producir concentración de esfuerzos y facilitar la rotura. La energía absorbida por la probeta se obtiene a partir de la diferencia entre la altura inicial y final del péndulo giratorio, con lo cual se puede caracterizar la tenacidad del material de ensayo.

El ensayo Charpy completa rápidamente un ensayo de flexión y se puede correlacionar la energía de impacto obtenida con el área bajo la curva fuerza vs. desplazamiento.

### 2.1.1. Fundamentos físicos de un péndulo simple

Se define como una partícula de masa suspendida de un punto (O) por un hilo inextensible de longitud (L) y de masa despreciable.

Según la ley de conservación de la energía, el péndulo posee solamente energía potencial cuando se encuentre en la posición inicial  $\theta$ , cuando el péndulo pasa por la posición de equilibrio en B, la energía potencial se transforma en energía cinética (se toma cero como referencia en B), como se indica en la Figura 4.



**Figura 4.** Análisis de Péndulo Simple

Por lo tanto utilizando la ley de la conservación de la energía cuando sobre una partícula actúa una fuerza conservativa [Vallejo et al., 2006] se establece la siguiente ecuación:

$$E_{c2} = E_{p1} \quad (2.1)$$

$$\frac{1}{2} m(v_2)^2 = mgh_1 \quad (2.2)$$

Despejando la ecuación final se obtiene la velocidad.

$$v_2 = \sqrt{2gh_1} \quad (2.3)$$

Por medio del análisis del péndulo simple mostrado en la figura 2, la altura es:

$$h_1 = L(1 - \cos(\theta)) \quad (2.4)$$

Donde:

$\theta$ : ángulo inicial

L: distancia al centro de gravedad

Bajo el mismo criterio se calcula  $h_2$ , cuando la masa pasa el punto B.

$$h_2 = L(1 - \cos(\theta')) \quad (2.5)$$

Donde:

$\theta'$ : ángulo final

L: distancia al centro de gravedad

Por lo tanto, la energía perdida por el péndulo, es la energía que tiene la masa antes de soltarla (en  $h_1$ ), menos la energía que tiene la masa cuando llega a la altura  $h_2$ , como lo indica la siguiente ecuación:

$$E_p = W(h_1 - h_2) \quad (2.6)$$

Remplazando la ecuación (2.4) y (2.5) en (2.6) se tiene:

$$E_p = W * L(\cos(\theta') - \cos(\theta)) \quad (2.7)$$

Donde:

W: peso

L: distancia al centro de gravedad

$\theta$ : ángulo inicial

$\theta'$ : ángulo final

### 2.1.2. Variables importantes del ensayo de impacto

Se ha determinado mediante varias investigaciones que los resultados obtenidos en los ensayos de impacto difieren al realizar cambios en ciertas variables. A continuación en la tabla 1 se detallan los parámetros y su influencia en el ensayo de impacto:

**Tabla 1.**  
*Variables del ensayo de impacto*

VARIABLE	CAMPO DE INFLUENCIA
<b>Energía que genera el péndulo</b>	La máxima energía generada por el péndulo restringe el tipo de materiales con los que se pueden realizar las pruebas.
<b>Masa del martillo</b>	La masa del martillo debe representar la mayor parte del peso total del péndulo, para que cumpla con la

Continúa

---

	norma y se produzca la ruptura de la probeta con la fuerza dinámica suficiente.
<b>Velocidad de impacto</b>	La velocidad que adquiere la masa al golpear la probeta queda determinada por la altura del péndulo.
<b>Ángulo de elevación del martillo</b>	El ángulo inicial suministra la velocidad final de impacto, a mayor ángulo mayor velocidad.
<b>Dimensiones de las probetas</b>	Para que el ensayo cumpla con los estándares, las probetas deben tener las dimensiones especificadas en la norma.
<b>Temperatura</b>	La temperatura de las probetas influye en las características mecánicas del material.

---

## 2.2. Norma ASTM D 6110 - 02

La norma describe los métodos estándar de prueba para determinación de la resistencia al impacto Charpy en materiales plásticos.

Los métodos de ensayo se utilizan para determinar la resistencia de los plásticos a la rotura por choque flexional, indicando la energía extraída del péndulo tipo martillo estandarizado, montado en máquinas estandarizadas, rompiendo probetas estándar con una oscilación del péndulo. Se requieren que las probetas se hagan con una muesca fresada, la muesca produce una concentración de esfuerzos que promueven una fractura quebradiza, más que una fractura dúctil. Los resultados de los métodos de ensayo se presentan en términos de energía absorbida por unidad de ancho de la probeta. [Norma ASTM D6110 – 02, Scope, pág. 1]

### 2.2.1. Resumen del Método de Prueba

Una probeta con muesca se apoya como una viga horizontal simple y se rompe por un solo giro del péndulo a medio camino con la línea de impacto entre los soportes y directamente opuesto a la muesca.

#### 2.2.1.1. Criterios importantes para el diseño

A continuación se citan algunos criterios relevantes a tomar en cuenta para el diseño de la máquina para ensayos de impacto.

- El ensayo de impacto del péndulo de energía en exceso indica la energía para romper probetas de ensayo estándar de tamaño especificado bajo condiciones estipuladas de montaje de la probeta, muesca (concentración de esfuerzos) y velocidad del péndulo al impacto.
- La energía perdida por el péndulo durante la rotura de la probeta es la suma de las energías requeridas para iniciar la fractura de la probeta.
- Para los materiales relativamente frágiles para los cuales la energía de propagación de la fractura es pequeña en comparación con la energía de iniciación de la fractura, la energía impactada indicada absorbida es, para todos los propósitos prácticos, la suma de la energía requerida para iniciar la fractura de la probeta y la energía de lanzamiento.
- En una máquina bien diseñada de suficiente rigidez y masa, las pérdidas debidas a vibración y fricción en el cojinete del péndulo y en el mecanismo de indicación de energía en exceso deberían ser muy pequeñas.

Estos métodos de prueba requieren que la muestra se rompa completamente. Para materiales resistentes el péndulo puede no tener la energía necesaria para completar la rotura de las fibras extremas y tirar la pieza o piezas rotas. Los resultados obtenidos a partir de probetas no rotas o de otros tipos de probetas parcialmente rotas se considerarán como una desviación de la norma y no deben ser reportados como un resultado estándar. [Norma ASTM D6110 – 02, Significance and Use, pág. 1-2]

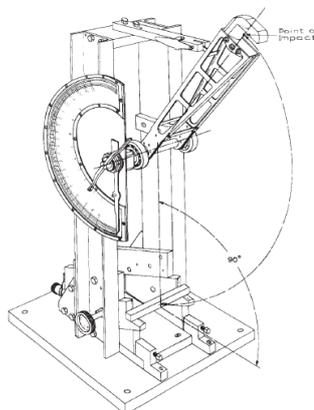
### **2.2.2. Elementos del péndulo**

La máquina consistirá en una base maciza sobre la cual se montan un par de soportes para sostener la muestra y a la que está conectada, a través de un bastidor rígido y cojinetes, un martillo de péndulo con una energía inicial adecuada para su uso con la probeta a ensayar, además de un mecanismo de sujeción y liberación del péndulo y un mecanismo para indicar el exceso de energía que queda en el péndulo después de romper la probeta. El soporte de la probeta, el péndulo y el bastidor deben ser suficientemente rígidos para mantener el alineamiento correcto del borde de impacto y de la muestra, tanto en el momento del impacto como durante la propagación de la fractura, y para minimizar las pérdidas de energía debidas a la vibración. La base debe ser suficientemente maciza para que el impacto no haga que se mueva. La máquina se diseñará, construirá y mantendrá de tal manera que las pérdidas de energía debidas a la resistencia del aire del péndulo, la fricción en los cojinetes del péndulo, la

fricción y la inercia en el mecanismo de indicación de energía excedente se mantengan al mínimo. [Norma ASTM D6110 – 02, Apparatus, pág. 2-4]

### 2.2.2.1. Péndulo

El péndulo simple consistirá en un brazo de uno o varios miembros con un cojinete en un extremo y un cabezal en el otro extremo, que contiene el martillo de impacto. Aunque una gran proporción de la masa del péndulo debe concentrarse en la cabeza, el brazo debe ser suficientemente rígido para mantener las distancias adecuadas y las relaciones geométricas entre las partes de la máquina y la probeta y así minimizar las pérdidas de energía vibratoria que siempre se incluyen en el valor de impacto medido. Una máquina con un diseño de péndulo simple se ilustra en la figura 5.



**Figura 5.** Péndulo simple.

**Fuente:** [Norma ASTM D6110 – 02, Apparatus, pág. 2-4]

La longitud efectiva del péndulo estará comprendida entre 0,325 y 0,406 [m], de manera que la elevación requerida de la nariz de impacto puede obtenerse elevando el péndulo hasta un ángulo entre 60 y 30 grados por encima de la horizontal. [Norma ASTM D6110 – 02, Apparatus, pág. 2-4]

### 2.2.2.2. Borde de impacto

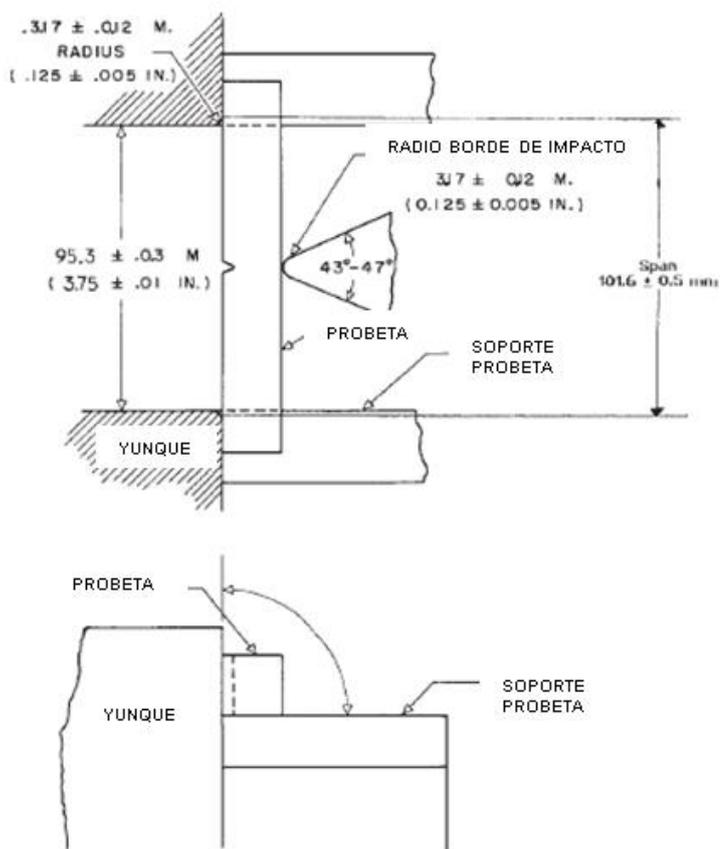
El borde de impacto del péndulo será de acero templado, con un ángulo de inclinación de  $45 \pm 2^\circ$  y redondeado a un radio de  $3,17 \pm 0,12$  [mm]. El péndulo debe estar alineado de tal manera que cuando esté en su posición de suspensión libre, el centro de percusión del péndulo se encuentre a 2,54 mm del centro de la línea de contacto realizada por la nariz de impacto sobre la cara de una probeta estándar de sección transversal cuadrada. [Norma ASTM D6110 – 02, Apparatus, pág. 2-4]

### 2.2.2.3. Mecanismo de retención y liberación de péndulo

El mecanismo debe ser diseñado, construido y operado de manera que libere el péndulo sin impartir aceleración o vibración al péndulo. La posición del mecanismo de sujeción y liberación del péndulo deberá ser tal que la altura vertical de caída de la punta de impacto sea de  $610 \pm 2$  [mm]. Esto producirá una velocidad de la nariz del percutor en el momento del impacto de aproximadamente 3,46 m/s. [Norma ASTM D6110 – 02, Apparatus, pág. 2-4]

### 2.2.2.4. Soporte de probetas

La probeta de prueba estará apoyada contra dos soportes rígidos en una posición tal que su centro de gravedad y el centro de la muesca se encuentre sobre la tangente al arco de desplazamiento del centro de percusión del péndulo dibujado en la posición de impacto. Los bordes de los soportes deberán ser redondeados a un radio de  $3,17 \pm 0,12$  [mm] y las líneas de contacto de los soportes con la muestra deberán estar a  $101,6 \pm 0,5$  [mm] entre sí como lo muestra la figura 6. [Norma ASTM D6110 – 02, Apparatus, pág. 2-4]



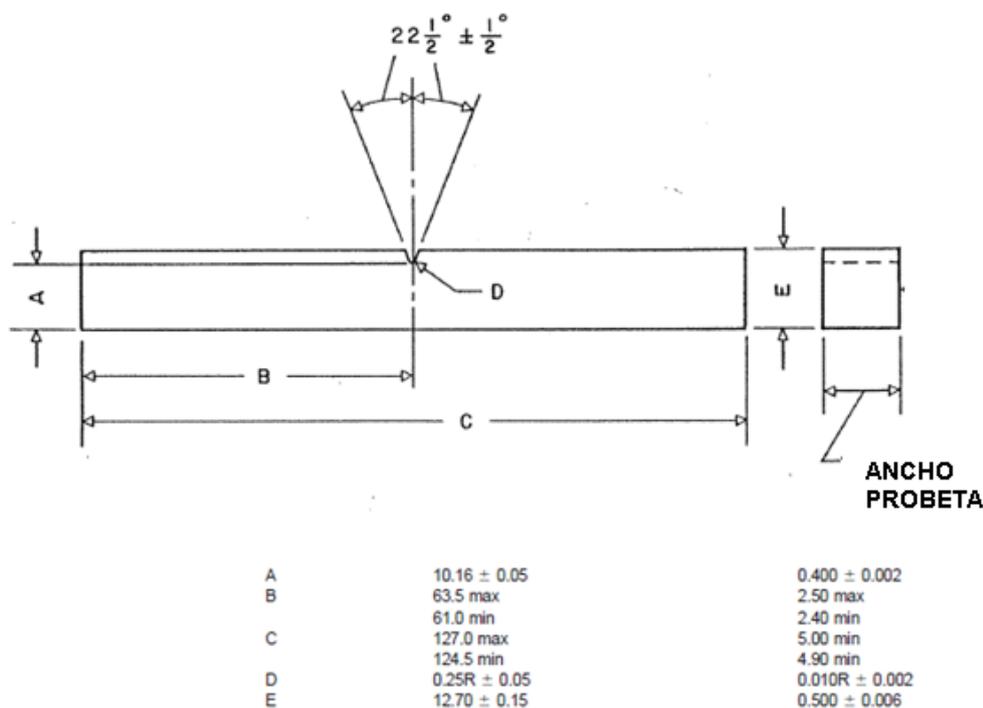
**Figura 6.** Esquema del soporte de las probetas.  
**Fuente:** [Norma ASTM D6110 – 02, Apparatus, pág. 2-4]

### 2.2.2.5. Indicador de Exceso de Energía

Deberán proporcionarse medios para determinar la energía que queda en el péndulo después de romper una muestra. Esto puede consistir en un puntero y un mecanismo de marcación que indican la altura de ascenso del péndulo más allá del punto de impacto en términos de energía extraída de ese péndulo específico. Opcionalmente, se puede usar una pantalla digital electrónica o un ordenador para medir la pérdida de energía e indicar la energía de ruptura de la muestra. [Norma ASTM D6110 – 02, Apparatus, pág. 2-4]

### 2.2.3. Máquinas para realizar las probetas

La probeta deberá ajustarse a las dimensiones y geometría de la figura 7, teniendo la opción de variar la anchura entre 3,00 y 12,7 [mm]. Todas las muestras que tengan una dimensión inferior a 12,7 mm tendrán la muesca cortada en el lado más corto. [Norma ASTM D6110 – 02, Test Specimen, pág. 4-6]



**Figura 7.** Dimensiones de la probeta para ensayo en polímeros.

**Fuente:** [Norma ASTM D 6110, Test Specimen, pág. 4-6]

### 2.2.4. Procedimiento

#### 2.2.4.1. Preparación de la probeta

Prepare las muestras de ensayo de acuerdo con los procedimientos anteriormente descritos. Se deben hacer al menos cinco y preferiblemente diez o más determinaciones

individuales de resistencia al impacto para determinar la resistencia media al impacto de una muestra en particular.

#### **2.2.4.2. Preparación de la máquina**

Calcule la energía de ruptura para la muestra y seleccione un péndulo de energía adecuada. Seleccione el péndulo estándar más ligero que se espera que rompa todas las probetas del grupo con una pérdida de energía no superior al 85% de su capacidad.

#### **2.2.4.3. Pruebas de muestras**

- a) Compruebe que todas las probetas del grupo de muestras estén en conformidad con los requisitos de la norma. Mida la anchura de cada espécimen en la región de la muesca con un calibre micrométrico a 0,025 [mm] más cercano y registre su anchura promedio junto con sus marcas de identificación, si las hay.
- b) Coloque una muestra de ensayo horizontalmente sobre los soportes y contra los yunques de manera que queden impactados en la cara opuesta a la muesca. La muesca debe estar centrada entre los yunques. Una plantilla de centrado es útil para este propósito.
- c) Levante y asegure el péndulo en el mecanismo de liberación. Encere el mecanismo de indicación de energía en exceso.
- d) Suelte el péndulo, permitiendo que el borde de impacto del péndulo impacte con la probeta. Observe la energía de ruptura indicada.
- e) Calcular la energía de ruptura. Si la energía de rotura neta es mayor que 85% de la energía nominal del péndulo, se usó el péndulo equivocado. Deseche el resultado. Seleccione e instale un péndulo con una mayor energía disponible o añada peso adicional al péndulo, determine el factor de corrección de velocidad y fricción y repita el ensayo con una nueva muestra.
- f) Si se utilizó el péndulo apropiado, probar las muestras restantes como se describe. Los resultados de los especímenes que no se rompen deben ser descartados. Un espécimen que no se rompa completamente en dos o más piezas no es considerado como roto.
- g) Después de probar todos los especímenes de la muestra, calcule la resistencia al impacto, en Joules por metro, para cada muestra individual.

- h) Calcular la resistencia al impacto promedio para el grupo de muestras. Los valores obtenidos de los especímenes que no se rompieron completamente no se incluirán en el promedio. [Norma ASTM D 6110, Procedure, pág. 7-8]

### 2.3. Resumen

- El ensayo de impacto se aplica en materiales que se encuentran sometidos a cargas dinámicas, el equipo más utilizado es el péndulo Charpy, la energía máxima del péndulo para materiales poliméricos es de 30J.
- El funcionamiento del equipo básicamente se basa en una masa determinada concentrada en el martillo y percutor, al dejar caer el péndulo desde una altura o ángulo de elevación determinado, golpea una probeta normalizada, mediante este proceso se determina la tenacidad y resiliencia del material.
- La tenacidad y resiliencia del material se obtiene mediante la medición de la energía absorbida por la probeta mediante las relaciones energéticas producidas por la oscilación del péndulo, resulta de la diferencia de energía potencial con respecto a la altura, antes y después del impacto.
- Las variables importantes del ensayo de impacto son: la energía que genera el péndulo, masa del martillo, velocidad de impacto, ángulo de elevación del martillo, dimensiones de las probetas y la temperatura.
- La norma ASTM D6110 – 02 señala los parámetros que deben cumplirse para la implementación del péndulo Charpy como son los criterios de diseño, los elementos del péndulo y el procedimiento para realizar los ensayos.
- Para diseñar un equipo para ensayos de impacto como es el péndulo Charpy se parte de un estudio estático para luego aplicar las ecuaciones de cargas dinámicas o de impacto que indicarán el valor de amplificación de la fuerza estática al momento de producir el choque.

## Capítulo 3

### Selección de alternativas

El capítulo se centra en la selección de las alternativas para el diseño, construcción e implementación de un péndulo Charpy para analizar la resistencia al impacto en polímeros, obteniendo las especificaciones técnicas del equipo, las mismas que se determinan mediante la Casa de Calidad QFD, cuyo objetivo es asegurar que las necesidades y requerimientos del cliente o usuario, serán cubiertas en su totalidad. Mediante alternativas de solución se escoge la opción adecuada a la necesidad del diseño.

#### **3.1. Consideraciones para la determinación de las especificaciones del diseño.**

Para iniciar con el diseño del péndulo Charpy para polímeros, partiremos de la variedad de máquinas construidas para este fin, y tendremos los principales parámetros de desempeño que reúnen los procesos destinados a impacto. Se definen entonces los parámetros siguientes:

- Energía que genera el péndulo
- Velocidad de impacto
- Longitud efectiva del péndulo
- Masa del martillo
- Ángulo de levantamiento del martillo
- Redondeado del filo del martillo
- Dimensiones de las probetas
- Distancia entre los soportes de probeta
- Temperatura de Trabajo

Con estas especificaciones, se basará el diseño de la máquina para ensayos de impacto en materiales poliméricos.

### **3.2. La casa de la calidad (QFD)**

“Quality Function Deployment” o por sus siglas QFD es una metodología que permite identificar las características críticas para que el diseño o rediseño de un producto cumplan con las necesidades y expectativas del usuario o cliente.

Esta metodología requiere conocer la voz del cliente, quien manifiesta sus necesidades y expectativas del producto, los cuales son posteriormente traducidos en aspectos técnicos, por medio del criterio del ingeniero. [Riba, 2002]

### **3.3. Voz del usuario**

Según el Ing. Francisco Navas, colaborador del Laboratorio de Mecánica de Materiales de la ESPE, la máquina para ensayos de impacto debe contar con las siguientes características:

1. Ensayos de impacto para polímeros.
2. Registro de variables en el momento del ensayo.
3. Realizar cálculos con las variables medidas.
4. Ensayos estándar.
5. Fácil operación.
6. Bajo consumo de energía eléctrica.
7. Bajo costo.
8. Selección del funcionamiento y operación de la máquina.

### **3.4. Voz del ingeniero**

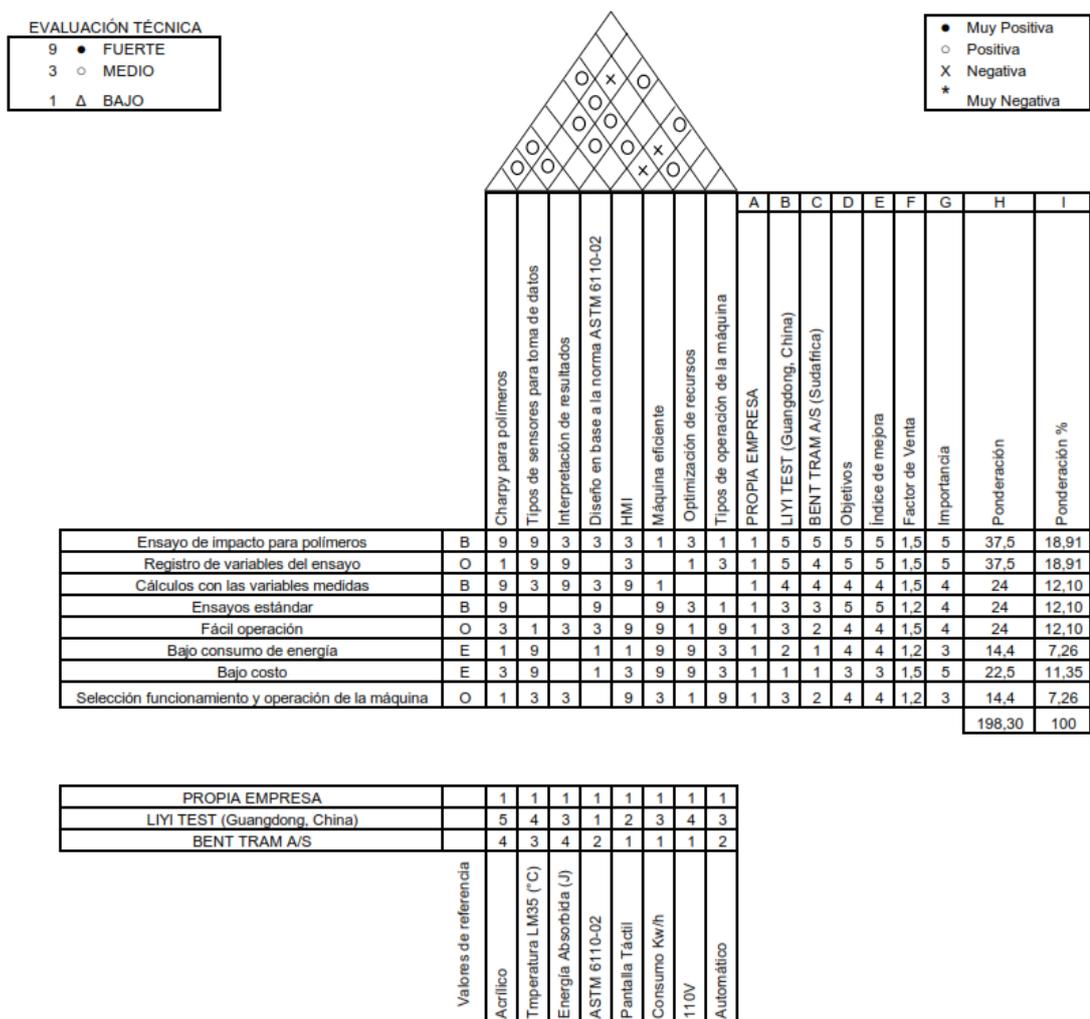
Una vez establecidos los requerimientos y deseos del usuario, se procede a traducirlos a términos técnicos:

1. Péndulo Charpy para polímeros.
2. Tipos de sensores para la toma de datos.
3. Interpretación de resultados.
4. Diseño en base a la norma ASTM D6110-02.
5. HMI.
6. Máquina eficiente.

7. Optimización de recursos.
8. Tipos de operación de la máquina (Manual/Automática).

### 3.5. Resultados

Los resultados de la matriz QFD se muestran en la figura 8, se puede observar que la columna A tiene una calificación de unos en todos los parámetros de la voz del usuario debido a que no se cuenta con un producto previamente elaborado. En esta columna se evalúa el grado de cumplimiento del producto actual construido por los tesisas [RIBA, 2002].



**Figura 8.** Casa de la calidad

En la columna B y C, se realiza el análisis de la competencia, en la que se establecen los objetivos a cumplir en relación a las demandas encontradas, así como un índice de mejora, el

cual indica el grado de avance que los testistas se proponen cumplir para cada demanda. También se hace un especial énfasis en las demandas que se consideran puntos fuertes en la venta y en la importancia evaluada por los usuarios. Finalmente se establece una ponderación porcentual para cada una de las demandas del cliente.

### **3.6. Conclusiones de la casa de la calidad**

La casa de la calidad nos brinda valiosa información acerca de las características técnicas que satisfacen en mayor medida las demandas del cliente. Así se obtuvo que los requerimientos técnicos más relevantes son:

- Péndulo Charpy para polímeros

Es indispensable en el diseño tomar en cuenta el material del cual se van a hacer los ensayos, en este caso polímeros, ya que influyen directamente para el diseño mecánico del péndulo.

- Tipos de sensores para la toma de datos

Dependiendo de la selección de sensores a utilizar para la automatización, el costo se eleva o disminuye. Estos facilitarán el registro de las variables del ensayo.

- Interpretación de resultados

Es importante realizar los cálculos de los parámetros del proceso para obtener las gráficas y valores importantes como la energía absorbida o resistencia al impacto del material a prueba.

- Diseño en base a la norma ASTM D6110-02

El diseño mecatrónico de la máquina, se basará en la norma designada para polímeros, la cual referencia las principales características que debe esta poseer para que los ensayos cumplan con los estándares establecidos.

- HMI

El sistema contará con un Interfaz Hombre Máquina que guiará al usuario en el proceso para llevar a cabo el ensayo de impacto. El HMI será diseñado en base a la guía GEDIS, destinada al diseño del interfaz con criterios estándar.

### 3.7. Especificaciones técnicas

Con los resultados obtenidos del análisis de la casa de la calidad, se establecen finalmente las especificaciones técnicas de la máquina para ensayos de impacto, dichas especificaciones se indican en la tabla 2.

**Tabla 2.**  
*Especificaciones Técnicas*

<b>Equipo:</b>	<b>Péndulo Charpy</b>
<b>Concepto</b>	<b>Descripción</b>
<b>Función</b>	Equipo automático para el ensayo de impacto Interpretación de los datos del ensayo Realización de ensayos directos o guiados Estandarizado: Norma ASTM D6110
<b>Dimensiones</b>	Energía: 5.4 +/- 0.14 [J] Percutor cónico: 45 +/- 2 [°] Longitud efectiva del péndulo: 0.325 – 0.406 [m] Elevación sobre la horizontal: 30 – 60 [°] Distancia entre los soportes: 95.3 +/- 0.3 [mm]
<b>Movimiento</b>	Movimiento rotativo del péndulo
<b>Energía</b>	Eléctrica Mecánica
<b>Material</b>	Polímeros (Acrílico)
<b>Control</b>	Sensores digitales e inductivos Actuadores eléctricos Tarjeta de programación HMI
<b>Velocidad de impacto</b>	3.46 [m/s]
<b>Mantenimiento</b>	una vez al año
<b>Seguridad y ergonomía</b>	Mensajes de advertencia mediante HMI

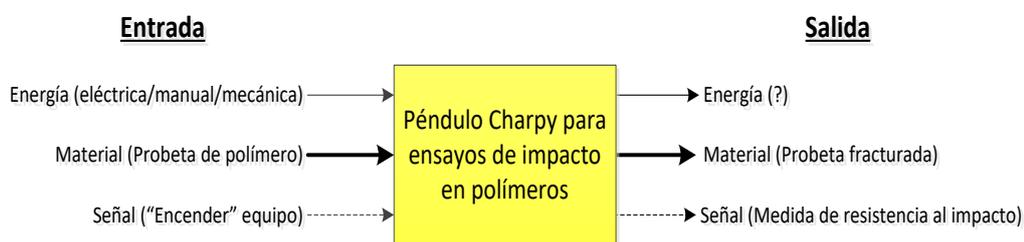
### 3.8. Análisis funcional

El análisis funcional se utiliza como una herramienta de diseño para encontrar las funciones primarias y secundarias del producto. Se denomina funciones primarias aquellas por las que el cliente compra el producto y secundarias aquellas que permiten que la función primaria se ejecute satisfactoriamente. Una vez establecidas las funciones secundarias, el siguiente paso es plantear soluciones para cada una, para luego elegir las más convenientes.

Para descomponer un problema funcionalmente es representarlo como una caja negra que opera en flujos de material, energía y señales. Las líneas continuas finas denotan la transferencia y conversión de energía, las continuas gruesas representan el movimiento de material dentro del sistema y las líneas discontinuas son las señales de flujos de control y retroalimentación dentro del sistema. La caja negra representa la función general del producto. [Ulrich & Eppinger, 2012].

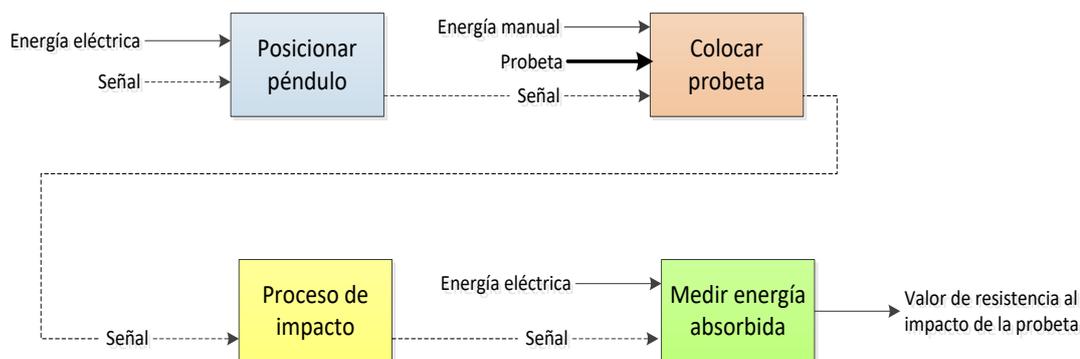
### 3.8.1. Selección de las subfunciones

Para determinar las funciones primarias y secundarias del equipo se procede a descomponerlo por niveles. El primer paso es representarlo como una caja negra en función de materiales, energía y señales de control como se observa en la figura 9.



**Figura 9.** Nivel 0 ("Caja Negra")

La función global del equipo está representada por medio de la caja negra, sin embargo esta representación es muy esquemática y, para obtener una representación más precisas, hay que descomponer la función global en subfunciones y a su vez establecer relaciones de flujos entre estas. [Riba, 2002]. Se establece un nivel 1 en el cual se establecen de manera más detallada las funciones del equipo como se indica en la figura 10.



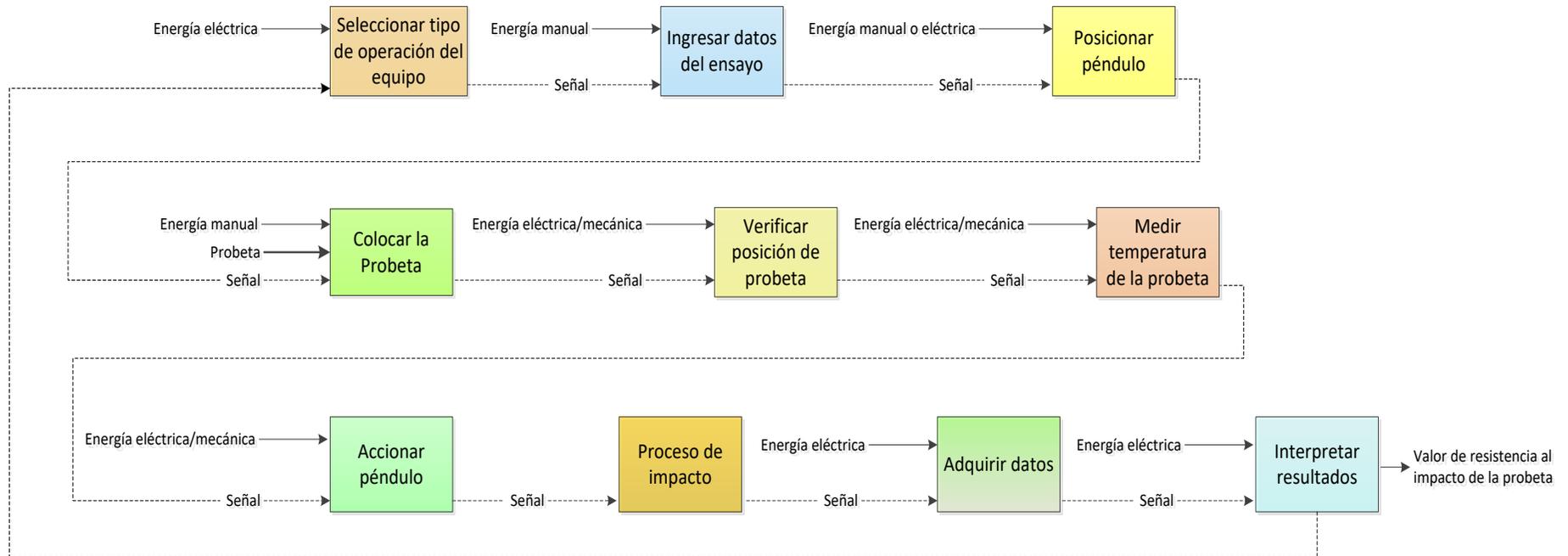
**Figura 10.** Nivel 1

En el nivel 2 mostrado en la figura 11 están desglosadas varias funciones implícitas que en el nivel 1 no se especificaron, pero que son esenciales para el funcionamiento del equipo. Igualmente se indican los flujos energéticos, de material y de control que ingresan en cada función y las interacciones existentes.

### **3.8.2. Determinación de los módulos**

En la arquitectura modular de un equipo o producto hay una detallada evaluación de la descomposición, integración y compatibilidad de componentes y de la compatibilidad de las interfases [Ulrich & Eppinger, 2012]. La modularidad consiste en dividir en varios bloques o módulos funcionales, lo cual influye directamente en varios aspectos como la reducción de costos, la facilidad de mantenimiento, la ampliación de la gama, facilidad de producción, entre otros.

Debido a que el proceso de realizar ensayos de impacto mediante un péndulo Charpy requiere de varias funciones, se lleva a cabo una división modular por las ventajas anteriormente señaladas. Para esto se analiza cuidadosamente el diagrama funcional del nivel 2 mostrado en la figura 11, para determinar que funciones deben ser independientes o agrupadas, por lo tanto se han determinado cuatro módulos como se muestra en la figura 12.



**Figura 11.** Nivel 2

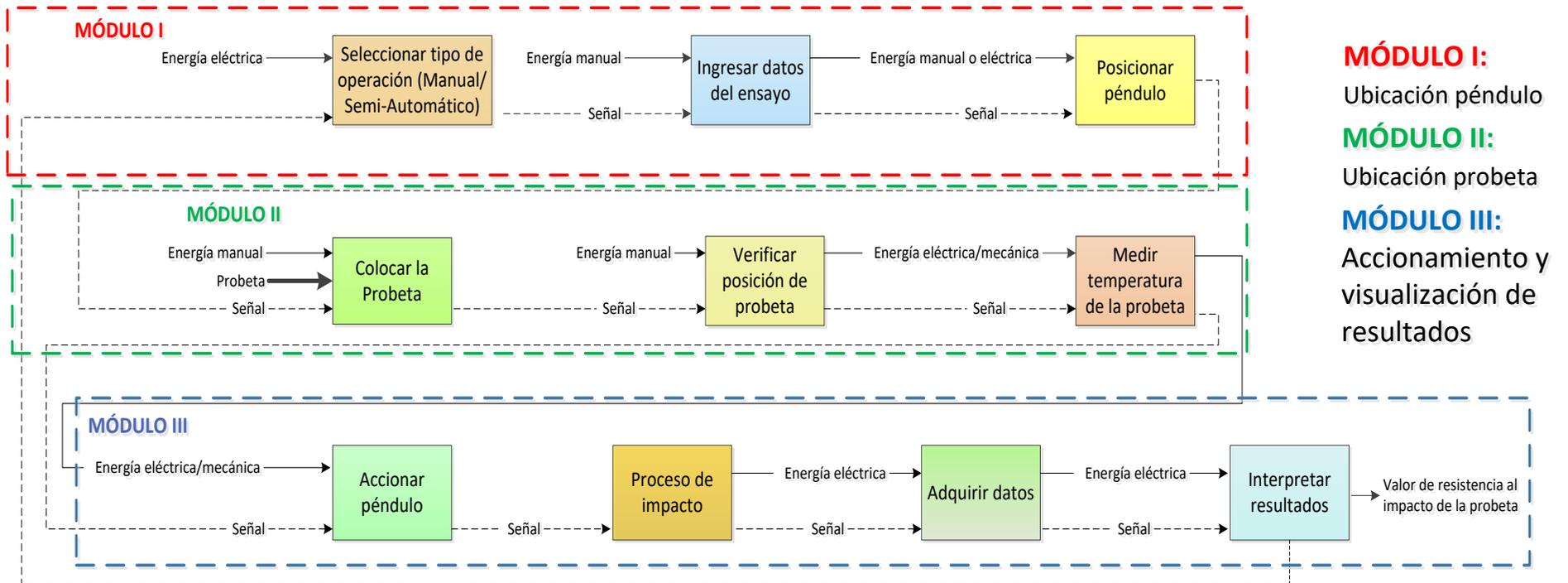


Figura 12. Arquitectura Modular

### 3.8.3. Soluciones para cada módulo

A continuación se proponen las posibles soluciones para cada una de las funciones, que posteriormente serán combinadas y se determinará cuál de ellas será la propuesta idónea que se utilizará para el diseño final.

### 3.8.4. Módulo I

Este módulo cumple las siguientes funciones:

- Seleccionar el tipo de operación de la máquina (Manual o Automática)
- Ingresar los datos iniciales del ensayo
- Posicionar el péndulo

#### 3.8.4.1. Seleccionar el tipo de operación de la máquina

El péndulo de Charpy debe permitir al usuario seleccionar el tipo de operación con el que quiere trabajar. Para esto se ha decidido trabajar con dos tipos de funcionamiento de la máquina, que trabaje en modo manual y en modo automático. Es así que para la selección de dichos modos de operación se tienen las siguientes opciones:

##### 1. Selección mediante un menú en la pantalla táctil.

Las opciones de selección del tipo de operación se presentarán inicialmente al encender el equipo, como se muestra en la figura 13 se mostrará un menú que permitirá al usuario elegir el modo de funcionamiento con el que quiere trabajar el ensayo de impacto.



**Figura 13.** Selección del modo de operación mediante pantalla táctil

#### Ventajas

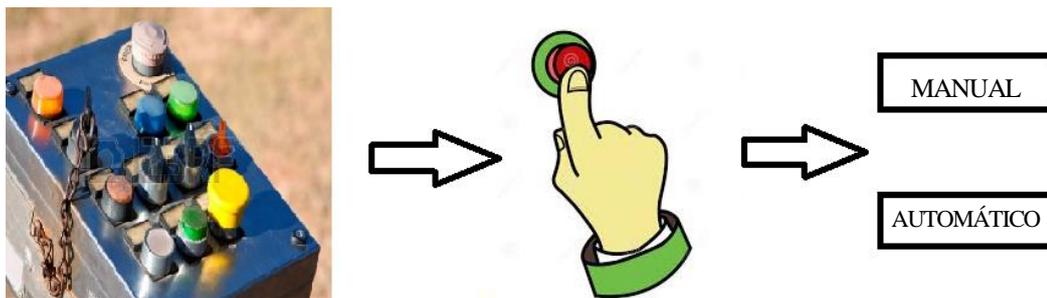
- De fácil configuración.
- De fácil operación.

### Desventajas

- De alto costo.

### 2. Selección manual mediante botones en el panel de control.

Las opciones de selección del tipo de operación serán activadas mediante botones físicos de activación manual en un panel de control destinado al manejo de la máquina. La figura 14 muestra los botones que permitirán al usuario elegir el modo de funcionamiento con el que quiere trabajar el ensayo de impacto.



**Figura 14.** Selección del modo de operación mediante botones

### Ventajas

- De fácil activación.
- No es necesario software adicional.

### Desventajas

- Material extra para su funcionamiento.
- Puede presentar daños a corto plazo, ya que los modos de operación se deben seleccionar cada vez vaya a realizar un ensayo.
- Vida útil del hardware.

### 3.8.4.2. Ingresar los datos iniciales del ensayo.

El péndulo de Charpy debe permitir al usuario ingresar los datos iniciales para comenzar el ensayo. Los datos a ser ingresados son el ángulo de elevación del péndulo y el tipo de material del que se realizará la prueba. Las soluciones para el ingreso de datos son:

#### 1. Mediante la pantalla táctil.

Los datos iniciales se ingresan directamente al HMI por medio de una pantalla táctil que muestra el Interfaz creado para este fin como se muestra en la figura 15.



**Figura 15.** Ingreso de los datos iniciales mediante pantalla táctil.

#### Ventajas

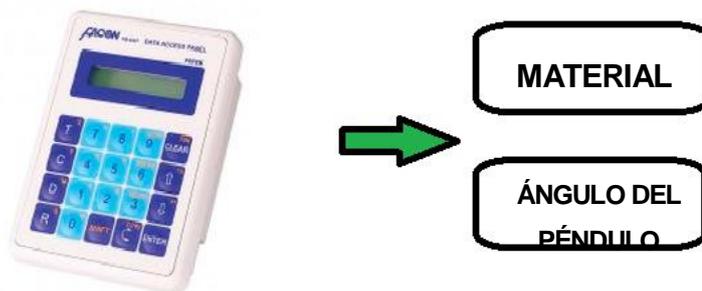
- De fácil activación e ingreso.
- No es necesario software adicional.
- De fácil configuración.

#### Desventajas

- De alto costo.

#### 2. Ingreso por teclado matricial.

Los datos iniciales se ingresarán directamente al proceso por medio de un teclado matricial como en la figura 16, se guardarán en memoria y se mostrarán en una pantalla LCD.



**Figura 16.** Ingreso de datos iniciales mediante teclado matricial.

### Ventajas

- De fácil ingreso.
- De bajo costo.

### Desventajas

- Requiere un hardware específico (teclado matricial).
- Requiere una configuración para cada una de las teclas en código binario.
- Es una tecnología poco usada en aplicaciones industriales.

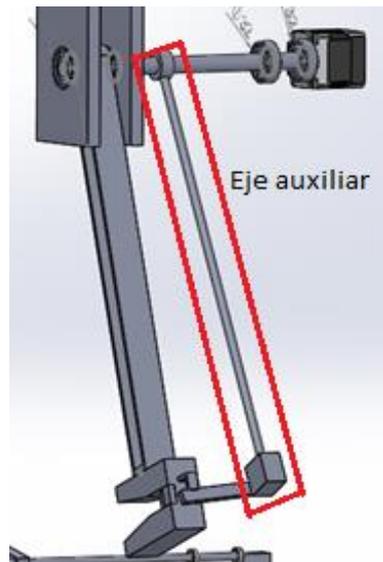
#### 3.8.4.3. Posicionar el péndulo

El control de posición angular a implementar debe ser preciso con bajo porcentaje de error, según la norma ASTM D 6110-02.

Debido a esto se proponen las siguientes soluciones:

##### 1. Mecanismo con eje auxiliar para posicionar el péndulo.

El péndulo de impacto se posiciona mediante un eje extra mostrado en la figura 17, que será el encargado de ubicar el péndulo en el ángulo requerido. Los componentes a utilizar son un motor a pasos y un sistema de anclaje ubicado en el martillo.



**Figura 17.** Mecanismo con eje auxiliar para posicionar el péndulo.

### **Ventajas**

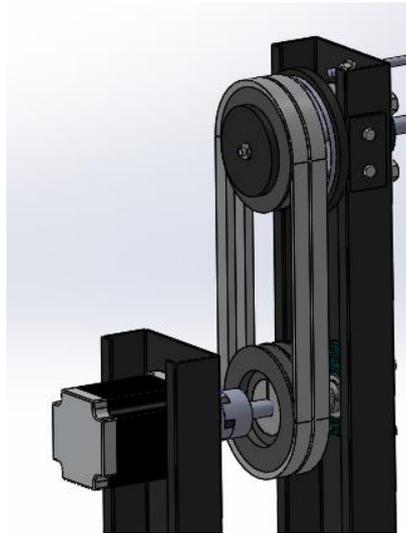
- Se asegura el posicionamiento mediante el trabajo de un eje auxiliar.
- Un motor a pasos es de fácil configuración.

### **Desventajas**

- Mecanizado de un eje extra.

### **2. Mecanismo con embrague y transmisión de movimiento mediante poleas y bandas.**

El posicionamiento del péndulo se lo realiza mediante un embrague que asegura la caída libre del mismo como se muestra en la figura 18. El motor a pasos transfiere el giro a un sistema de poleas-embrague que hace subir el péndulo a la posición deseada y al retirar el estímulo electromagnético el eje con el péndulo se deslizan independientemente provocando el choque y rotura de la probeta.



**Figura 18.** Mecanismo con embrague y transmisión de movimiento con poleas.

### **Ventajas**

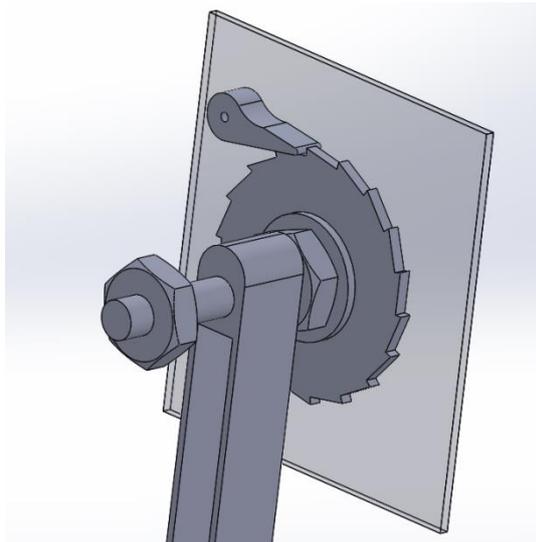
- Este mecanismo es muy útil para permitir la caída libre del péndulo.
- Permite el acople y liberación del eje del péndulo.
- Es un sistema altamente eficiente.

### **Desventajas**

- Puede resultar costoso cuando se va a trabajar con cargas altas.

### **3. Mecanismo con trinquete para posicionar el péndulo.**

Este mecanismo está conformado por una rueda dentada y una ñeta que se acciona por un sistema automático como muestra la figura 19. La ñeta hace de freno, impidiendo el giro de la rueda dentada con lo que se posiciona el péndulo en el ángulo requerido y su caída se activa retirado la ñeta de su posición.



**Figura 19.** Mecanismo con trinquete para posicionar el péndulo.

### **Ventajas**

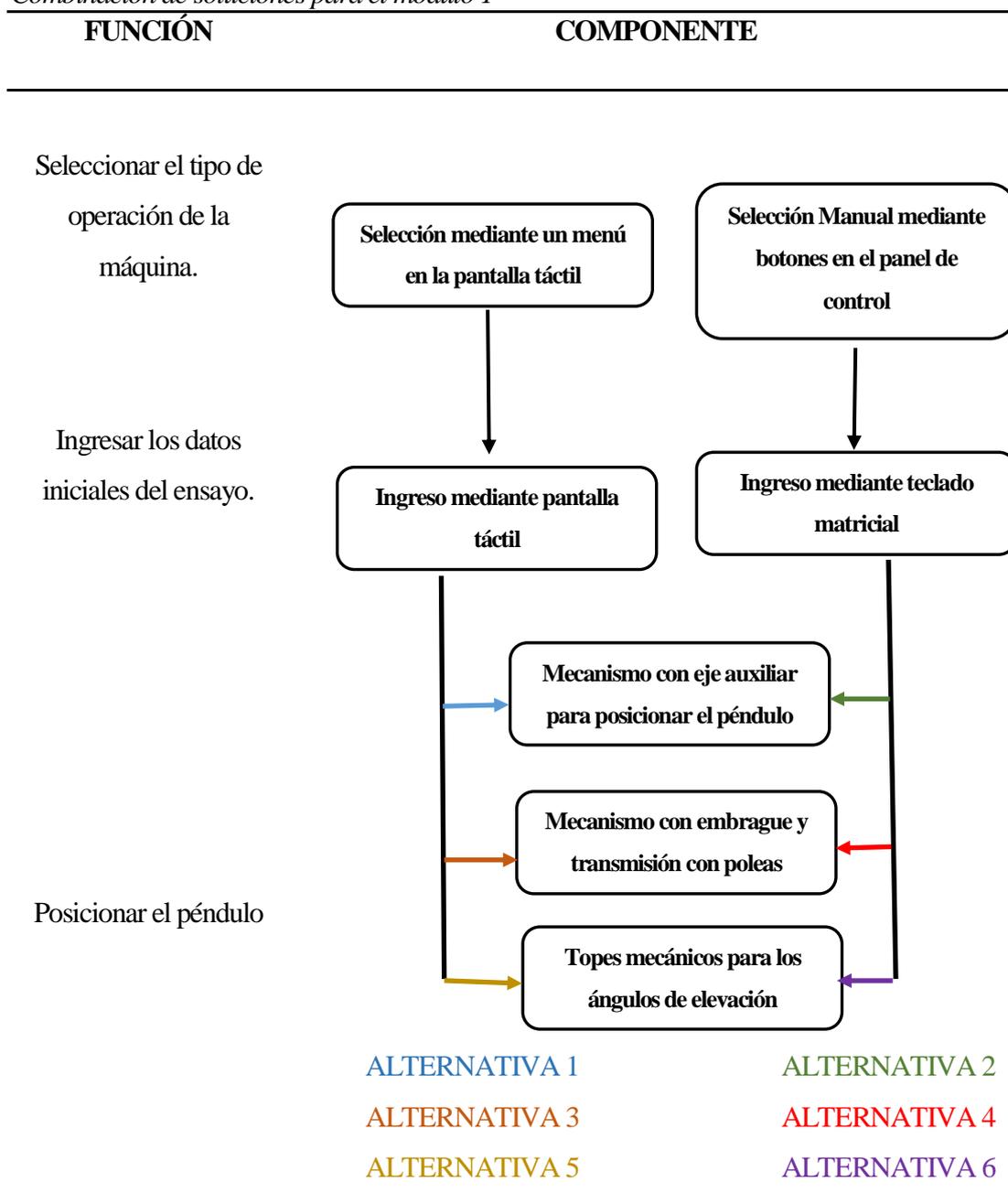
- Este mecanismo es muy útil para permitir el movimiento lineal o giratorio en una sola dirección.
- Permite aplicar una energía con muy poco esfuerzo y movimiento.
- La uñeta se libera fácilmente, pero nunca por accidente.

### **Desventajas**

- Se requiere un diseño mecánico minucioso.

En la Tabla 3, se indican las alternativas de solución, las cuales se muestran en las siguientes figuras:

**Tabla 3.**  
*Combinación de soluciones para el módulo 1*



### ALTERNATIVA 1

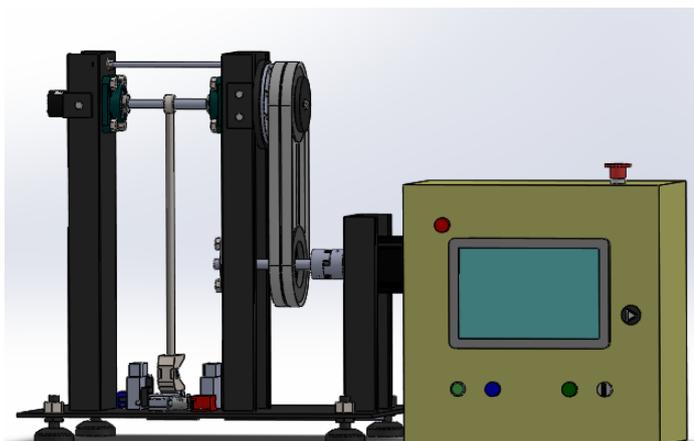
La primera alternativa que muestra la figura 20, indica que el tipo de operación de la máquina (automático o manual), el ingreso de datos iniciales del proceso se los realiza directamente mediante la pantalla táctil que presentará el HMI diseñada para el proceso de ensayos de impacto en polímeros y el posicionamiento del péndulo se lo realizará mediante un mecanismo con eje auxiliar.



**Figura 20.** Primera alternativa.

### **ALTERNATIVA 2**

La segunda alternativa que muestra la figura 21, indica que el tipo de operación de la máquina (automático o manual), el ingreso de datos iniciales del proceso se los realiza desde un HMI programada en una pantalla táctil y el posicionamiento del péndulo se lo realizará mediante un mecanismo con embrague y transmisión de movimiento con poleas.



**Figura 21.** Segunda alternativa.

### **ALTERNATIVA 3**

La tercera alternativa que muestra la figura 22, indica que el tipo de operación de la máquina (automático o manual), el ingreso de datos iniciales del proceso se los realiza directamente mediante la pantalla táctil que presentará el HMI diseñada para el proceso de ensayos de impacto en polímeros y el posicionamiento del péndulo se lo realizará mediante un mecanismo trinquete uñeta.



**Figura 22.** Tercera alternativa.

#### ALTERNATIVA 4

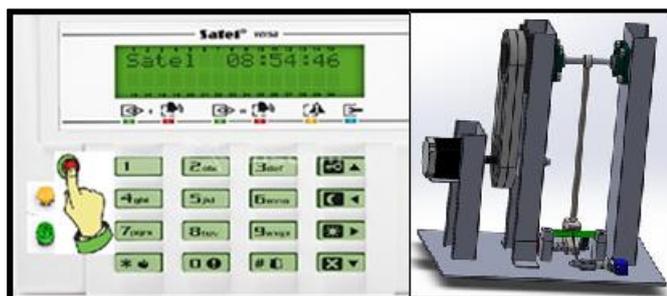
La cuarta alternativa que muestra la figura 23 indica que el tipo de operación de la máquina (automático o manual) se lo hará mediante una selección manual de botones en el panel de control y el ingreso de datos iniciales del proceso se los realiza por medio de un teclado matricial que muestra los resultados en un LCD. La posición angular del péndulo se lo realiza mediante un mecanismo con eje auxiliar.



**Figura 23.** Cuarta alternativa.

#### ALTERNATIVA 5

La quinta alternativa que muestra la figura 24 indica que el tipo de operación de la máquina (automático o manual) se lo hará mediante una selección manual de botones en el panel de control y el ingreso de datos iniciales del proceso se los realiza por medio de un teclado matricial que muestra los resultados en un LCD. La posición angular del péndulo se lo realiza mediante un mecanismo con embrague y transmisión con poleas.



**Figura 24.** Quinta alternativa.

### ALTERNATIVA 6

La sexta alternativa que muestra la figura 25 indica que el tipo de operación de la máquina (automático o manual) se lo hará mediante una selección manual de botones en el panel de control y el ingreso de datos iniciales del proceso se los realiza por medio de un teclado matricial que muestra los resultados en un LCD. La posición angular del péndulo se lo realiza mediante un mecanismo con trinquete.



**Figura 25.** Sexta alternativa.

Se realiza la evaluación de criterios con la cual se obtiene la solución que más se ajusta a las necesidades del cliente. La ponderación de cada uno de estos criterios, su respectiva evaluación y selección de la solución se muestra desde la tabla 4 hasta la tabla 9 para este módulo.

**Tabla 4.**  
*Evaluación de cada criterio*

	Facilidad de uso	Facilidad de implementación	Facilidad de mantenimiento	Costo	$\Sigma + 1$	Ponderación
Facilidad de uso		0,5	0	0	1,5	0,14
Facilidad de implementación	1		1	0,5	3,5	0,32
Facilidad de mantenimiento	0,5	0,5		0,5	2,5	0,23
Costo	1	0,5	1		3,5	0,32
				<b>Total</b>	<b>11</b>	<b>1,00</b>

Facilidad de implementación = Costo > Facilidad de mantenimiento > Facilidad de uso

**Tabla 5.**  
*Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de uso.*

Facilidad de uso	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0	0	0	0	1,5	0,09
Alternativa 2	1		1	1	0,5	0,5	5	0,31
Alternativa 3	1	0		0,5	0,5	0	3	0,19
Alternativa 4	0	0,5	0,5		0	0	2	0,13
Alternativa 5	0,5	0	0	0,5		0,5	2,5	0,16
Alternativa 6	0,5	0	0	0,5	0		2	0,13
							<b>Total</b>	<b>16</b>
								<b>1,00</b>

Alternativa 2 > Alternativa 3 > Alternativa 5 > Alternativa 4 = Alternativa 6 > Alternativa 1

**Tabla 6.**  
*Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de implementación*

Facilidad de implementación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	$\Sigma + 1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	0,5	0,5	0,5	2,5	0,16
Alternativa 2	1		0,5	1	0,5	0	4	0,25
Alternativa 3	1	0,5		0	0,5	0	3	0,19
Alternativa 4	0	0,5	0,5		0	0	2	0,13
Alternativa 5	0,5	0	0	0,5		0,5	2,5	0,16
Alternativa 6	0,5	0	0	0,5	0		2	0,13
							<b>Total</b>	<b>16</b>
								<b>1,00</b>

Alternativa 2 > Alternativa 3 > Alternativa 5 = Alternativa 1 > Alternativa 4 = Alternativa 6

**Tabla 7.***Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de mantenimiento*

Facilidad de mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	$\Sigma +$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,5	0,5	3	0,16
Alternativa 2	1		0,5	1	0,5	0,5	4,5	0,24
Alternativa 3	1	0,5		1	0,5	1	5	0,26
Alternativa 4	0	0,5	0,5		0	0	2	0,11
Alternativa 5	0,5	0	0	0,5		0,5	2,5	0,13
Alternativa 6	0,5	0	0	0,5	0		2	0,11
<b>Total</b>							<b>19</b>	<b>1,00</b>

Alternativa 3 > Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 5 > Alternativa 4 = Alternativa 6

**Tabla 8.***Evaluación de las alternativas respecto al costo*

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Alternativa 6	$\Sigma +$	Ponderación
Alternativa 1		0	0,5	1	0,5	0,5	3,5	0,20
Alternativa 2	0		0,5	0,5	1	0,5	3,5	0,20
Alternativa 3	0	0,5		0,5	0	0,6	2,6	0,15
Alternativa 4	0,5	0	0,5		0,5	1	3,5	0,20
Alternativa 5	0,5	0,5	0	0,5		0,5	3	0,17
Alternativa 6	0	0	0	0,5	0		1,5	0,09
<b>Total</b>							<b>17,6</b>	<b>1,00</b>

Alternativa 1 = Alternativa 2 = Alternativa 4 > Alternativa 5 > Alternativa 3 > Alternativa 6

**Tabla 9.***Selección de la solución idónea*

	Facilidad de uso	Facilidad de implementación	Facilidad de mantenimiento	Costo	$\Sigma$	PRIORIDAD
Alternativa 1	0,013	0,05	0,04	0,06	0,16	3
Alternativa 2	0,042	0,08	0,05	0,06	0,24	1
Alternativa 3	0,026	0,06	0,06	0,05	0,19	2
Alternativa 4	0,017	0,04	0,02	0,06	0,14	5
Alternativa 5	0,021	0,05	0,03	0,05	0,16	4
Alternativa 6	0,017	0,04	0,02	0,03	0,11	6

De acuerdo al análisis anterior, la alternativa 2 se ajusta de mejor manera a los criterios establecidos.

### 3.8.5. Módulo II

Este módulo cumple las siguientes funciones:

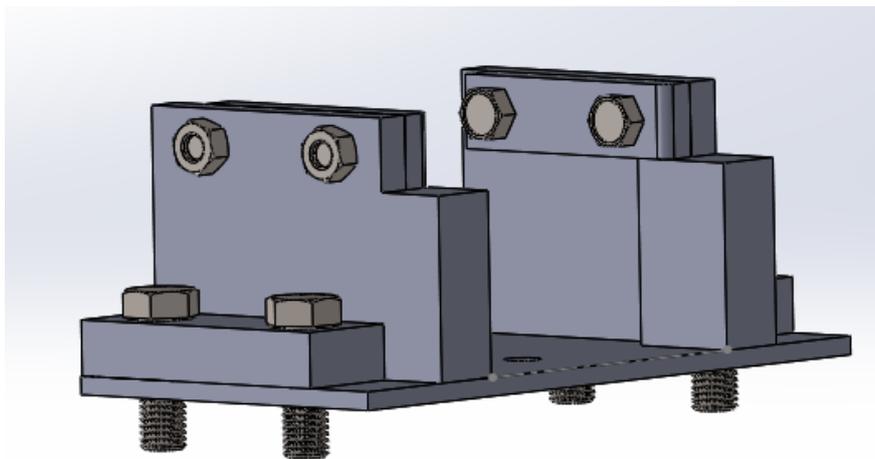
- Colocar la probeta de ensayo
- Verificar posición de la probeta
- Medir temperatura de la probeta

#### 3.8.5.1. Colocar la probeta

Para los ensayos de impacto tipo Charpy la colocación y tipo de probetas están normalizadas, por lo tanto la solución para esta función es única y debe cumplir con los requerimientos indicados en la sección 6, numeral 1.4 de la norma [ASTM D6110 -02, pág. 4].

##### 1. Colocación de la probeta en un soporte de dos apoyos

El soporte de la probeta consiste en dos apoyos rígidos, los cuales están separados a una distancia de 95.3 [mm] y una base que permite colocarla en la plataforma del equipo como se muestra en la figura 26.



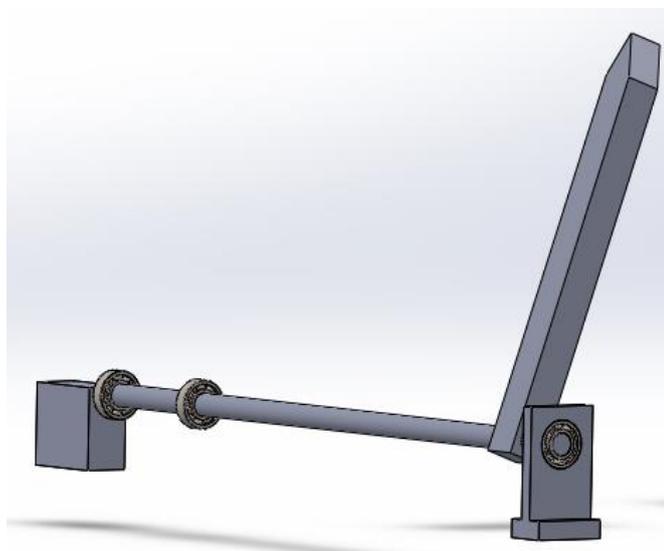
**Figura 26.** Soporte de dos apoyos.

#### 3.8.5.2. Verificar posición de la probeta

Se requiere que la probeta esté centrada respecto de la muesca, por lo tanto se debe contar con un mecanismo que verifique la posición de la probeta.

### 1. Alternativa 1 (Mecanismo sujeto al soporte principal del equipo)

En la figura 27 se muestra el mecanismo que consiste en una estructura que permita verificar la posición de la probeta, la cual está sujeta al soporte principal del equipo y su movimiento se realiza mediante un servomotor.



**Figura 27.** Mecanismo Verificador de Posición (Alternativa 1)

#### **Ventajas**

Funcionamiento sencillo

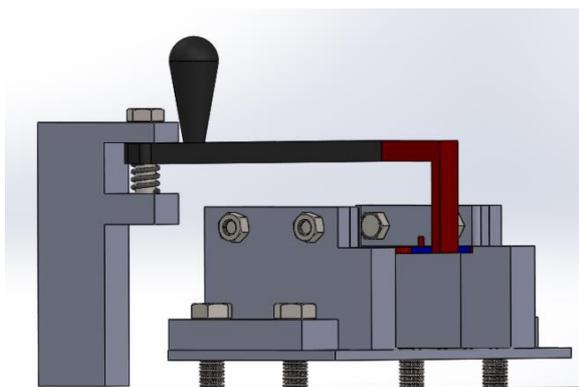
Controlable desde el HMI

#### **Desventajas**

El centrado de la probeta requiere de la precisión y visualización del usuario.

### 2. Alternativa 2 (Mecanismo de posicionamiento y verificación de la probeta)

En la figura 28 se observa el mecanismo que consiste en una estructura que permita verificar la posición de la probeta y colocarla en el soporte.



**Figura 28.** Mecanismo de posicionamiento y verificación de la probeta (Alternativa 2)

### **Ventajas**

Funcionamiento sencillo

Precisión en el centrado de la probeta

Detección y aviso de posicionamiento de la probeta en el soporte

### **Desventajas**

El movimiento del mecanismo se realiza manualmente.

### **3. Alternativa 3 (Mecanismo ubicado en la plataforma del equipo)**

En la figura 29 se observa el mecanismo que consiste en una estructura que permita verificar la posición de la probeta, la cual está ubicada en el soporte del equipo.

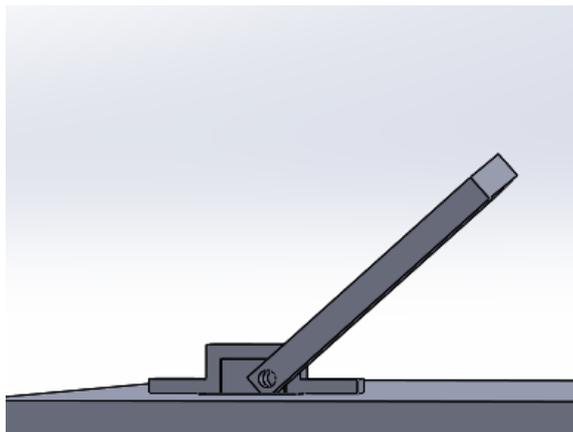
### **Ventajas**

Funcionamiento sencillo

Controlable desde el HMI

### **Desventajas**

El centrado de la probeta requiere de la precisión y visualización del usuario.



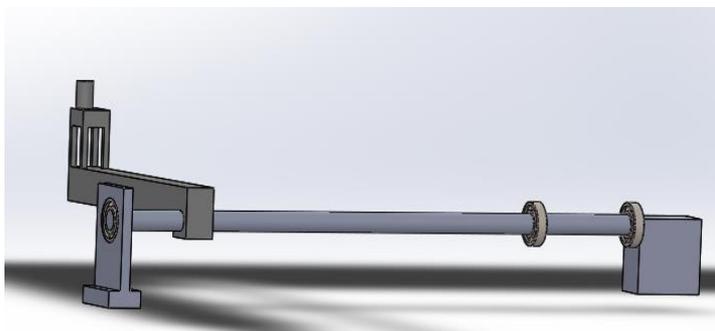
**Figura 29.** Mecanismo Verificador de Posición (Alternativa 3)

### 3.8.5.3. Medir temperatura de la probeta

Se requiere medir la temperatura de la probeta que se utiliza en el ensayo, se plantea la misma estructura para las 3 soluciones, variando el tipo de sensor a emplear como se explica en las siguientes alternativas:

#### 1. Medición automática con Sensor DS18B20

En la figura 30 se muestra la alternativa 1.



**Figura 30.** Alternativa 1 (DS18B20)

#### **Ventajas**

Funcionamiento sencillo

Controlable desde el HMI

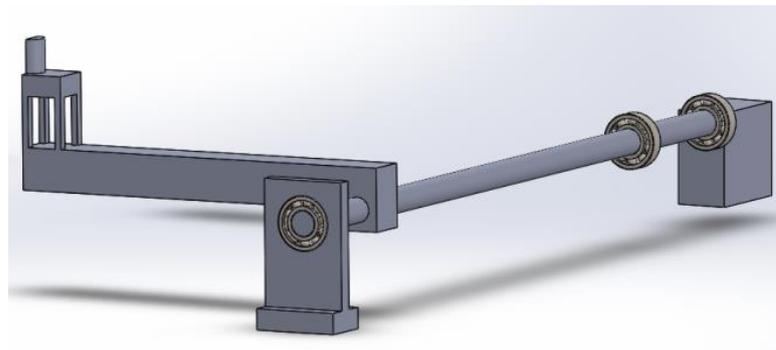
Sensor digital

### **Desventajas**

El protocolo I2C es complejo

## **2. Medición automática con Sensor LM35**

En la figura 31 se muestra la alternativa 2.



**Figura 31.** Alternativa 2 (LM35)

### **Ventajas**

Funcionamiento sencillo

Controlable desde el HMI

Bajo costo

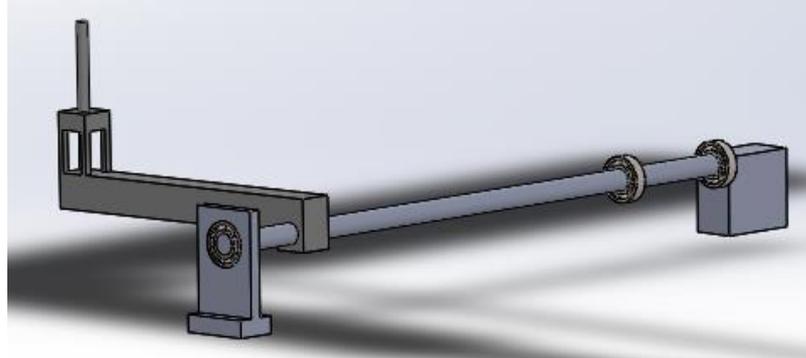
### **Desventajas**

Salida analógica

Susceptible a interferencias y distorsiones

### 3. Medición automática con Pt100

En la figura 32 se muestra la alternativa 3.



**Figura 32.** Alternativa 3 (Pt100)

#### **Ventajas**

Funcionamiento sencillo

Controlable desde el HMI

Estable y preciso

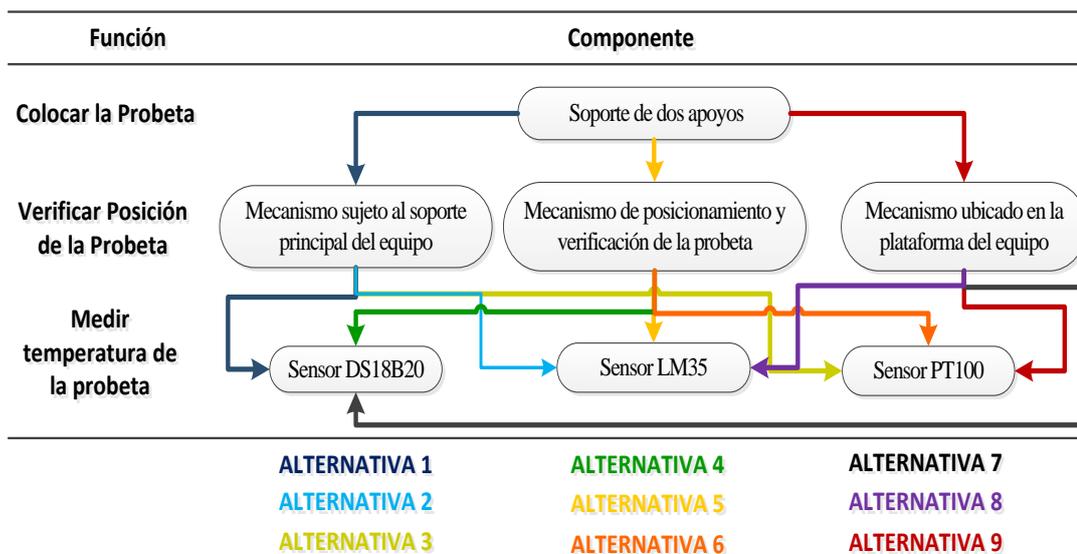
#### **Desventajas**

Alto costo

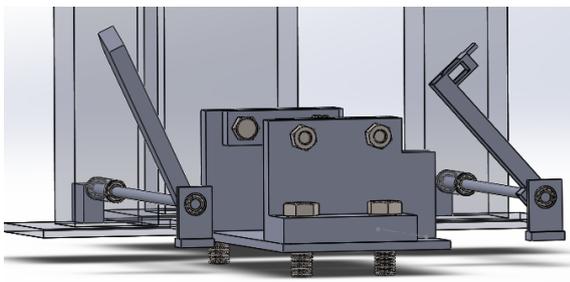
Pequeño cambio de resistencia

En la Tabla 10, se indican las alternativas de solución, las cuales se muestran en las siguientes figuras.

**Tabla 10.**  
*Combinación de soluciones para el módulo II*

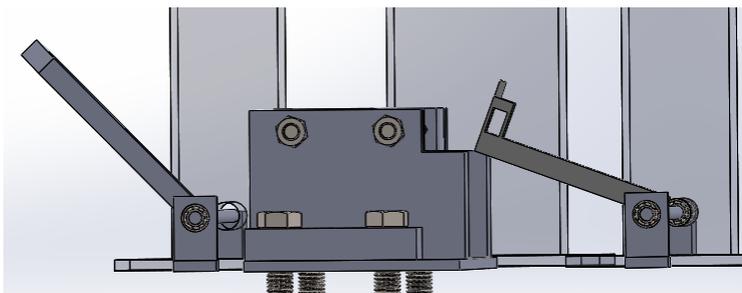


### Alternativa 1

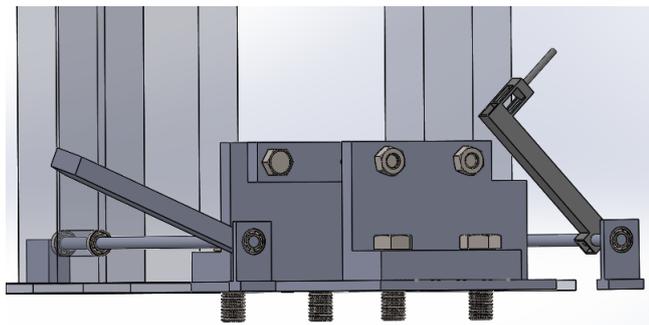
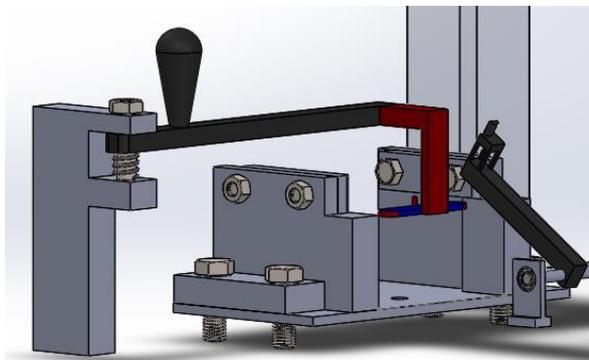
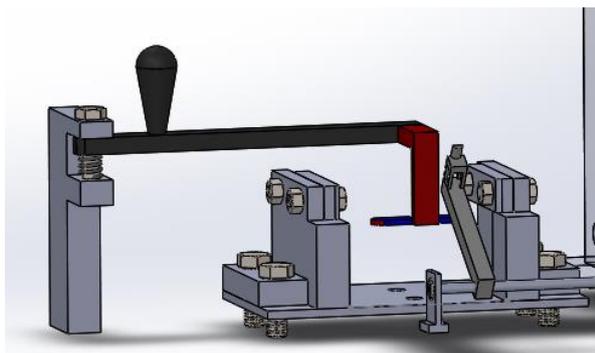


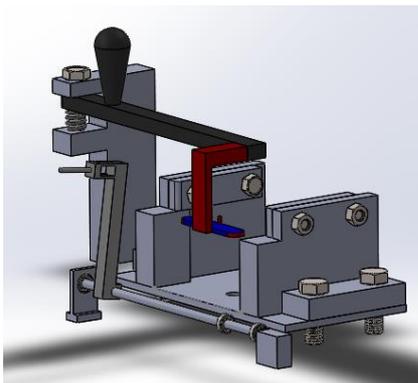
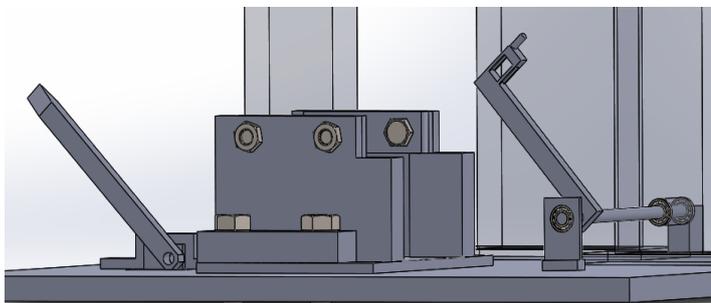
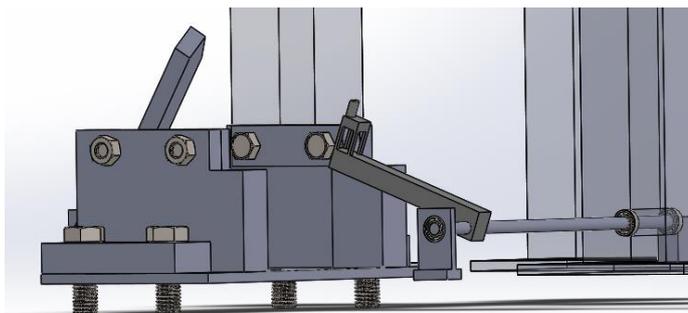
**Figura 33.** Conjunto de la primera solución

### Alternativa 2

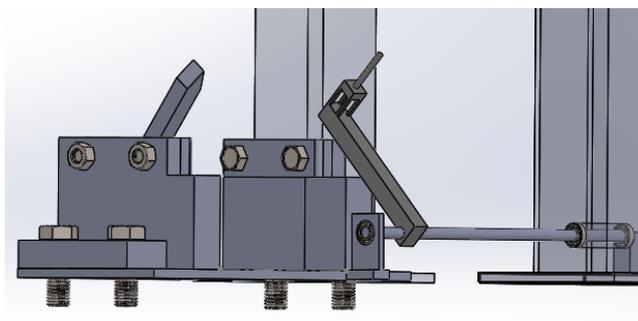


**Figura 34.** Conjunto de la segunda solución

**Alternativa 3****Figura 35.** Conjunto de la tercera solución**Alternativa 4****Figura 36.** Conjunto de la cuarta solución**Alternativa 5****Figura 37.** Conjunto de la quinta solución

**Alternativa 6****Figura 38.** Conjunto de la sexta solución**Alternativa 7****Figura 39.** Conjunto de la séptima solución**Alternativa 8****Figura 40.** Conjunto de la octava solución

### Alternativa 9



**Figura 41.** Conjunto de la novena solución

Se realiza la evaluación de criterios con lo cual se obtiene la solución que más se ajusta a las necesidades. La ponderación de cada uno de estos criterios, su respectiva evaluación y la selección de la solución se muestran desde la tabla 11 hasta la tabla 15 para este módulo.

**Tabla 11.**

*Evaluación de cada criterio*

	Funcionalidad	Precisión	Costo	$\Sigma + 1$	Ponderación
Funcionalidad		0,5	0,5	2	0,33
Precisión	0,5		1	2,5	0,42
Costo	0,5	0		1,5	0,25
			<b>Total</b>	<b>6</b>	<b>1,00</b>

Precisión > Funcionalidad > Costo

**Tabla 12.**

*Evaluación de las alternativas respecto a la funcionalidad*

Funcionalidad	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	$\Sigma + 1$	Ponderación	
A1		0,5	0,5	1	1	1	0	0	0	5	0,11	
A2	0,5		0,5	1	1	1	0	0	0	5	0,11	
A3	0,5	0,5		1	1	1	0	0	0	5	0,11	
A4	0	0	0		0	0	0	0	0	1	0,02	
A5	0	0	0	1		1	0	0	0	3	0,07	
A6	0	0	0	1	0		0	0	0	2	0,04	
A7	1	1	1	1	1	1		0	0	7	0,16	
A8	1	1	1	1	1	1	1		1	9	0,20	
A9	1	1	1	1	1	1	1	0		8	0,18	
										<b>Total</b>	<b>45</b>	<b>1</b>

Alternativa 8 > Alternativa 9 > Alternativa 7 > Alternativa 3 = Alternativa 2, 1 > Alternativa 5 > Alternativa 6 > Alternativa 4

**Tabla 13.***Evaluación de las alternativas respecto a la precisión*

Precisión	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	$\Sigma + 1$	Ponderación
A1		0	0,5	0,5	0,5	0,5	0	0	0	3	0,07
A2	1		0,5	0,5	0,5	0,5	0	0	0	4	0,09
A3	0,5	0,5		0,5	0,5	0,5	0	0	0	3,5	0,08
A4	0,5	0,5	0,5		0	0	0	0	0	2,5	0,06
A5	0,5	0,5	0,5	1		0,5	0	0	0	4	0,09
A6	0,5	0,5	0,5	1	0,5		0,5	0,5	0,5	5,5	0,12
A7	1	1	1	1	1	0,5		0	0,5	7	0,16
A8	1	1	1	1	1	0,5	1		0,5	8	0,18
A9	1	1	1	1	1	0,5	0,5	0,5		7,5	0,17
<b>Total</b>										<b>45</b>	<b>1</b>

Alternativa 8 > Alternativa 9 > Alternativa 7 > Alternativa 6 > Alternativa 5 = Alternativa 2 > Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 4

**Tabla 14.***Evaluación de las alternativas respecto al costo*

Costo	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	$\Sigma + 1$	Ponderación
A1		1	1	0	0	0	0,5	0,5	0,5	4,5	0,10
A2	0		1	0	0	0	0	0	0	2	0,04
A3	0	0		0	0	0	0	0	0	1	0,02
A4	1	1	1		1	1	0,5	0,5	0,5	7,5	0,17
A5	1	1	1	0		1	0	0,5	0,5	6	0,13
A6	1	1	1	0	0		0	0	0	4	0,09
A7	0,5	1	1	0,5	1	1		0	0	6	0,13
A8	0,5	1	1	0,5	0,5	1	1		1	7,5	0,17
A9	0,5	1	1	0,5	0,5	1	1	0		6,5	0,14
<b>Total</b>										<b>45</b>	<b>1</b>

Alternativa 8 = Alternativa 4 > Alternativa 9 > Alternativa 7 = Alternativa 5 > Alternativa 1 > Alternativa 6 > Alternativa 2 > Alternativa 3

**Tabla 15.***Selección de la solución idónea*

	Funcionalidad	Precisión	Costo	$\Sigma$	PRIORIDAD
Alternativa 1	0,04	0,03	0,03	0,09	4
Alternativa 2	0,04	0,04	0,01	0,09	4
Alternativa 3	0,04	0,03	0,01	0,07	5
Alternativa 4	0,01	0,02	0,04	0,07	5
Alternativa 5	0,02	0,04	0,03	0,09	4
Alternativa 6	0,01	0,05	0,02	0,09	4
Alternativa 7	0,05	0,07	0,03	0,15	3
Alternativa 8	0,07	0,07	0,04	0,18	1
Alternativa 9	0,06	0,07	0,04	0,16	2

De acuerdo al análisis anterior, la alternativa 8 se ajusta de mejor manera a los criterios establecidos.

### 3.8.6. Módulo III

Este módulo cumple las siguientes funciones:

- Accionar péndulo
- Proceso de impacto
- Adquirir datos
- Interpretar resultados

#### 3.8.6.1. Accionar péndulo

Para realizar esta función se presentan 3 soluciones:

##### 1. Panel de control

La activación del proceso se realiza mediante un botón ubicado en el panel de control como muestra la figura 42.



**Figura 42.** Panel de Control

#### **Ventajas**

Bajo Costo

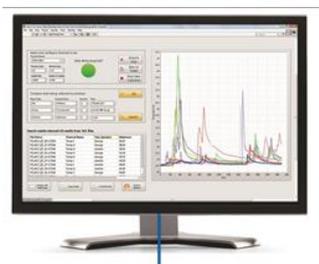
Fácil instalación

#### **Desventajas**

Mantenimiento constante

## 2. Pantalla de Computador

En la figura 43 se muestra una pantalla de computador en el cual se programa una HMI con un botón de accionamiento del proceso.



**Figura 43.** HMI por computador

### **Ventajas**

Interface hombre máquina mucho más amigable

### **Desventajas**

Requiere creación de un software o licencias originales de software

## 3. Pantalla HMI

En la figura 44 se muestra una pantalla táctil de comunicación entre el controlador y el usuario, desde la cual, se realiza la activación del proceso mediante un botón de puesta en marcha.



**Figura 44.** Pantalla HMI

### **Ventajas**

Disponibilidad y variedad en el mercado

Configurable según necesidades

### Desventajas

El controlador debe ser compatible con este elemento

#### 3.8.6.2. Proceso de impacto

Una vez activado el botón de activación del proceso desde la HMI, el péndulo tiene que ser liberado, para esto debe existir conexión entre la HMI y el sujetador del péndulo, entre las opciones a elegir se tiene:

##### 1. Controlador lógico programable PLC

En la figura 45 se muestra un PLC, que es un dispositivo electrónico que se usa en la automatización industrial, es programado en lenguaje no informático y es capaz de controlar procesos secuenciales en tiempo real.



**Figura 45.** PLC

### Ventajas

Robustos

De fácil programación

Para uso industrial

Gran variedad en el mercado

### Desventajas

Dependiendo de la marca requiere de accesorios adicionales

## 2. CPU

En la figura 46 se observa un CPU, este componente es el encargado de computar, ordenar o procesar las instrucciones.



**Figura 46.** CPU

### **Ventajas**

Disponibilidad en el mercado

Variedad de uso

### **Desventajas**

Dependiendo del software a utilizar puede requerir licencias.

## 3. Microcontrolador y tarjeta electrónica

En la figura 47 se muestra una tarjeta electrónica con un circuito integrado que ofrece las posibilidades de un pequeño computador, ya que el microcontrolador posee en su interior un procesador, memoria y varios periféricos.



**Figura 47.** Microcontrolador y tarjeta electrónica

**Ventajas**

Ocupa poco espacio

De bajo costo

Disponibilidad en el mercado

**Desventajas**

Requiere de software específico para programación

**3.8.6.3. Adquisición de datos**

La adquisición de datos está ligada a la solución obtenida en el proceso de impacto con el fin de optimizar recursos y tener un diseño compacto, de tal manera que las soluciones han sido descritas anteriormente y son:

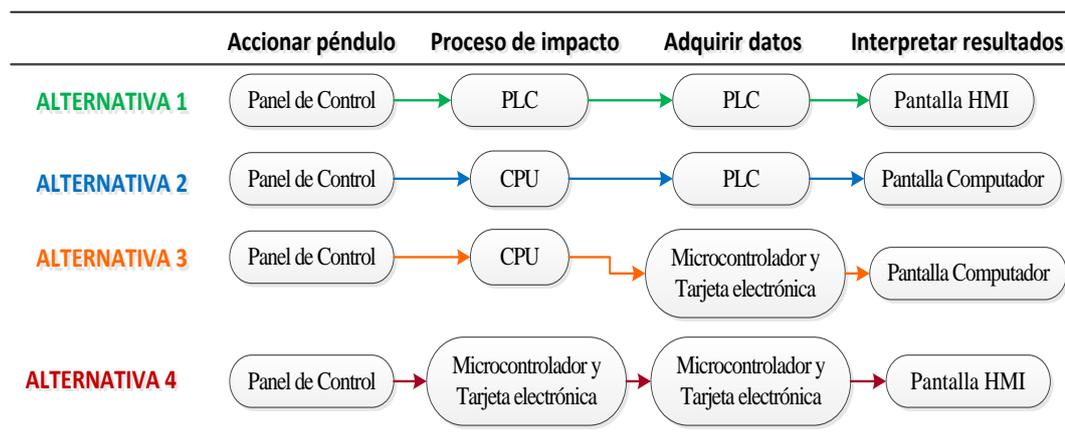
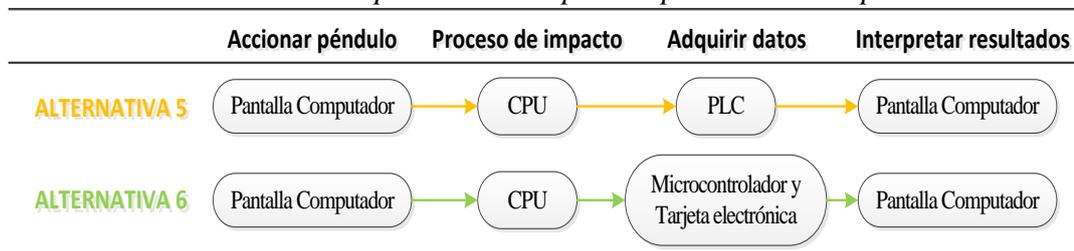
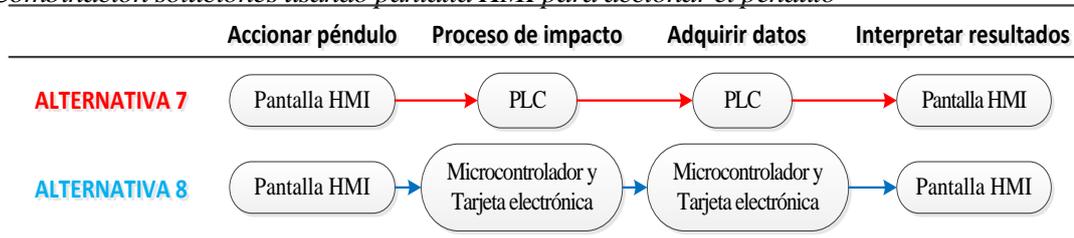
1. **PLC**
2. **Tarjeta electrónica y microcontrolador**

**3.8.6.4. Interpretación de resultados**

La interpretación de resultados permite al usuario entender los datos obtenidos en el ensayo de impacto, este proceso se puede complementar con la opción de accionar el péndulo con el fin de tener un diseño más compacto, para esto se presentan las siguientes soluciones, de las cuales sus ventajas y desventajas han sido expresadas anteriormente:

1. **Computador**
2. **Pantalla HMI**

En la tabla 16 hasta la tabla 18 se muestran las posibles combinaciones de todas las alternativas.

**Tabla 16.***Combinación de soluciones usando panel de control para accionar el péndulo***Tabla 17.***Combinación soluciones usando pantalla de computador para accionar el péndulo***Tabla 18.***Combinación soluciones usando pantalla HMI para accionar el péndulo*

### Alternativa 1



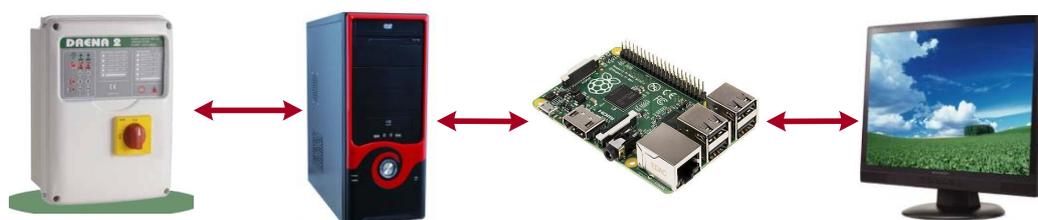
**Figura 48.** Panel de Control + PLC + Pantalla HMI

### Alternativa 2



**Figura 49.** Panel de Control + CPU + PLC + Pantalla de computador

### Alternativa 3



**Figura 50.** Panel de Control + CPU + Microcontrolador y tarjeta electrónica + Pantalla de computador

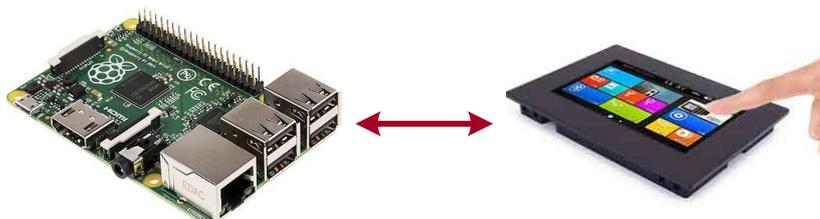
### Alternativa 4



**Figura 51.** Panel de Control+Microcontrolador y tarjeta electrónica + Pantalla HMI

**Alternativa 5****Figura 52.** Pantalla de computador + PLC + CPU**Alternativa 6****Figura 53.** Pantalla de computador + CPU + Microcontrolador y tarjeta electrónica**Alternativa 7****Figura 54.** PLC + Pantalla HMI

### Alternativa 8



**Figura 55.** Microcontrolador y tarjeta electrónica + Pantalla HMI

Se realiza la evaluación de criterios con lo cual se obtiene la solución que más se ajusta a las necesidades. La ponderación de cada uno de estos criterios, su respectiva evaluación y la selección de la solución se muestran desde la tabla 19 hasta la tabla 24 para este módulo.

**Tabla 19.**

*Evaluación de cada criterio*

	Facilidad de uso	Facilidad de implementación	Facilidad de mantenimiento	Costo	$\Sigma + 1$	Ponderación
Facilidad de uso		0	0,5	0	1,5	0,15
Facilidad de implementación	1		1	0,5	3,5	0,35
Facilidad de mantenimiento	0,5	0		0	1,5	0,15
Costo	1	0,5	1		3,5	0,35
				<b>Total</b>	<b>10</b>	<b>1,00</b>

Facilidad de implementación = Costo > Facilidad de uso = Facilidad de mantenimiento

**Tabla 20.**

*Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de uso*

Facilidad de uso	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	$\Sigma + 1$	Ponderación
A1		0,5	0,5	0,5	0	0	0	0	2,5	0,07
A2	0,5		0,5	0	0	0	0	0	2	0,06
A3	0,5	0,5		0	0	0	0	0	2	0,06
A4	0,5	1	1		0	0	0	0	3,5	0,10
A5	1	1	1	1		0,5	0	0	5,5	0,15
A6	1	1	1	1	0,5		0	0	5,5	0,15
A7	1	1	1	1	1	1		0,5	7,5	0,21
A8	1	1	1	1	1	1	0,5		7,5	0,21
								<b>Total</b>	<b>36</b>	<b>1,00</b>

Alternativa 8 = Alternativa 7 > Alternativa 6 = Alternativa 5 > Alternativa 4 > Alternativa 1 > Alternativa 3 = Alternativa 2

**Tabla 21.**

*Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de implementación*

Facilidad de implementación	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	Σ + 1	Ponderación
A1		1	0,5	0,5	0	0	0	0	3	0,08
A2	0		0,5	1	0	0	0	0	2,5	0,07
A3	0,5	0,5		1	0	0	0	0	3	0,08
A4	0,5	0	0		0	0	0	0	1,5	0,04
A5	1	1	1	1		0,5	0	0	5,5	0,15
A6	1	1	1	1	0,5		0	0	5,5	0,15
A7	1	1	1	1	1	1		0,5	7,5	0,21
A8	1	1	1	1	1	1	0,5		7,5	0,21
<b>Total</b>									<b>36</b>	<b>1,00</b>

Alternativa 8 = Alternativa 7 > Alternativa 6 = Alternativa 5 > Alternativa 3 = Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 4

**Tabla 22.**

*Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de mantenimiento*

Facilidad de mantenimiento	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	Σ + 1	Ponderación
A1		0,5	0,5	0,5	0	0	0	0	2,5	0,07
A2	0,5		0,5	0,5	0	0	0	0	2,5	0,07
A3	0,5	0,5		0,5	0	0	0	0	2,5	0,07
A4	0,5	0,5	0,5		0	0	0	0	2,5	0,07
A5	1	1	1	1		0	0	0	5	0,14
A6	1	1	1	1	1		0	0	6	0,17
A7	1	1	1	1	1	1		0	7	0,19
A8	1	1	1	1	1	1	1		8	0,22
<b>Total</b>									<b>36</b>	<b>1</b>

Alternativa 8 > Alternativa 7 > Alternativa 6 > Alternativa 5 > Alternativa 4 = Alternativa 3, 2 y 1

**Tabla 23.**

*Evaluación de las alternativas respecto al costo*

Costo	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	Σ + 1	Ponderación
A1		0,5	0	0	0,5	0,5	0,5	0,5	3,5	0,10
A2	0,5		0	0	0,5	0,5	0	0	2,5	0,07
A3	1	1		0	1	0,5	0,5	0,5	5,5	0,15
A4	1	1	1		1	1	1	1	8	0,22
A5	0,5	0,5	0	0		0	0	0	2	0,06
A6	0,5	0,5	0,5	0	1		1	0,5	5	0,14
A7	0,5	1	0,5	0	1	0		0	4	0,11
A8	0,5	1	0,5	0	1	0,5	1		5,5	0,15
<b>Total</b>									<b>36</b>	<b>1,00</b>

Alternativa 4 > Alternativa 8 = Alternativa 3 > Alternativa 6 > Alternativa 7 > Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 5

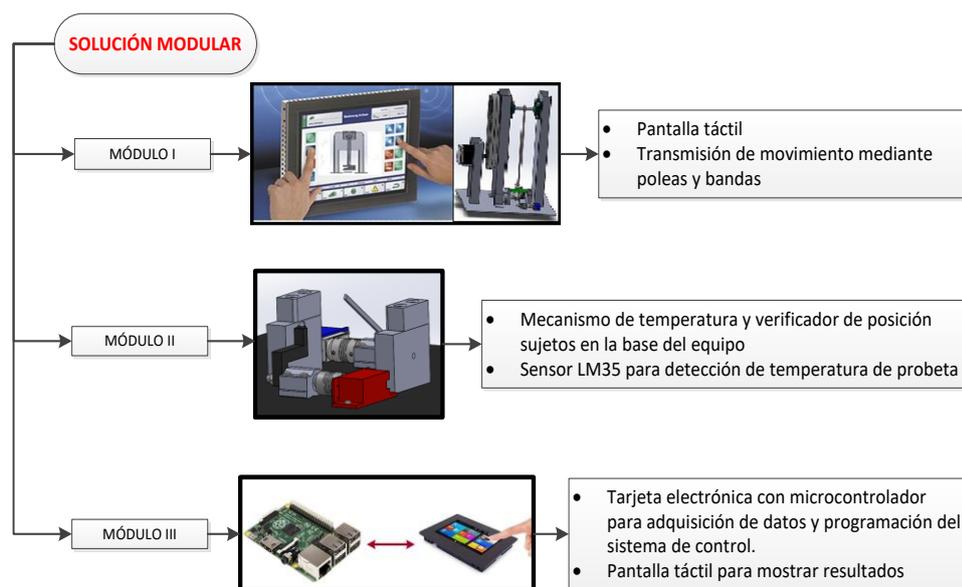
**Tabla 24.**

*Selección de la solución idónea*

	Facilidad de uso	Facilidad de implementación	Facilidad de mantenimiento	Costo	$\Sigma$	PRIORIDAD
<b>Alternativa 1</b>	0,01	0,03	0,01	0,03	0,05	<b>4</b>
<b>Alternativa 2</b>	0,01	0,02	0,01	0,02	0,04	<b>5</b>
<b>Alternativa 3</b>	0,01	0,03	0,01	0,05	0,05	<b>4</b>
<b>Alternativa 4</b>	0,02	0,01	0,01	0,08	0,04	<b>5</b>
<b>Alternativa 5</b>	0,02	0,05	0,02	0,02	0,10	<b>3</b>
<b>Alternativa 6</b>	0,02	0,05	0,03	0,05	0,10	<b>3</b>
<b>Alternativa 7</b>	0,03	0,07	0,03	0,04	0,13	<b>2</b>
<b>Alternativa 8</b>	0,03	0,07	0,03	0,05	0,14	<b>1</b>

De acuerdo al análisis anterior, la alternativa 8 se ajusta de mejor manera a los criterios establecidos.

Finalizado el análisis de las diferentes opciones de implementación de cada módulo se procede a la unión de las alternativas seleccionadas, en la figura 56 se muestra la solución



modular final.

**Figura 56.** Solución Modular Final

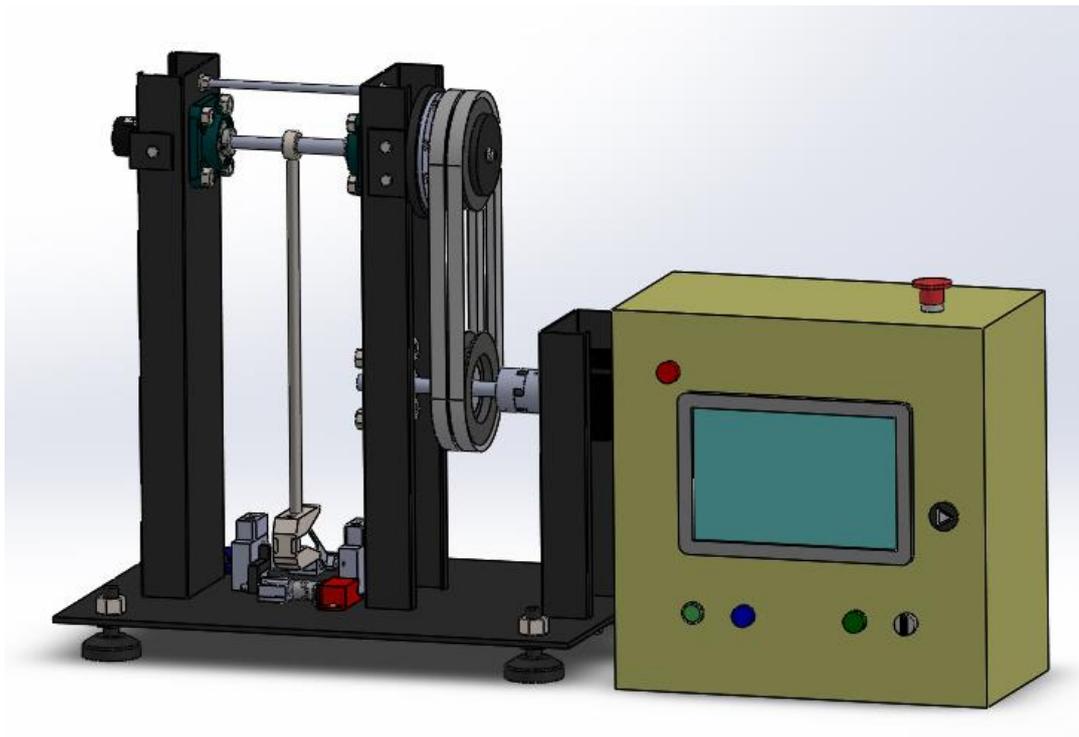
# Capítulo 4

## Diseño

El diseño y los cálculos mecánicos expuestos corresponden a los principales componentes del péndulo Charpy como son el martillo, el percutor y el brazo de soporte, de tal manera que cumpla con las especificaciones estándar según la norma ASTM D6110-02, se presenta también un análisis de la estructura y los componentes que soportan el péndulo. Además se refiere a la selección de componentes para la automatización del equipo y se describen todos los elementos eléctricos/electrónicos del equipo.

### 4.1. Diseño mecánico

Una vez obtenida la idea general de los sistemas que integran el equipo, se realiza el diseño detallado de la misma, quedándose como modelo definitivo el mostrado en la figura 57.



**Figura 57.** Equipo Péndulo Charpy 5.4 [J]

### 4.1.1. Bases del diseño

La norma ASTM D6110 especifica los principales requerimientos para los componentes del péndulo tipo charpy para ensayos de impacto en polímeros:

- Péndulo
- Masa de golpe
- Soportes de la muestra
- Indicador de energía

La norma establece la energía que debe de producir el impacto del péndulo ( $2.7 \pm 0.14$  [J]), para péndulos más pesados la energía deberá duplicar al anterior teniendo equipos de hasta 21.6 [J], y la altura de caída (610 [mm]).

El equipo diseñado tiene una energía de  $5.4 \pm 0.14$  [J]. A partir de ello, se puede calcular la masa que se requiere para producir dicha energía en base a la ecuación (4.1) de energía potencial.

$$E_p = m \times g \times h \quad (4.1)$$

$$m = \frac{E_p}{g \times h} \quad (4.2)$$

$$m = \frac{5.4}{9.8 \times 0.61} \quad (4.3)$$

Obteniendo:

$$m = 0.9033 \text{ [Kg]} \quad (4.4)$$

Con la obtención del valor de la masa se diseña las dimensiones del equipo.

Mediante la ley de la conservación de la energía, en el momento de impacto la energía potencial se convierte en energía cinética, entonces para el cálculo de la velocidad del martillo se tiene:

$$\frac{1}{2} \times m \times v^2 = m \times g \times h \quad (4.5)$$

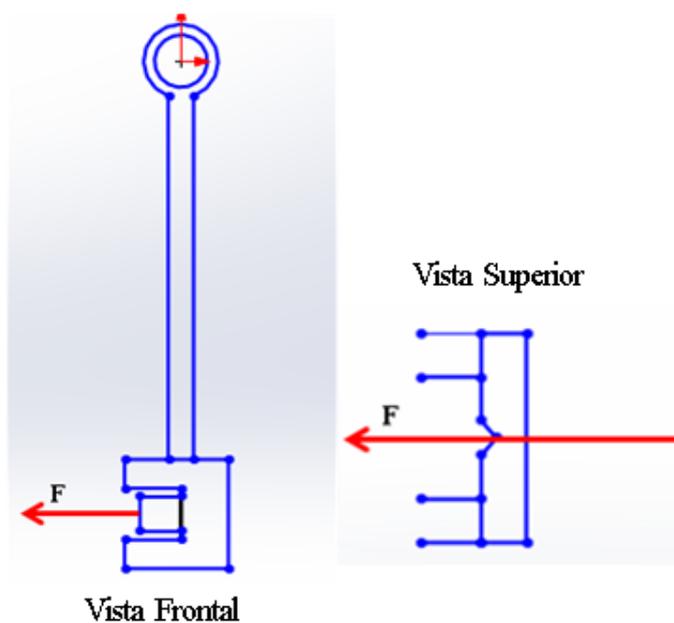
$$v = \sqrt{2 \times g \times h} \quad (4.6)$$

$$v = \sqrt{2 \times 9.8 \times 0.61} \quad (4.7)$$

$$v = 3.46 \text{ [ m/s]} \quad (4.8)$$

### 4.1.2. Diseño del péndulo

El equipo debe estar sometido únicamente a esfuerzos de flexión, por lo tanto el plano de oscilación del péndulo debe ser perpendicular al eje de la probeta, de manera que el martillo impacte la probeta en el plano de simetría del entalle como se observa en la figura 58.



**Figura 58.** Condiciones de impacto

#### 4.1.2.1. Análisis de fuerzas y reacciones en el péndulo

En el siguiente análisis se desprecia el acople del péndulo en el eje de soporte y se considera que la fuerza aplicada a la probeta es el peso del péndulo como si se tratase de un movimiento en caída libre, de esta manera, para obtener la fuerza dinámica que actúa en el péndulo se debe tener en cuenta el coeficiente dinámico  $[K_d]$  mediante la ecuación (4.9) planteada por [Stiopin, 1976]:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{d_x}} \quad (4.9)$$

Donde:

$h$ : altura de caída del péndulo ( $h = 0.61$  [m])

$d_x$ : deflexión de la probeta, según [Budynas & Nisbett, 2012] para una viga simplemente apoyada en 2 extremos y carga central se tiene:

$$d_{x\max} = \frac{F \times L^3}{48 \times E \times I} \quad (4.10)$$

Donde:

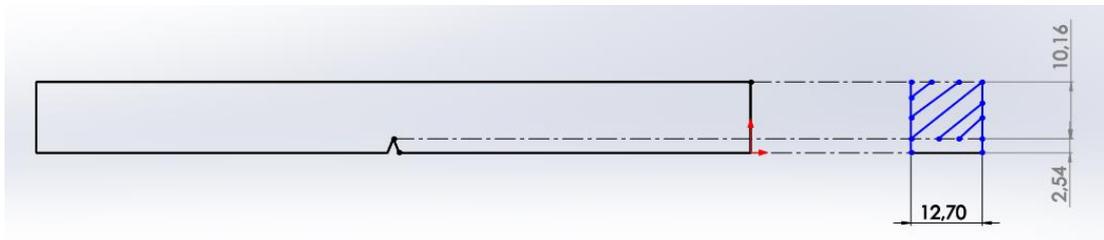
F: Peso total del péndulo (8.85 [N])

L: Longitud de luz de la probeta (0.0953 [m])

E: Coeficiente de elasticidad del material (Acrílico) = 3.24 [GPa]

I: Momento de inercia de la sección transversal

En la figura 59 se muestra la sección transversal de la probeta en la que se produce el impacto.



**Figura 59.** Sección transversal de la probeta

El momento de inercia de la sección está dado por la ecuación (4.11):

$$I = \frac{b(h)^3}{12} \quad (4.11)$$

$$I = \frac{0.0127(0.01016)^3}{12} \quad (4.12)$$

$$I = 1.11 \times 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]} \quad (4.13)$$

Por lo tanto:

$$d_{x\max} = \frac{8.85 \times (0.0953)^3}{48 \times (3.24 \times 10^9) \times (1.11 \times 10^{-9})} \quad (4.14)$$

$$d_{x\max} = 4.44 \times 10^{-5} \text{ [m]} \quad (4.15)$$

El coeficiente dinámico es:

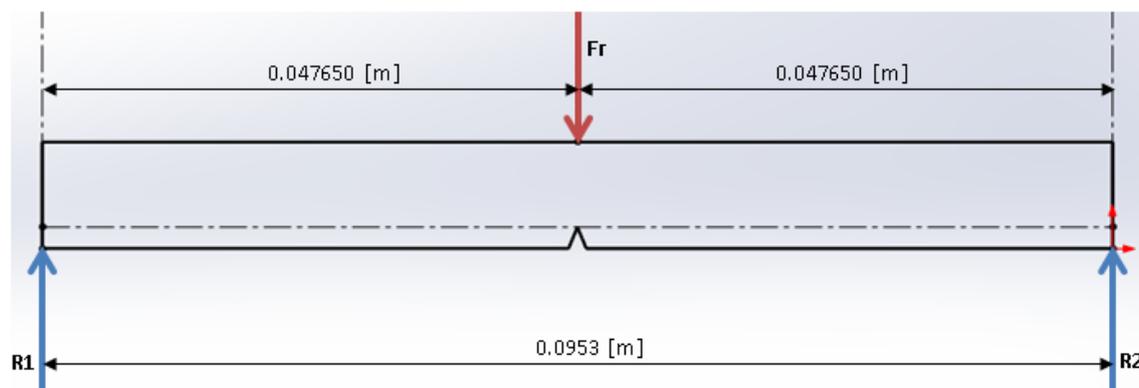
$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \times 0.61}{4.44 \times 10^{-5}}} \quad (4.16)$$

$$K_d = 166.8 \quad (4.17)$$

El peso del péndulo cuando cae es 166.8 veces mayor que cuando está estático, según [Stiopin, 1976] para hallar la fuerza dinámica se considera el coeficiente dinámico multiplicado por el valor de la fuerza estática, para este caso, se tiene:

$$F_d = K_d \times W = 166.8 \times 8.85 = 1476.18 \text{ [N]} \quad (4.18)$$

Para encontrar la fuerza crítica que soporta la probeta antes de la fractura, se debe tener en cuenta algunos parámetros como son, la resistencia del material, la forma geométrica de la probeta y a que distancia se colocará la carga en la probeta. El análisis se realiza con material acrílico, cuyo límite de fluencia es 10.4 [Ksi] equivalente a 71,71 [MPa].



**Figura 60.** Fuerzas y reacciones en la probeta al momento del impacto

La fuerza resistente que puede soportar la probeta antes de la fractura es el doble de las reacciones, y el momento máximo se produce en la sección en donde se encuentra la muesca, es decir en la mitad de la probeta, por simple inspección de la figura 60.

$$R_1 = R_2 = \frac{F_r}{2} \quad (4.19)$$

EL momento flector máximo se calcula mediante la ecuación (4.20):

$$M_{\max} = F_r \times \frac{L}{4} \quad (4.20)$$

Según [Budynas & Nisbett, 2012], la condición de diseño estático es:

$$\sigma \leq \frac{M_{\max}}{Z} = \frac{S_y}{n} \quad (4.21)$$

Donde:

$S_y$ : Límite de fluencia del material (Acrílico 71.71 [MPa])

$n$ : Factor de seguridad ( $n=4$ )

$Z$ : El módulo de sección rectangular está dado por la ecuación (4.22):

$$Z = \frac{bh^2}{6} \quad (4.22)$$

Despejando  $M_{\max}$  de la ecuación (4.21) e igualando con la ecuación (4.20) se tiene:

$$0.024 * F_r = Z \times \frac{S_y}{n} \quad (4.23)$$

$$F_r = \frac{0.0127(0.01016)^2 \times 71.71 \times 10^6}{6 \times 0.024 \times 4} \quad (4.24)$$

$$F_r = 163.21 [N] \quad (4.25)$$

### 4.1.3. Diseño del martillo y percutor

El martillo y percutor constituyen una parte importante del equipo, algunas dimensiones están establecidas por la norma ASTM D6110 y debe estar diseñado en función de las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia a la fractura por impacto.
- Resistencia a la tensión debido a la fuerza centrífuga.

Se establece que el peso del martillo y percutor ( $W_{mp}$ ) sea el 60% del peso total ( $W$ ) del péndulo, debido a que la mayor cantidad del peso debe estar concentrada en estos componentes para poder generar la cantidad de energía necesaria.

$$W_{mp} = 0.60 \times W \quad (4.26)$$

$$W = m \times g = 0.9033 \times 9.8 = 8.85 [N] \quad (4.27)$$

$$W_{mp} = 0.60 \times 8.85 = 5.31 [N] \quad (4.28)$$

Por lo tanto la masa del martillo y percutor es:

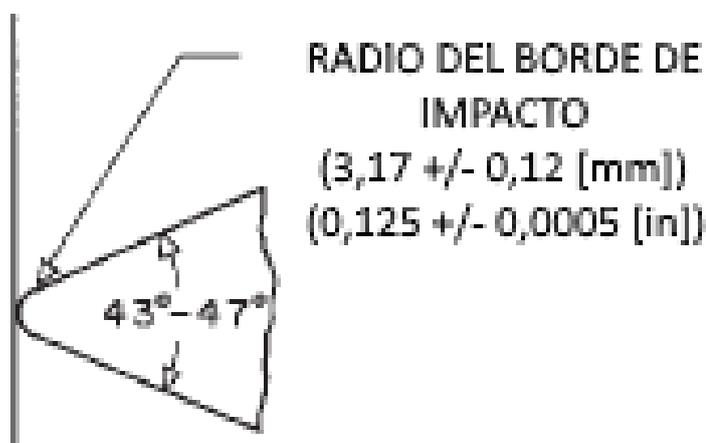
$$m_{mp} = \frac{W_{mp}}{g} = \frac{5.31}{9.8} = 0.54 \text{ [Kg]} \quad (4.29)$$

El material seleccionado para construir el martillo y percutor es el acero K100 que ha sido fabricado para soportar elevadas cargas de impacto, algunas propiedades mecánicas utilizadas para el diseño son:

- Densidad ( $d= 7700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ )
- Límite de fluencia ( $S_y= 450 \text{ [MPa]}$ )

#### 4.1.3.1. Diseño del percutor

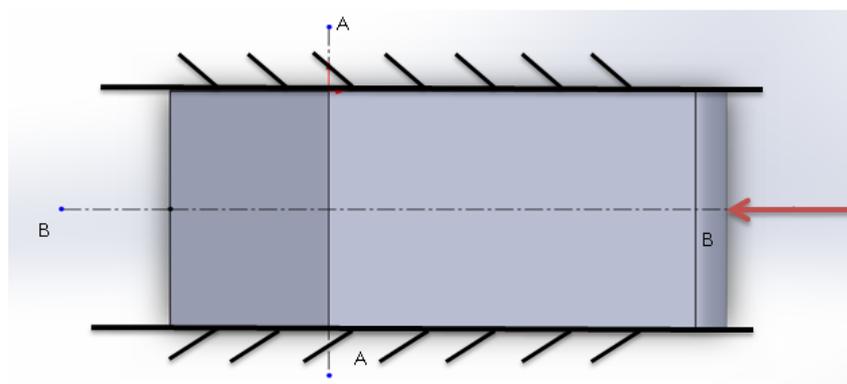
El percutor es el elemento del equipo que realiza directamente el impacto sobre la probeta, la norma ASTM D6110 especifica los principales requerimientos como se muestra en la figura 61.



**Figura 61.** Dimensiones establecidas del percutor  
Fuente: [Norma ASTM D6110 - 02]

- Deberá ser de acero templado.
- Cónica con un ángulo de  $45 \pm 2$  [°].
- Se redondeará con un radio de  $3.17 \pm 0.12$  [mm].

Realizando el diagrama de cuerpo libre, se muestra dónde y que cargas actúan en el percutor del péndulo, como se observa en la figura 62.



**Figura 62.** Diagrama cuerpo libre del percutor

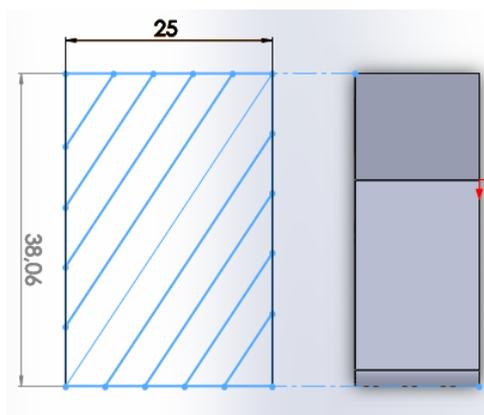
El esfuerzo cortante máximo puede presentarse en los puntos a lo largo de A-A, debido al momento de flexión, o puede presentarse en los puntos a lo largo de B-B, debido a la fuerza cortante transversal, se analizarán estas dos opciones, para un espesor de placa de 15 [mm].

### 1. Análisis a lo largo de los puntos A-A

Para realizar el análisis se considera a la sección transversal del percutor como un rectángulo. Las dimensiones se muestran en la figura 63.

Utilizando la ecuación (4.11) para calcular el momento de inercia de la sección transversal del percutor se tiene:

$$I = \frac{0.025 \times (0.038)^3}{12} = 1.14 \times 10^{-7} [m^4] \quad (4.30)$$



**Figura 63.** Sección transversal percutor

Considerando al percutor como una viga de sección rectangular empotrada en los dos lados y carga central se tiene:

$$M_{\max} = \frac{Fr \times L}{8} = \frac{163.2 \times 0.015}{8} = 0.31 \text{ [Nm]} \quad (4.31)$$

Cálculo del esfuerzo cortante debido a flexión:

$$\tau = \frac{12 \times 0.31 \times \frac{0.038}{2}}{0.025 \times (0.038)^3} = 0.05 \text{ [MPa]} \quad (4.32)$$

## 2. Análisis a lo largo de los puntos B-B

Cálculo del esfuerzo cortante debido a la carga cortante transversal para una sección rectangular:

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \times \frac{163.2}{(0.025) \times (0.038)} = 0.3 \text{ [MPa]} \quad (4.33)$$

La teoría del impacto indica, que cuando el impacto se produce súbitamente, se debe considerar el factor dinámico, es decir los esfuerzos y deformaciones en el instante serán “n” veces mayores que en la acción estática [Stiopin, 1976], considerando que el esfuerzo cortante estático máximo es 0.3 [MPa] se tiene:

$$\tau_{\max d} = K_d \times \tau_{\max} = 166.8 \times 0.3 = 50.04 \text{ [MPa]} \quad (4.34)$$

Empleando la teoría del esfuerzo cortante máximo, condición que permite diseñar por corte para prevenir fallas se tiene:

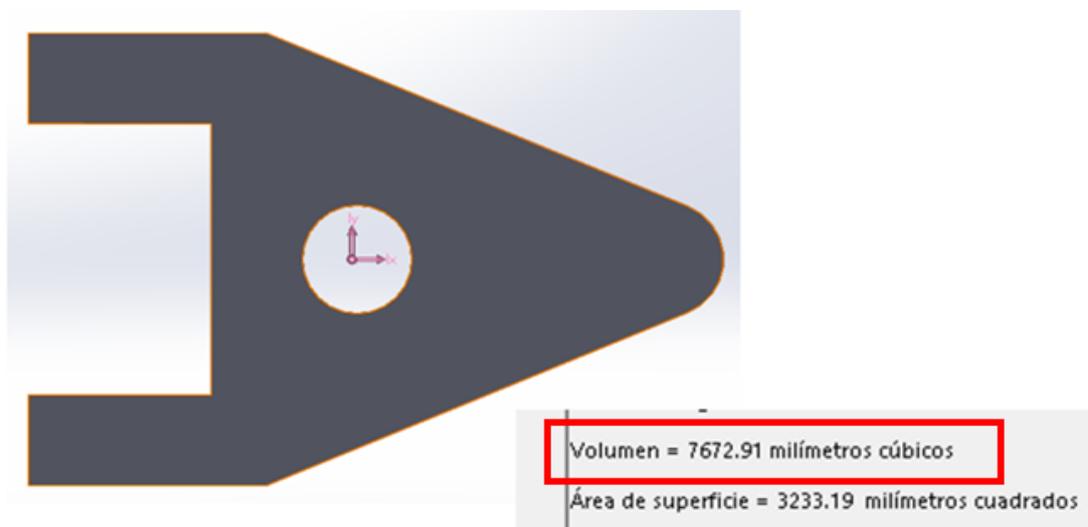
$$\tau_{\max d} = 0.577 \times \frac{S_y}{n} \quad (4.35)$$

$$n = 0.577 \times \frac{450}{50.04} \quad (4.36)$$

$$n = 5.2 \quad (4.37)$$

Para un espesor de placa de 0.015 [m] se tiene un factor de seguridad de 5.2.

Para el cálculo del volumen del percutor se utilizó un software CAD como se muestra en la figura.64.



**Figura 64.** Propiedades físicas del percutor

A partir del volumen obtenido del percutor  $V_p = 7.67 \times 10^{-6} [m^3]$  se obtiene la cantidad de masa del elemento, teniendo en cuenta la densidad del material.

$$m_p = d \times V_p \quad (4.38)$$

$$m_p = 7700 \times 7.67 \times 10^{-6} \quad (4.39)$$

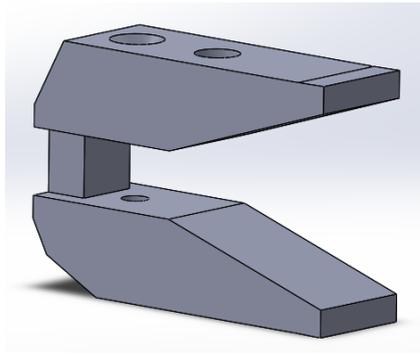
$$m_p = 0.059 \text{ [Kg]} \quad (4.40)$$

$$\%m_p = \frac{0.059 \times 100}{0.54} = 10.9 \% \quad (4.41)$$

La masa del percutor es 0.059 [Kg] y representa el 10.9 % del peso total entre el martillo y el percutor.

#### 4.1.3.2. Diseño del martillo

El martillo del péndulo tiene una forma en “C” como se muestra en la figura 65, la masa del elemento debe ser el 89.1 % del peso total (conjunto martillo-percutor) que equivale a  $m_m = 0.481 \text{ [Kg]}$ .

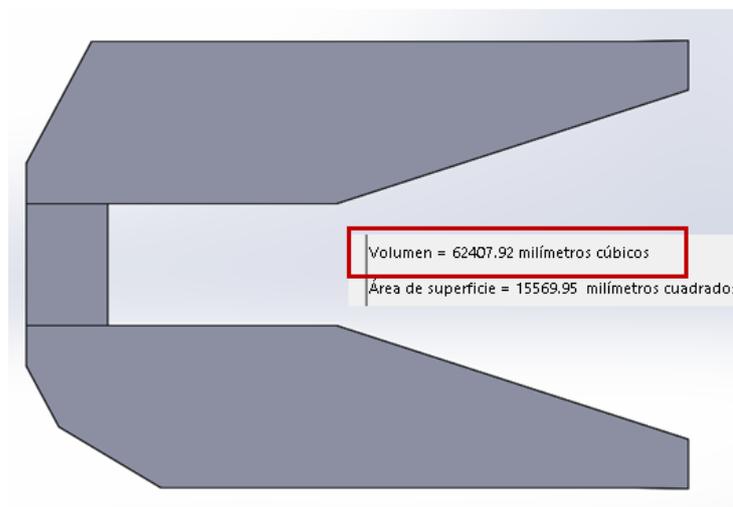


**Figura 65.** Geometría del martillo

Conociendo la densidad del material y la masa que debe tener el martillo calculamos el volumen correspondiente.

$$V_m = \frac{m_m}{d} = \frac{0.481}{7700} = 6.25 \times 10^{-5} [\text{m}^3] \quad (4.42)$$

Mediante software CAD determinamos el volumen del martillo según la geometría diseñada como se muestra en la figura 66.



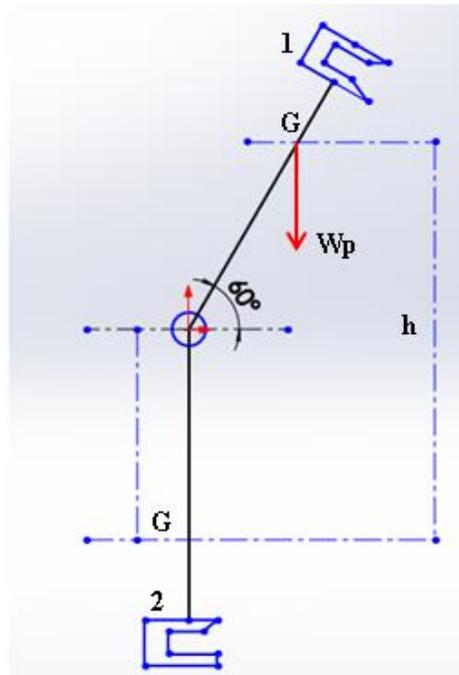
**Figura 66.** Propiedades físicas del martillo

Una vez conocido el volumen real del martillo, se prosigue a calcular el peso, entonces se tiene:

$$m_m = 7700 \times 6.241 \times 10^{-5} = 0.48 [\text{Kg}] \quad (4.43)$$

#### 4.1.4. Diseño del brazo del péndulo

La posición inicial máxima del péndulo es  $150^\circ$  de tal manera que forma un ángulo de  $60^\circ$  con la horizontal como se muestra en la figura 67, por lo tanto se calcula el centro de gravedad del péndulo teniendo en cuenta que la norma ASTM D 6110 establece que la altura de caída es 0.610 [m].



**Figura 67.** Ángulo máximo y altura de caída del péndulo

Mediante análisis trigonométrico, se determina a que distancia debe estar ubicado el centro de gravedad, por lo tanto,

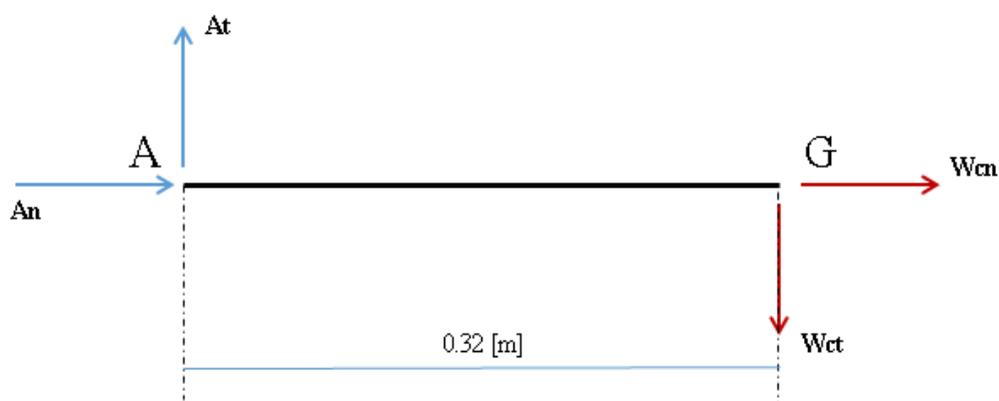
$$G = \frac{h}{1 - \cos(150)} \quad (4.44)$$

$$G = \frac{0.61}{1 - \cos(150)} = 0.32[\text{m}] \quad (4.45)$$

El centro de gravedad del péndulo debe estar ubicado a una distancia de 0.32 [m] del punto de oscilación.

#### 4.1.4.1. Cálculo de fuerzas en el brazo del péndulo

La carga del peso del martillo-percutor (punto G) y el giro del brazo representado en el origen (punto A) se muestra en la figura 68.



**Figura 68.** Diagrama de fuerzas del péndulo antes de su caída

Según el sistema de fuerzas se tiene:

$$W_c = W_m + W_p \quad (4.46)$$

Donde:

$W_c$  : Peso del conjunto martillo-percutor

$W_m$ : Peso del martillo ( $0.48 \times 9.8 = 4.7$  [N])

$W_p$ : Peso del percutor ( $0.059 \times 9.8 = 0.58$  [N])

$$W_c = 5.28 \text{ [N]} \quad (4.47)$$

Aplicando la segunda ley de Newton:

Sumatoria en x:

$$\sum F_x = 0 \quad (4.48)$$

$$A_n = W_{cn} = W_c \text{ sen}(60) = 4.57 \text{ [N]} \quad (4.49)$$

Sumatoria en y:

$$\sum F_y = 0 \quad (4.50)$$

$$A_t = W_{ct} = W_c \cos(60) = 2.64 \text{ [N]} \quad (4.51)$$

#### 4.1.4.2. Esfuerzos en el brazo del péndulo

Para realizar el análisis de esfuerzos se ha escogido una sección transversal circular, por lo tanto los esfuerzos estarán en función del diámetro del eje.

- **Esfuerzo Axial.-** La fuerza causal de la compresión del eje es la fuerza axial provocada por el peso del conjunto martillo-percutor, en este caso 4.57 [N], reemplazando en la ecuación para calcular en esfuerzo axial se tiene:

$$\sigma_c = -\frac{F}{A} = \frac{4 \times W_c}{\pi \times D^2} = \frac{4 \times 4.57}{\pi \times D^2} \quad (4.52)$$

$$\sigma_c = -\frac{5.82}{D^2} \quad (4.53)$$

- **Esfuerzo debido a flexión.-** Con el momento flector máximo y el peso del conjunto martillo-percutor se analiza el esfuerzo a flexión máximo, se tiene:

$$M_{\text{máx}} = F \times d = 2.64 \times 0.320 = 0.8448 \text{ [Nm]} \quad (4.54)$$

El esfuerzo debido a flexión es:

$$\sigma_f = \frac{M_{\text{máx}} \times c}{\frac{\pi D^4}{64}} \quad (4.55)$$

$$\sigma_f = \frac{0.8448 \times \frac{D}{2} \times 64}{\pi \times D^4} \quad (4.56)$$

$$\sigma_f = \frac{8.61}{D^3} \quad (4.57)$$

#### 4.1.4.3. Diseño estático del eje

Cuando se conocen los esfuerzos a los que estará sujeto el brazo del péndulo se realiza un diseño estático del eje, para calcular la medida del diámetro adecuado. El esfuerzo normal máximo se define por la ecuación (4.58):

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_f \pm \sigma_c \quad (4.58)$$

Seleccionando un acero AISI-SAE 1040 que presenta las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia a la fluencia 490 [MPa]
- Resistencia última a la tensión 590 [MPa]
- Densidad 7850 [Kg/m<sup>3</sup>]

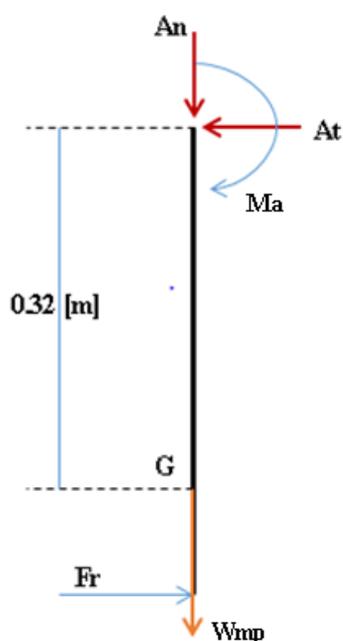
Aplicando el teorema de la energía de distorsión o el teorema de Von Mises en el que la Torsión pura es 0 [MPa] y la condición de diseño estático con un factor de seguridad de 1.3, se tiene:

$$\frac{490 \times 10^6}{1.3} = \sqrt{\left(\frac{8.61}{D^3} - \frac{5.82}{D^2}\right)^2 + 0} \quad (4.59)$$

$$D = 0.003 \text{ [m]} \quad (4.60)$$

#### 4.1.4.4. Diseño del brazo del péndulo en el momento del choque

Para el diseño del brazo al momento del choque con la probeta, se deben analizar todas las fuerzas que actúan en el instante de impacto, para ello se detalla en la figura 69: el peso del conjunto martillo-percutor ( $W_c$ ), las fuerzas provocadas por la rotación del brazo ( $A_t$  y  $A_n$ ), la fuerza de impacto ( $F_r$ ).



**Figura 69.** Fuerzas y momentos que actúan en el brazo en el momento del impacto

Considerando que la fuerza de impacto es 163.21[N] y la distancia al centro de percusión es 0,414 [m], aplicando la ecuación para calcular el momento se tiene:

$$M_{\max} = Fr \times d \quad (4.61)$$

$$M_{\text{mad}} = 163.21 \times 0.414 \quad (4.62)$$

$$M_{\max} = 67.57[\text{Nm}] \quad (4.63)$$

Para el esfuerzo axial empleamos el peso total del conjunto martillo-percutor de 5.28 [N].

$$\sigma_c = -\frac{F}{A} = \frac{4 \times W_c}{\pi \times D^2} = \frac{4 \times 5.28}{\pi \times D^2} = -\frac{6.72}{D^2} \quad (4.64)$$

Para el esfuerzo de flexión utilizamos el nuevo momento máximo de impacto:

$$\sigma_f = \frac{67.57 \times \frac{D}{2} \times 64}{\pi \times D^4} = \frac{688.26}{D^3} \quad (4.65)$$

Aplicando la condición de impacto se tiene:

$$\frac{490 \times 10^6}{1.3} = \sqrt{\left(\frac{688.26}{D^3} - \frac{6.72}{D^2}\right)^2 + 0} \quad (4.66)$$

$$D = 0.012 \text{ [m]} \quad (4.67)$$

De acuerdo al análisis realizado se selecciona un diámetro de 0.012 [m] para el brazo del péndulo.

#### 4.1.4.5. Diseño del eje a fatiga

##### a) Esfuerzos fluctuantes

Conocido el valor del diámetro del eje se puede calcular el esfuerzo máximo de flexión y el esfuerzo axial máximo.

$$\sigma_f = \frac{688.26}{0.012^3} = 398.3 \text{ [MPa]} \quad (4.68)$$

$$\sigma_c = -\frac{6.72}{0.012^2} = 0.047 \text{ [MPa]} \quad (4.69)$$

Por lo tanto el esfuerzo normal máximo es:

$$\sigma_{\max} = 398.3 + 0.047 = 398.35 \text{ [MPa]} \quad (4.70)$$

### b) Resistencia a la fatiga

De acuerdo a la ecuación de Marín (4.71) para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ) se tiene:

$$S_e = S_e' \times k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \quad (4.71)$$

Donde:

$$S_e' = 0.5 \times S_{ut} = 0.5 \times 590 \times 10^6 \quad (4.72)$$

$$S_e' = 295 \text{ [MPa]} \quad (4.73)$$

#### Cálculo de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

**Ka:** Acabado superficial: Con un valor de resistencia última de 590MPa y una superficie maquinada se tiene:

$$k_a = a \times (S_{ut})^b = 4.51 \times (590)^{-0.265} = 0.83 \quad (4.74)$$

**Kb:** Factor de tamaño: Como el diámetro seleccionado del eje es de 12 [mm] equivalente a 0.47 [in], aplicando la ecuación correspondiente se tiene:

$$k_b = 0.879 \times (d)^{-0.107} = 0.879 \times (0.47)^{-0.107} = 0.95 \quad (4.75)$$

**Kc:** Factor de carga: para una carga de flexión se tiene:

$$k_c = 1 \quad (4.76)$$

**Kd:** Factor de temperatura: Como el equipo va a trabajar en factores ambientales normales aplicando la ecuación se tiene:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1 \quad (4.77)$$

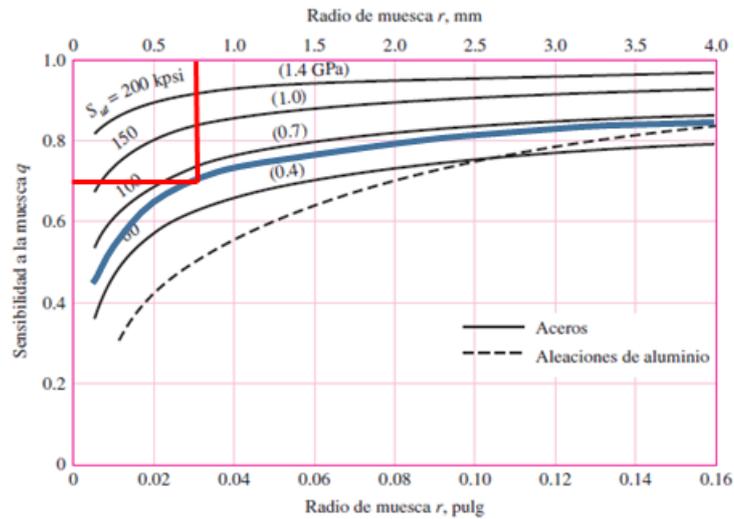
**Ke:** Factor de Confiabilidad: Se considera una confiabilidad del 90%.

$$K_e = 0.897 \quad (4.78)$$

**Kf:** Factor por concentración de esfuerzos, se determina mediante la ecuación (4.79).

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (4.79)$$

Según la figura 70 para un radio de 0.75 [mm] se tiene un factor  $q=0.7$ .



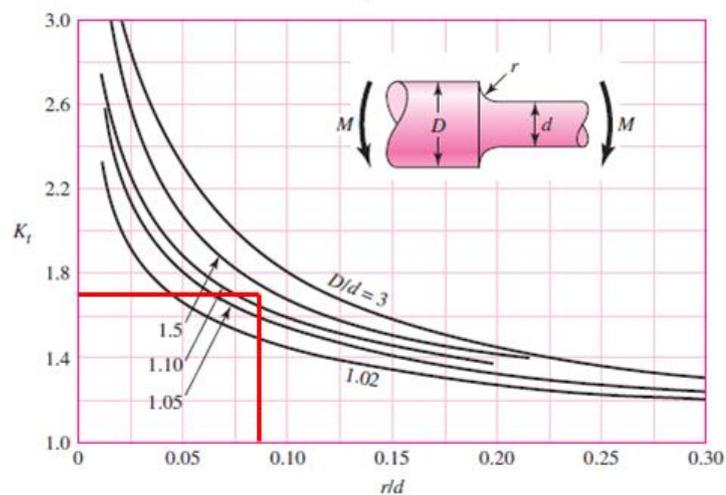
**Figura 70.** Sensibilidad a la muesca  $q$

**Fuente:** [Budynas & Nisbett, 2012]

Con el diámetro calculado del eje  $D = 12$  [mm] y el diámetro seleccionado para el acople del eje  $d = 10$  [mm] se calcula las siguientes relaciones, obteniendo un valor de  $kt = 1.71$  mostrado en la figura 71.

$$\frac{D}{d} = \frac{12}{10} = 1.2 \quad (4.80)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0.8}{10} = 0.08 \quad (4.81)$$



**Figura 71.** Barra de sección circular en flexión con estrechamiento

**Fuente:** [Budynas & Nisbett, 2012]

$$k_f = 1 + 0.7(1.71 - 1) = 1.5 \quad (4.82)$$

Entonces:

$$S_e = 295 \times 0.83 \times 0.95 \times 1 \times 1 \times 0.897 \times 1.5 = 313 [\text{MPa}] \quad (4.83)$$

### c) Esfuerzos medios y alternantes

Los esfuerzos fluctuantes máximos y mínimos son:

$$\sigma_{\max} = 398.35 [\text{MPa}] = : \sigma_{\min} = -398.35 [\text{MPa}] \quad (4.84)$$

Empleando la ecuación del esfuerzo medio y alternante se tiene:

$$\sigma_m = \frac{398.35 + (-398.35)}{2} = 0 [\text{MPa}] \quad (4.85)$$

$$\sigma_a = \frac{398.35 - (-398.35)}{2} = 398.35 [\text{MPa}] \quad (4.86)$$

Se prueba que la elección de diámetro de 12 [mm] no fallará a fatiga, y se comprueba con la teoría de falla de la recta de Soderberg mediante la ecuación (4.87).

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n} \quad (4.87)$$

$$\frac{0}{490 \times 10^6} + \frac{398.35 \times 10^6}{313 \times 10^6} = \frac{1}{n} \quad (4.88)$$

$$n = 0.8 \quad (4.89)$$

Empleando un acero AISI-SAE 1040 para la construcción del brazo del péndulo, el factor de seguridad es 0.8, por lo tanto se procede a seleccionar otro material, un acero AISI SAE 4340 utilizado para la fabricación y reparación de partes y repuestos que están sometidos a muy altos esfuerzos dinámicos y presenta las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia a la fluencia 689 [MPa]
- Resistencia última a la tensión 1227 [MPa]
- Densidad 7870 [Kg/m<sup>3</sup>]

Realizando los cálculos correspondientes para el diseño estático, al momento del choque y a fatiga cambiando los valores de las propiedades mecánicas del material seleccionado se tiene:

### 1. Diseño estático

$$\frac{689 \times 10^6}{1.3} = \sqrt{\left(\frac{8.61}{D^3} - \frac{5.82}{D^2}\right)^2} + 0 \quad (4.90)$$

$$D = 0.003 \text{ [m]} \quad (4.91)$$

### 2. Diseño del brazo del péndulo en el momento del choque

$$\frac{689 \times 10^6}{1.3} = \sqrt{\left(\frac{688.26}{D^3} - \frac{6.72}{D^2}\right)^2} + 0 \quad (4.92)$$

$$D = 0.011 \text{ [m]} \quad (4.93)$$

De acuerdo a las medidas de diámetro comercial de las barras de acero y al análisis realizado se selecciona un diámetro de 0.012 [m] para la construcción del brazo del péndulo.

### 3. Diseño del eje a fatiga

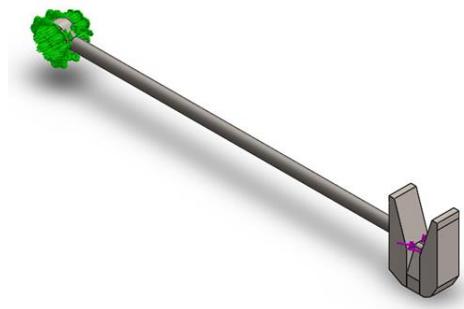
$$Se' = 0,5 \times 1227 = 613.5 \text{ [MPa]} \quad (4.94)$$

$$Se = 613.5 \times 0.83 \times 0.95 \times 1 \times 1 \times 0.897 \times 1.5 = 650.88 \text{ [MPa]} \quad (4.95)$$

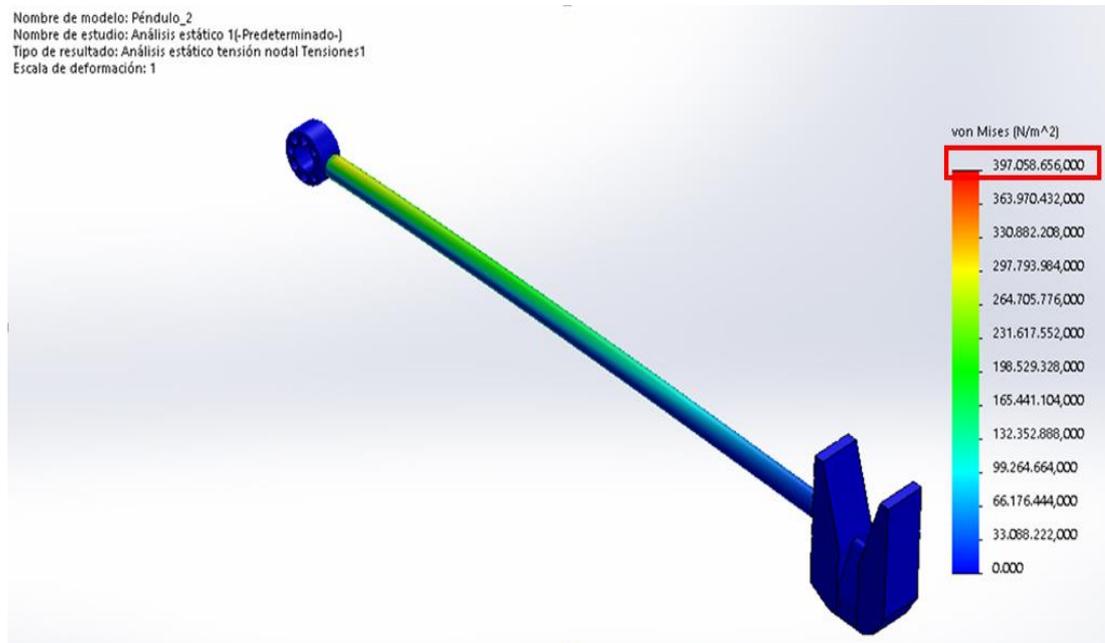
$$\frac{0}{689 \times 10^6} + \frac{398.35 \times 10^6}{650.88 \times 10^6} = \frac{1}{n} \quad (4.96)$$

$$n = 1.63 \quad (4.97)$$

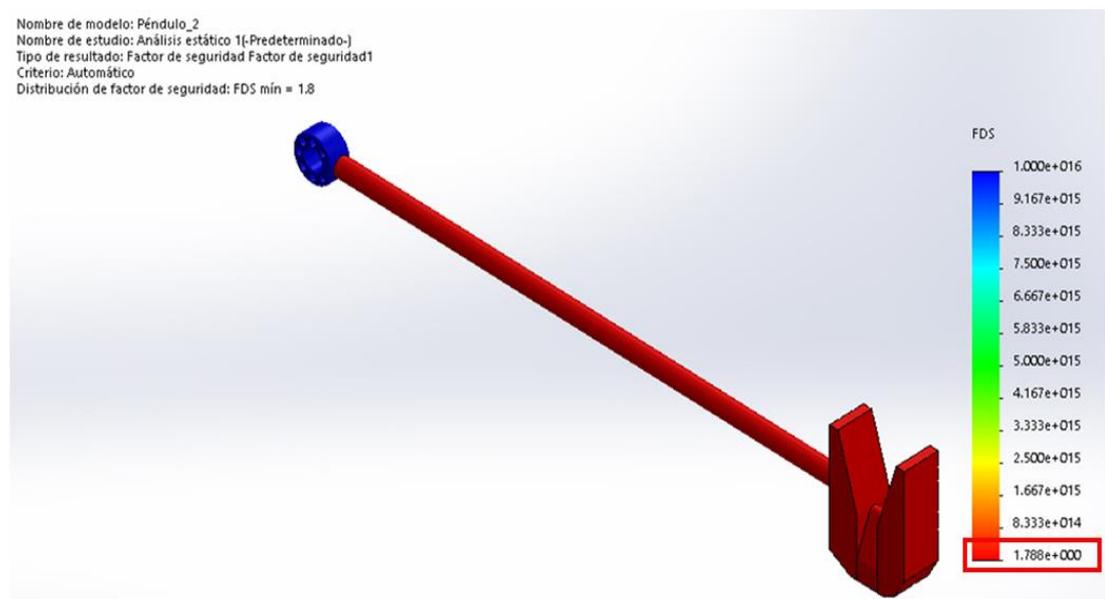
Realizando el análisis de elementos finitos mediante software CAD del péndulo con una fuerza aplicada en el percutor de 163.21 [N] como se muestra en la figura 72, se tiene un esfuerzo máximo de 397.06 [MPa] como se observa en la figura 73 y un factor de seguridad de 1.8 como se aprecia en la figura 74.



**Figura 72.** Condiciones del análisis estático por elementos finitos del péndulo



**Figura 73.** Esfuerzos en el péndulo



**Figura 74.** Factor de seguridad del péndulo

Para encontrar la masa del brazo ( $m_b$ ) y por consiguiente el peso ( $W_b$ ), calculamos el volumen total del elemento ( $v_b$ ) con la ayuda de un software CAD como se muestra en la figura 75 y aplicamos la ecuación de densidad.

$$m_{b1} = d \times v_b = 7870 \times 4.383 \times 10^{-5} = 0.34 \text{ [Kg]} \quad (4.98)$$



**Figura 75.** Propiedades físicas del brazo del eje

### Elemento para sujeción del brazo del péndulo

Mediante software CAD se determina el volumen del elemento como se muestra en la figura 76.



**Figura 76.** Volumen elemento para sujeción del brazo del péndulo

Una vez conocido el volumen del elemento se procede a determinar su masa.

$$m_{es} = d \times v_b = 7770 \times 3.738 \times 10^{-6} = 0.028 \text{ [Kg]} \quad (4.99)$$

Por lo tanto, el peso del brazo del péndulo sumado el elemento sujetador es:

$$m_b = m_{b1} + m_{es} = 0.34 + 0.028 = 0.36 \text{ [Kg]} \quad (4.100)$$

$$W_b = 0.36 \times 9.8 = 3.52 \text{ [N]} \quad (4.101)$$

#### 4.1.5. Volumen y masa teórica del péndulo

En la tabla 25 se muestran los resultados obtenidos de masa y volumen de los elementos del péndulo.

**Tabla 25.** Masa y Volumen de los componentes del péndulo

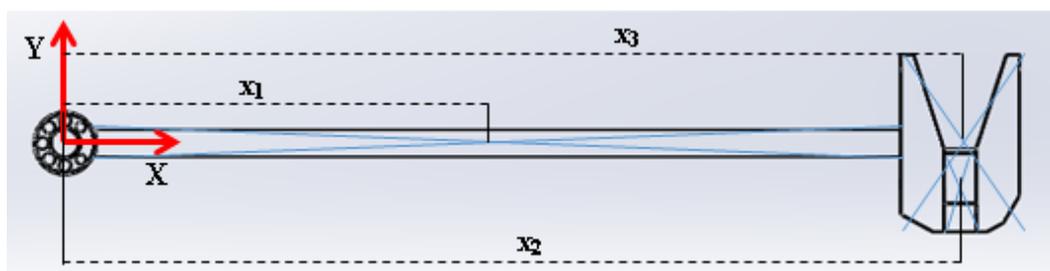
Elemento	Masa [Kg]	Volumen [m <sup>3</sup> ]
Percutor	0.059	$7.7 \times 10^{-6}$
Martillo	0.48	$6.24 \times 10^{-5}$
Brazo del péndulo	0.34	$4.38 \times 10^{-5}$
Elemento sujetador	0.028	$3.74 \times 10^{-6}$
<b>Total</b>	<b>0.907</b>	<b><math>11.76 \times 10^{-5}</math></b>

#### 4.1.6. Cálculo del centro de gravedad del péndulo

- Plano XY

$$\bar{X} = \frac{\sum_1^n xV}{\sum_1^n V} \quad (4.102)$$

En la figura 77 se muestra la vista del péndulo en el plano XY.



**Figura 77.** Vista lateral del péndulo (Plano XY)

Donde:

$$x_1 = 193.25 \text{ [mm]}$$

$$x_2 = 414.85 \text{ [mm]}$$

$$x_3 = 414.85 \text{ [mm]}$$

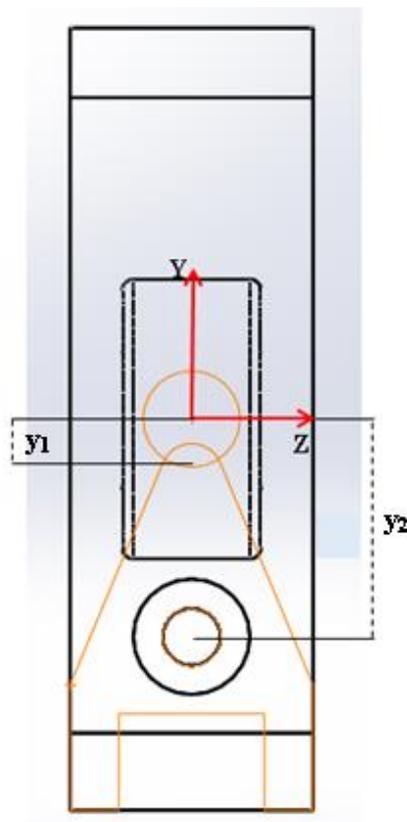
$$\bar{X} = \frac{193.25 (45703.6) + 414.85(7672.91) + 414.85(62401.92)}{117600} \quad (4.103)$$

$$\bar{X} = 322.30 \text{ [mm]} \quad (4.104)$$

- **Plano YZ**

$$\bar{Y} = \frac{\sum_1^n yV}{\sum_1^n V} \quad (4.105)$$

En la figura 78 se muestra la vista del péndulo en el plano YZ.



**Figura 78.** Vista superior del péndulo (Plano YZ)

Donde:

$$y_1 = -5.05 \text{ [mm]}$$

$$y_2 = -21.32 \text{ [mm]}$$

$$\bar{Y} = \frac{-5.05 (62401.92) - 21.32(7672.91)}{117600} \quad (4.106)$$

$$\bar{Y} = -4.07 \quad (4.107)$$

- **Plano xz**

$$\bar{Z} = \frac{\sum_1^n zV}{\sum_1^n V} \quad (4.108)$$

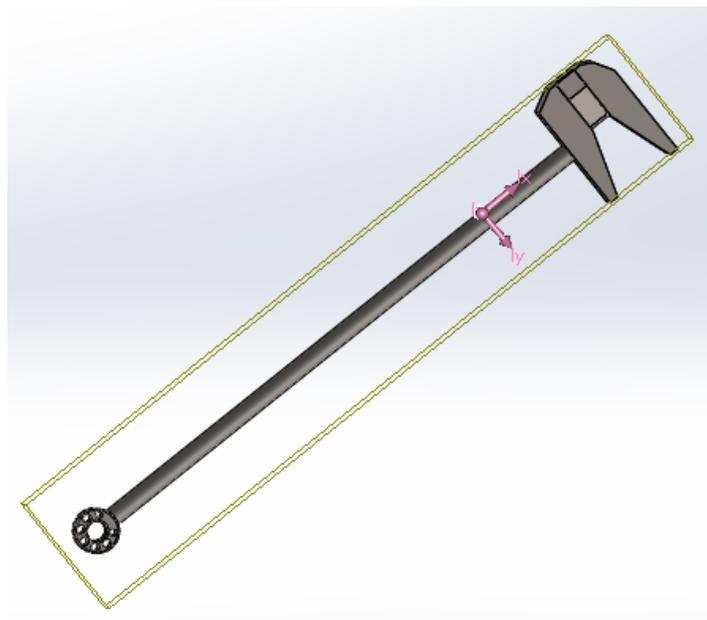
$$\bar{Z} = 0 \text{ [mm]} \quad (4.109)$$

La ubicación del centro de gravedad mediante software CAD se muestra en la figura 79 y tiene las siguientes coordenadas:

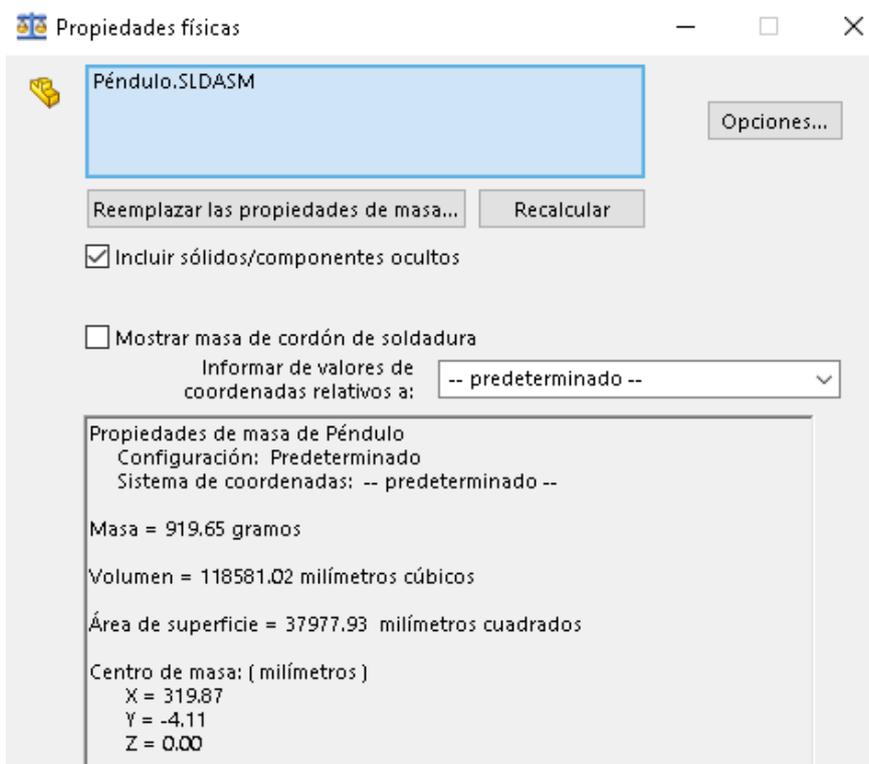
$$x = 319.87 \text{ [mm]},$$

$$y = -4.11 \text{ [mm]} \text{ y}$$

$z = 0 \text{ [mm]}$ , como se observa en la figura 80.



**Figura 79.** Centro de gravedad del péndulo



**Figura 80.** Coordenadas centro de gravedad del péndulo

#### 4.1.7. Cálculo de la inercia del péndulo

Para el cálculo de la inercia se utiliza el teorema de Steiner o teorema de los ejes paralelos. El teorema de Steiner establece que el momento de inercia con respecto a cualquier eje paralelo a un eje que pasa por el centro de masa, es igual al momento de inercia con respecto al eje que pasa por el centro de masa más el producto de la masa por el cuadrado de la distancia entre los dos ejes, ecuación (4.110):

$$I = \bar{I} + (m \times d^2) \quad (4.110)$$

Donde:

I: Momento de inercia respecto al eje que no pasa por el centro de masa

$\bar{I}$ : Momento de inercia del cuerpo con respecto a un eje centroidal

m: Masa del elemento

d: Distancia entre los dos ejes

#### 4.1.7.1. Inercia del buje del péndulo

La inercia del buje con respecto al eje de rotación se expresa mediante la ecuación (4.111) y se tiene:

$$I_{ZZb} = \frac{1}{2} m_{es} \times (R_1^2 + R_2^2) \quad (4.111)$$

$$I_{ZZb} = \frac{1}{2} (28) \times \left( \left( \frac{28.7}{2} \right)^2 + \left( \frac{12.70}{2} \right)^2 \right) \quad (4.112)$$

$$I_{ZZb} = 3447.43 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.113)$$

#### 4.1.7.2. Inercia del brazo del péndulo

La inercia del cilindro con respecto al eje de rotación del péndulo se expresa mediante la ecuación (4.114) y se tiene:

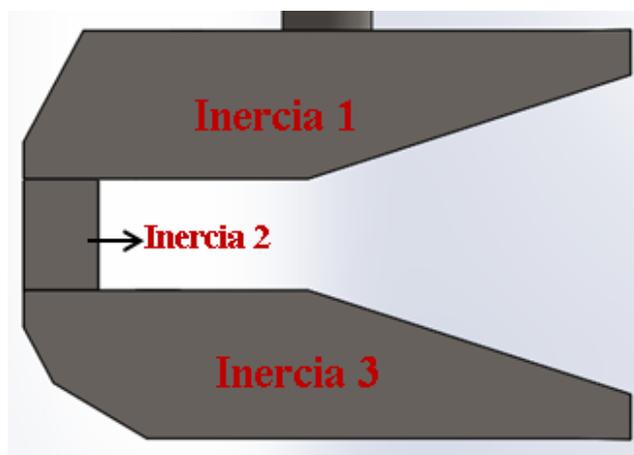
$$I_{ZZc} = \frac{1}{12} m_1 (3R_1^2 + L_1^2) + m_1 d_1^2 \quad (4.114)$$

$$I_{ZZc} = \frac{1}{12} (340) (3(36) + 373^2) + 340(203.85)^2 \quad (4.115)$$

$$I_{ZZc} = 18.07 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.116)$$

#### 4.1.7.3. Inercia del martillo del péndulo

Para el cálculo de la inercia del martillo se divide al martillo en tres piezas diferentes como se muestra en la figura. 81.



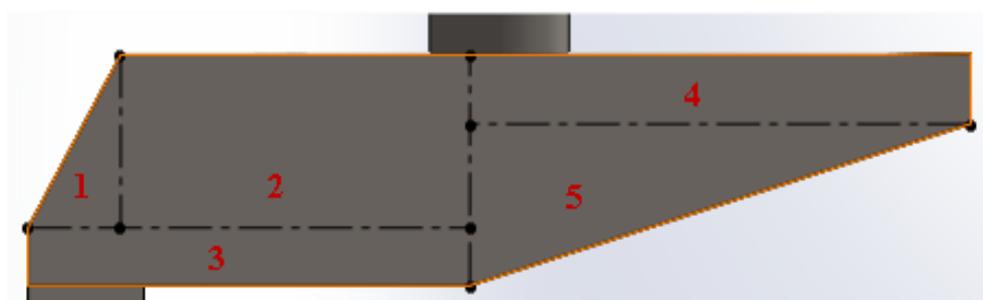
**Figura 81.** División del martillo en 3 piezas

Por lo tanto la inercia total del péndulo se expresa en la ecuación (4.117).

$$I_{ZZm} = I_{ZZm1} + I_{ZZm2} + I_{ZZm3} \quad (4.117)$$

- **Pieza 1**

La pieza 1 para cálculos de la inercia se divide en 5 secciones como se muestra en la figura 82.



**Figura 82.** División de la pieza 1 en secciones

Por lo tanto la inercia total de la pieza uno es la suma de las inercias de todas las secciones como se expresa en la ecuación (4.118):

$$I_{ZZm1} = I_{Z1} + I_{Z2} + I_{Z3} + I_{Z4} + I_{Z5} \quad (4.118)$$

$$I_{Z1} = \frac{1}{18} m_1 (b^2 + h^2) + m_1 d_1^2 \quad (4.119)$$

$$I_{Z1} = \frac{1}{18} (11.55)(8^2 + 15^2) + 11.55(397.35)^2 \quad (4.120)$$

$$I_{Z1} = 1.82 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.121)$$

$$I_{Z2} = \frac{1}{12} m_2 (b^2 + h^2) + m_2 d_2^2 \quad (4.122)$$

$$I_{Z2} = \frac{1}{12} (76.8)(30.06^2 + 15^2) + 76.8(394.85)^2 \quad (4.123)$$

$$I_{Z2} = 11.98 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.124)$$

$$I_{Z3} = \frac{1}{12} m_3 (b^2 + h^2) + m_3 d_3^2 \quad (4.125)$$

$$I_{Z3} = \frac{1}{12} (36.63)(38.06^2 + 5^2) + (36.63)(404.85)^2 \quad (4.126)$$

$$I_{Z3} = 6.01 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.127)$$

$$I_{Z4} = \frac{1}{12} m_4 (b^2 + h^2) + m_4 d_4^2 \quad (4.128)$$

$$I_{Z4} = \frac{1}{12} (49.66)(43.14^2 + 5.98^2) + (49.66)(390.34)^2 \quad (4.129)$$

$$I_{Z4} = 7.57 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.130)$$

$$I_{Z5} = \frac{1}{18} m_5 (b^2 + h^2) + m_5 d_5^2 \quad (4.131)$$

$$I_{Z5} = \frac{1}{18} (58.21)(43.14^2 + 14.02^2) + 58.21(398)^2 \quad (4.132)$$

$$I_{Z5} = 9.23 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.133)$$

$$I_{ZZm1} = 36.61 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.134)$$

- **Pieza 2**

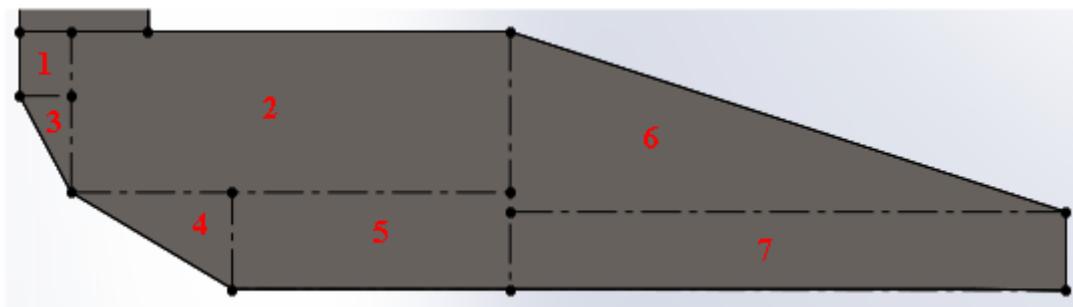
$$I_{ZZm2} = \frac{1}{12} m (b^2 + h^2) + m d^2 \quad (4.135)$$

$$I_{ZZm2} = \frac{1}{12} (17.33)(10^2 + 15^2) + 17.33(414.85)^2 \quad (4.136)$$

$$I_{ZZm2} = 2.98 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.137)$$

- **Pieza 3**

La pieza 3 para cálculos de la inercia se divide en 7 secciones como se muestra en la figura 83.



**Figura 83.** División de la pieza 3 en secciones

Por lo tanto la inercia total de la pieza 3 es la suma de las inercias de todas las secciones como se expresa en la ecuación (4.138):

$$I_{ZZm3} = I_{Z1} + I_{Z2} + I_{Z3} + I_{Z4} + I_{Z5} + I_{Z6} + I_{Z7} \quad (4.138)$$

$$I_{Z1} = \frac{1}{12} m_1 (b^2 + h^2) + m_1 d_1^2 \quad (4.139)$$

$$I_{Z1} = \frac{1}{12} (3.85)(4^2 + 5^2) + 3.85(424.85)^2 \quad (4.140)$$

$$I_{Z1} = 694928.62 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.141)$$

$$I_{Z2} = \frac{1}{12} m_2 (b^2 + h^2) + m_2 d_2^2 \quad (4.142)$$

$$I_{Z2} = \frac{1}{12} (75.91)(34.06^2 + 12.5^2) + 75.91(428.6)^2 \quad (4.143)$$

$$I_{Z2} = 13.95 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.144)$$

$$I_{Z3} = \frac{1}{18} m_3 (b^2 + h^2) + m_3 d_3^2 \quad (4.145)$$

$$I_{Z3} = \frac{1}{18} (2.89)(4^2 + 7.5^2) + 2.89(429.85)^2 \quad (4.146)$$

$$I_{Z3} = 533999.86 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.147)$$

$$I_{Z4} = \frac{1}{18} m_4 (b^2 + h^2) + m_4 d_4^2 \quad (4.148)$$

$$I_{Z4} = \frac{1}{18} (9.02)(12.5^2 + 7.5^2) + 9.02(437.35)^2 \quad (4.149)$$

$$I_{Z4} = 1.73 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.150)$$

$$I_{Z5} = \frac{1}{12} m_5(b^2 + h^2) + m_5 d_5^2 \quad (4.151)$$

$$I_{Z5} = \frac{1}{12} (31.13)(21.56^2 + 7.5^2) + 31.13(438.6)^2 \quad (4.152)$$

$$I_{Z5} = 5.99 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.153)$$

$$I_{Z6} = \frac{1}{18} m_6(b^2 + h^2) + m_6 d_6^2 \quad (4.154)$$

$$I_{Z6} = \frac{1}{18} (58.21)(43.14^2 + 14.02^2) + 58.21(427.02)^2 \quad (4.155)$$

$$I_{Z6} = 10.62 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.156)$$

$$I_{Z7} = \frac{1}{12} m_7(b^2 + h^2) + m_7 d_7^2 \quad (4.157)$$

$$I_{Z7} = \frac{1}{12} (50.08)(43.14^2 + 6.03^2) + 50.08(439.39)^2 \quad (4.158)$$

$$I_{Z7} = 9.68 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.159)$$

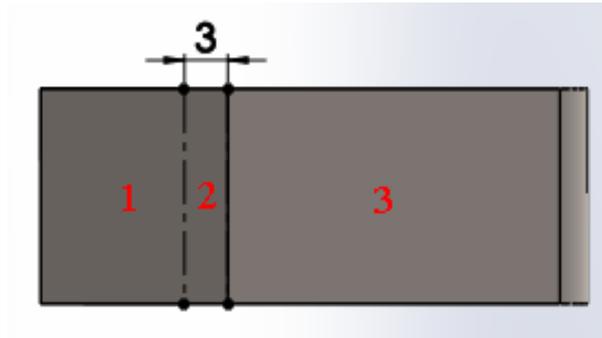
$$I_{ZZm3} = 43.20 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.160)$$

Por lo tanto la inercia total del martillo se expresa en la ecuación (4.161).

$$I_{ZZm} = 82.79 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.161)$$

#### 4.1.7.4. Inercia del percutor del péndulo

Para el cálculo de la inercia del percutor se procede a dividir en secciones como se muestra en la figura 84.



**Figura 84.** División en secciones del percutor

Por lo tanto la inercia total del percutor es la suma de las inercias de todas las secciones como se expresa en la ecuación (4.162):

$$I_{ZZp} = I_{Z1} + I_{Z2} + I_{Z3} \quad (4.162)$$

- **Pieza 1**

$$I_{Z1} = 2 \left( \frac{1}{12} m_1 (b^2 + h^2) + m_1 d_1^2 \right) \quad (4.163)$$

$$I_{Z1} = 2 \left( \frac{1}{12} (5.78) (10^2 + 15^2) + 5.78 (414.85)^2 \right) \quad (4.164)$$

$$I_{Z1} = 1.99 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.165)$$

- **Pieza 2**

$$I_{Z2} = \frac{1}{12} m_2 (b^2 + h^2) + m_2 d_2^2 \quad (4.166)$$

$$I_{Z2} = \frac{1}{12} (8.66) (3^2 + 15^2) + 8.66 (414.85)^2 \quad (4.167)$$

$$I_{Z2} = 1.49 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.168)$$

- **Pieza 3**

$$I_{Z3} = \frac{1}{18} m_3 ((b \times hip)^2 + h^2) + m_3 d_3^2 \quad (4.169)$$

$$I_{Z3} = \frac{1}{18} (36.18) ((25.06 \times 28)^2 + 15^2) + 36.18(414.85)^2 \quad (4.170)$$

$$I_{Z3} = 7.22 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.171)$$

Por lo tanto la inercia total del percutor se expresa en la ecuación (4.172).

$$I_{ZZp} = 10.7 \times 10^6 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.172)$$

#### 4.1.7.5. Inercia total del péndulo

La inercia total del péndulo con respecto al eje de rotación es la sumatoria de todos los momentos de inercia de los elementos como son: el buje, el brazo del péndulo, el martillo y el percutor, como se expresa en la ecuación (4.173).

$$I_{ZZ} = I_{ZZb} + I_{ZZc} + I_{ZZm} + I_{ZZp} \quad (4.173)$$

$$I_{ZZ} = 3447.43 + 18.07 \times 10^6 + 82.79 \times 10^6 + 10.7 \times 10^6 \quad (4.174)$$

$$I_{ZZ} = 1.116 \times 10^8 \text{ [g} \times \text{mm}^2] \quad (4.175)$$

Mediante software CAD se obtiene el momento de inercia del péndulo con respecto al eje de rotación (eje z) teniendo un valor de  $1.12042676 \times 10^8 \text{ [g} \times \text{mm}^2]$  como se muestra en la figura. 85.

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
lxx = 303726.50	lxy = -1564196.63	lxz = 0.86
lyx = -1564196.63	lyy = 111802268.77	lyz = -0.08
lzx = 0.86	lzy = -0.08	lzz = 112042676.10

**Figura 85.** Momentos de inercia del péndulo mediante software CAD

### 4.1.8. Diseño del eje que soporta el péndulo

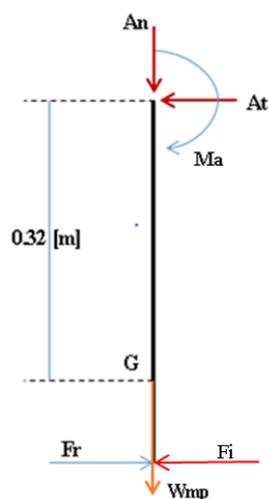
#### 4.1.8.1. Análisis de cargas en el eje

En la figura 86 se muestran las cargas que actúan en el péndulo al momento del impacto.

Realizando el análisis de fuerzas correspondiente a la figura 86, en donde la velocidad angular del péndulo es 10.81 rad/s se tiene:

$$\sum F_n = m \times R \times \omega^2 \quad (4.176)$$

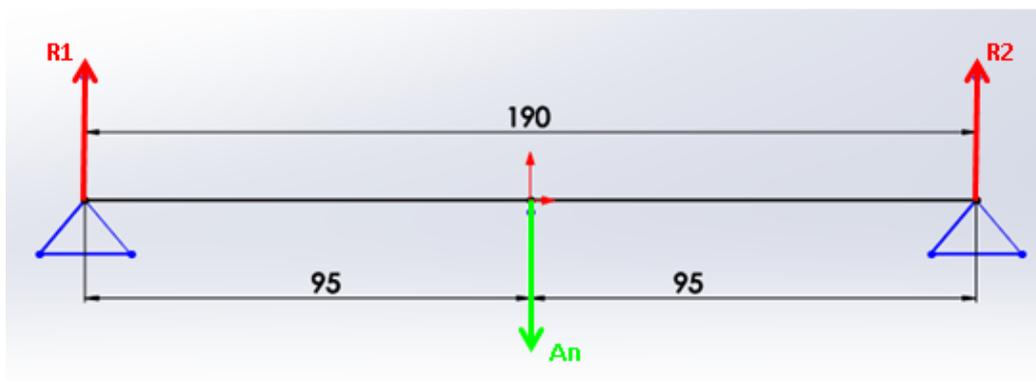
$$A_n - W_{mp} = 0.9033 \times 0.32 \times (10.81)^2 \quad (4.177)$$



$$A_n = 42.63 \text{ [N]} \quad (4.178)$$

**Figura 86.** Fuerzas dinámicas que actúan en el péndulo

Realizando el análisis de las cargas que están directamente involucradas en el eje que sostiene el péndulo se observa que soporta una fuerza normal de tracción ( $A_n$ ) máxima durante el impacto, como se muestra en la figura 87.



**Figura 87.** Diagrama de fuerzas en el eje de soporte del péndulo

Realizando el análisis estático de las fuerzas que actúan en el eje y se tiene:

$$\sum F_y = 0 \quad (4.179)$$

$$R_1 + R_2 = A_n \quad (4.180)$$

$$R_1 + R_2 = 42.63 \text{ [N]} \quad (4.181)$$

Realizando sumatoria de momentos respecto al punto 1 se tiene:

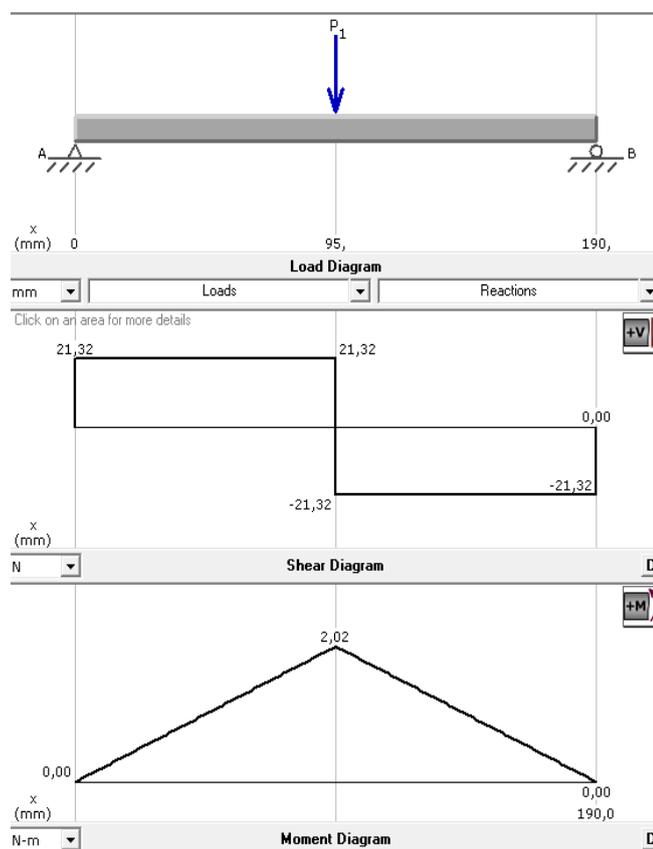
$$\sum M_1 = 0 \quad (4.182)$$

$$-A_n(0.095) + R_2(0.190) = 0 \quad (4.183)$$

$$R_2 = 21.32 \text{ [N]} \quad (4.184)$$

$$R_1 = 21.32 \text{ [N]} \quad (4.185)$$

Empleando el software MD Solid se obtiene el diagrama de fuerza cortante y momento flector como lo indica la figura 88, el momento flector máximo es de 2.02 [Nm].



**Figura 88.** Diagrama de fuerza cortante y momento flector

#### 4.1.8.2. Diseño estático del eje

Conocidos los esfuerzos a los que estará sujeto el eje que sostiene el péndulo se realiza el diseño estático del eje, para obtener el diámetro adecuado.

Utilizando un acero AISI SAE 1018 laminado en caliente que presenta las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia a la fluencia:  $S_y = 220$  [MPa]
- Resistencia última a la tensión:  $S_{ut} = 440$  [MPa]

El esfuerzo normal máximo para un eje de sección circular se expresa de la siguiente forma:

$$\sigma_{\max} = \frac{32M}{\pi D^3} \quad (4.186)$$

Empleando la condición de diseño estático con un factor de seguridad de 2 se obtiene como resultado un diámetro aproximado del eje de 6 [mm]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times M \times n}{\pi \times S_y}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 2.02 \times 2}{\pi \times 220 \times 10^6}} = 0.0057 \text{ [m]} \quad (4.187)$$

Se selecciona un eje comercial de diámetro 5/8 de pulgada igual a 15.875 [mm], para poder acoplar el eje que soporta al péndulo y al embrague electromagnético.

#### 4.1.8.3. Diseño del eje a fatiga

##### a) Esfuerzos fluctuantes

Conocido el valor del diámetro del eje se puede calcular el esfuerzo normal máximo.

$$\sigma_f = \frac{32 \times 2.02}{\pi (0.015875)^3} = 5.14 \text{ [MPa]} \quad (4.188)$$

##### b) Resistencia a la fatiga

De acuerdo a la ecuación de Marín (4.71) para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga ( $Se$ ) se tiene:

$$Se' = 0.5 \times S_{ut} = 0.5 \times 440 \times 10^6 \quad (4.189)$$

$$Se' = 220 \text{ [MPa]} \quad (4.190)$$

#### Cálculo de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

**Ka:** Acabado superficial: Con un valor de resistencia última de 440MPa y una superficie maquinada se tiene:

$$k_a = a \times (S_{ut})^b = 4.51 \times (440)^{-0.265} = 0.90 \quad (4.191)$$

**Kb:** Factor de tamaño: Como el diámetro seleccionado del eje es de 15.875 [mm] equivalente a 0.625 [in], aplicando la ecuación correspondiente se tiene:

$$k_b = 0.879 \times (0.625)^{-0.107} = 0.879 \times (0.625)^{-0.107} = 0.92 \quad (4.192)$$

**Kc:** Factor de carga: para una carga de flexión se tiene:

$$k_c = 1 \quad (4.193)$$

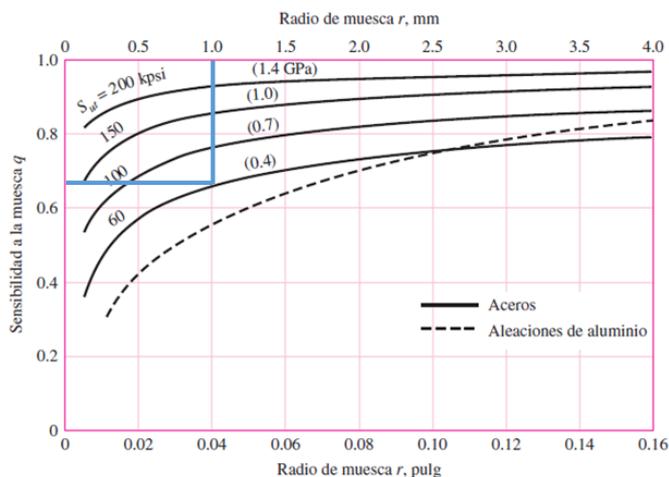
**Kd:** Factor de temperatura: Como el equipo va a trabajar en factores ambientales normales aplicando la ecuación se tiene:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1 \quad (4.194)$$

**Ke:** Factor de Confiabilidad: Se considera una confiabilidad del 99%.

$$K_e = 0.814 \quad (4.195)$$

**Kf:** Factor por concentración de esfuerzos, según la figura 89 para un radio de 1 [mm] se tiene un factor  $q=0.68$ .

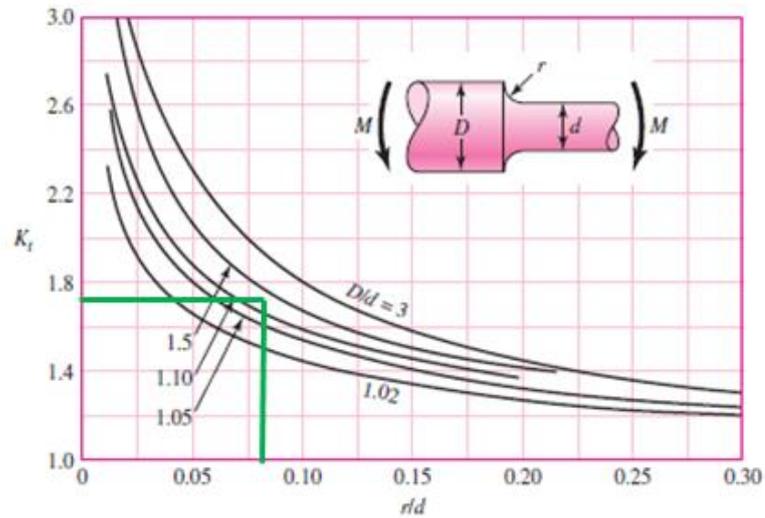


**Figura 89.** Sensibilidad a la muesca  $q$   
**Fuente:** [Budynas & Nisbett, 2012]

Con el diámetro seleccionado del eje  $D = 15.875$  [mm] y el diámetro seleccionado para el acople del eje  $d = 12$  [mm] se calcula las siguientes relaciones, obteniendo un valor de  $kt=1.74$  mostrado en la figura 90.

$$\frac{D}{d} = \frac{15.875}{12} = 1.32 \quad (4.196)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{12} = 0.08 \quad (4.197)$$



**Figura 90.** Barra de sección circular en flexión con estrechamiento  
**Fuente:** [Budynas & Nisbett, 2012]

$$k_f = 1 + 0.68(1.74 - 1) = 1.5 \quad (4.198)$$

Entonces:

$$S_e = 220 \times 0.90 \times 0.92 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 1.5 = 222.42 \text{ [MPa]} \quad (4.199)$$

### c) Esfuerzos medios y alternantes

Los esfuerzos fluctuantes máximos y mínimos son:

$$\sigma_{\max} = 5.14 \text{ [MPa]} = : \sigma_{\min} = -5.14 \text{ [MPa]} \quad (4.200)$$

Empleando la ecuación del esfuerzo medio y alternante se tiene:

$$\sigma_m = 0 \text{ [MPa]} \quad (4.201)$$

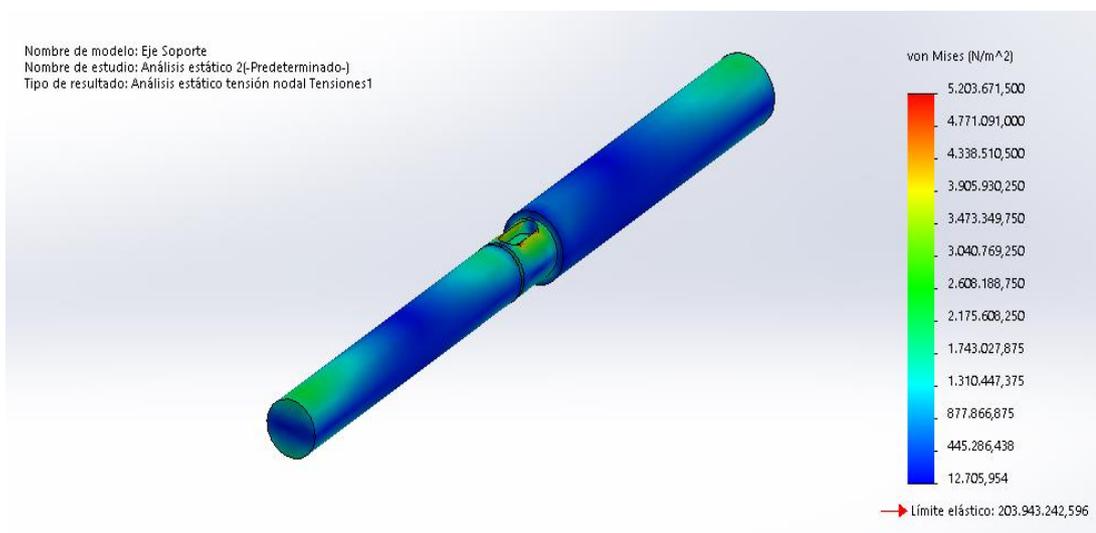
$$\sigma_a = 5.14 \text{ [MPa]} \quad (4.202)$$

Para comprobar que la selección de diámetro de 15.875 [mm] no fallará a fatiga, se utiliza la teoría de falla de la recta de Soderberg mediante la ecuación (4.87) y se obtiene un factor de seguridad de 43.27.

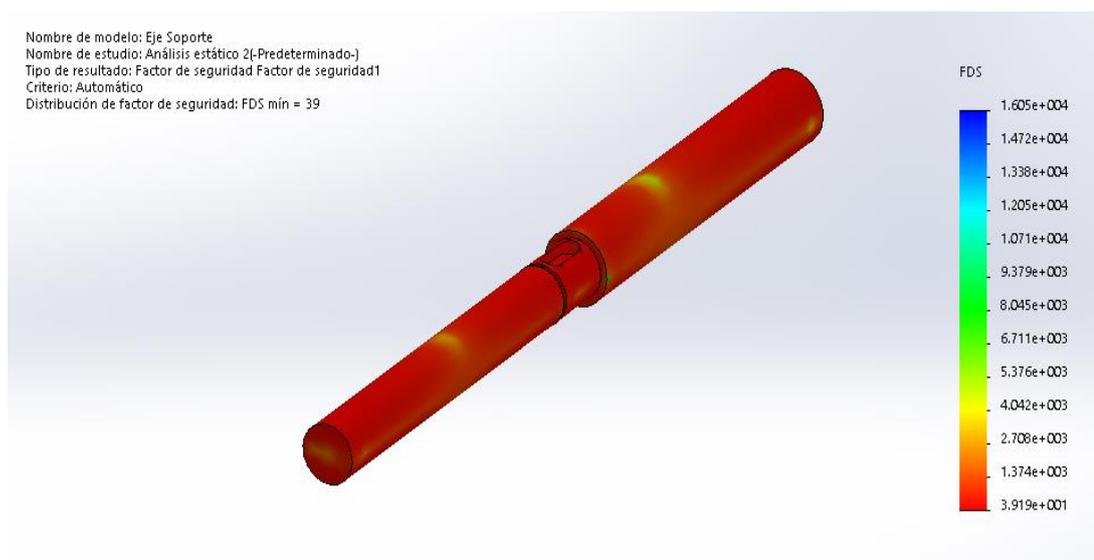
$$\frac{0}{220 \times 10^6} + \frac{5.14 \times 10^6}{222.42 \times 10^6} = \frac{1}{n} \quad (4.203)$$

$$n = 43.27 \quad (4.204)$$

Mediante el análisis estático del eje realizado con la ayuda de software CAD se comprueban los resultados calculados, en la figura 91 se muestra el valor del esfuerzo máximo que se produce en el eje (5.20 [MPa]) y en la figura 92 se muestra un valor de 39 correspondiente al factor de seguridad.



**Figura 91.** Esfuerzos generados en el eje (Software CAD)



**Figura 92.** Factor de seguridad del eje (Software CAD)

#### 4.1.8.4. Dimensionamiento de la chaveta

Tomando en cuenta el torque necesario para la elevación del péndulo (aproximadamente 4 [Nm]), se procede a dimensionar la chaveta. En la figura 93 se observa: para un eje de 12-17 [mm], la cuña debe ser de 5x5 [mm].

Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4.7	12 x 8	10

**Figura 93.** Tabla de cuñas y cuñeros estándar milimétricos

**Fuente:** [Intermec, 2017]

Para determinar la longitud de la chaveta se proceda a determinar la falla que puede producirse por cizallamiento y aplastamiento. El material de la chaveta a emplearse es acero AISI-SAE 1018 que tiene las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia a la fluencia:  $S_y = 220$  [MPa]
- Resistencia última a la tensión:  $S_{ut} = 440$  [MPa]

**a) Falla por cizallamiento**

La longitud de la chaveta se calcula mediante la condición expresada en la ecuación (4.205), considerando un factor de seguridad de 2.

$$l \geq \frac{2 \times M \times n}{0.577 \times S_y \times D \times b} \quad (4.205)$$

Donde:

l: longitud de la chaveta

M: torque

n: factor de seguridad

D: diámetro del eje

b: base de la chaveta

$$l \geq \frac{2 \times 4 \times 2}{0.577 \times 220 \times 10^6 \times 0.015875 \times 0.005} \geq 0.002 \text{ [m]} \quad (4.206)$$

**b) Falla por aplastamiento**

La longitud de la chaveta se calcula mediante la condición expresada en la ecuación (4.207), considerando un factor de seguridad de 2.

$$l \geq \frac{4 \times M \times n}{S_y \times D \times h} \quad (4.207)$$

Donde:

h: altura de la chaveta

$$l \geq \frac{4 \times 4 \times 2}{220 \times 10^6 \times 0.015875 \times 0.005} = 0.002 \text{ [m]} \quad (4.208)$$

De los dos análisis realizados se obtiene que la longitud debe ser mayor o igual a 0.002 [m], de acuerdo al ancho del buje se selecciona una chaveta de longitud 0.014 [m].

#### 4.1.9. Selección de Chumaceras y Rodamientos para el eje de soporte

Para la elección de los rodamientos se debe analizar el tipo de carga que existe en el apoyo, en este caso el eje que soporta el péndulo está sometido únicamente a una carga radial y el valor máximo que debe soportar es  $P_o = 21.32$  [N].

La carga estática equivalente se determina mediante la ecuación (4.209)

$$C_o = s_o \times P_o \quad (4.209)$$

Donde:

$C_o$ : Capacidad de carga estática básica

$s_o$ : Factor de seguridad estática

$P_o$ : Carga estática equivalente

En la tabla 26 se muestran los factores de aplicación de cargas, en el cuál, para maquinaria con impactos moderados el rango es de 1.5 – 3.0. Se selecciona un valor de 2. Por lo tanto la capacidad de carga estática básica es de 21.32 [N].

**Tabla 26.**

*Factores de Aplicación de Cargas*

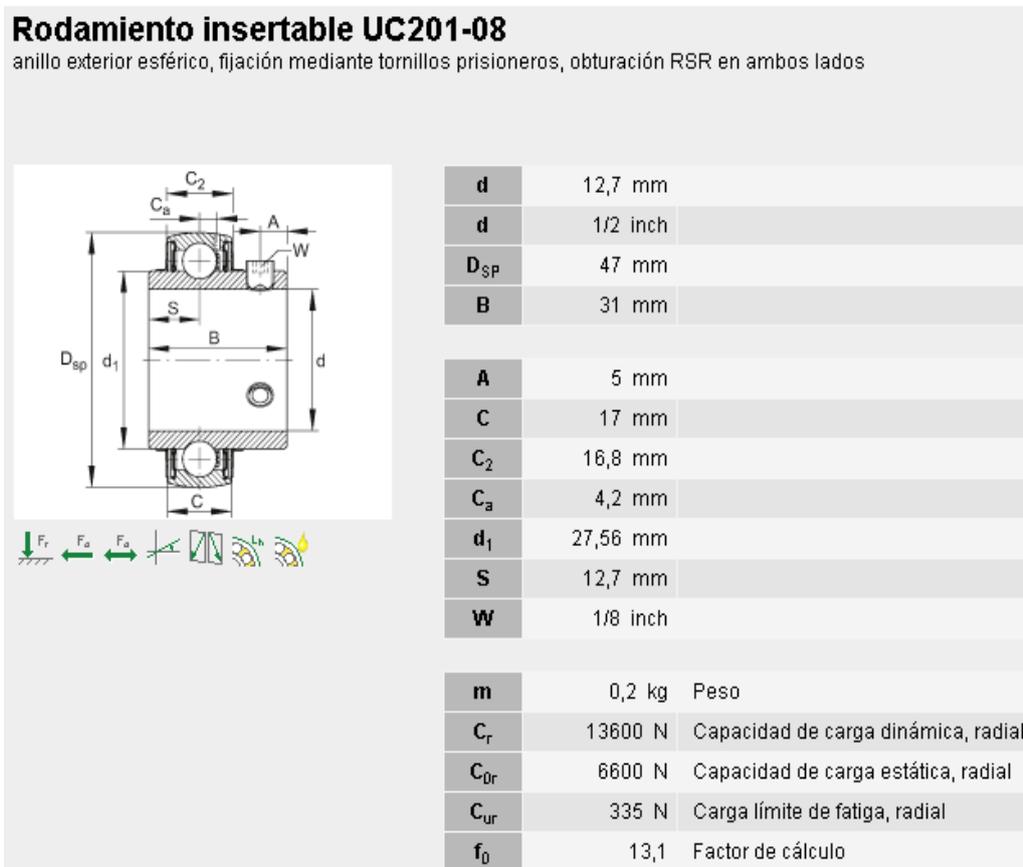
<b>Tipo de aplicación</b>	<b>Factor de carga</b>
Engranajes de precisión	1.0-1.1
Engranajes comerciales	1.1-1.3
Aplicaciones con sellos deficientes en los cojinetes	1.2
Maquinaria sin impactos	1.1-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

**Fuente:** [Budynas & Nisbett, 2012]

$$C_o = 2 \times 21.32 = 42.64 \text{ [N]} \quad (4.210)$$

Se seleccionan 2 chumaceras de pared con su respectivo rodamiento (rígido de bolas), el primero de diámetro de 5/8 [in] y el segundo de diámetro de 1/2 [in], de acuerdo al diseño del eje que soporta el péndulo.

Las características de los rodamientos insertables se muestran en las figuras 94 y 95.



**Figura 94.** Rodamiento insertable UC201-08

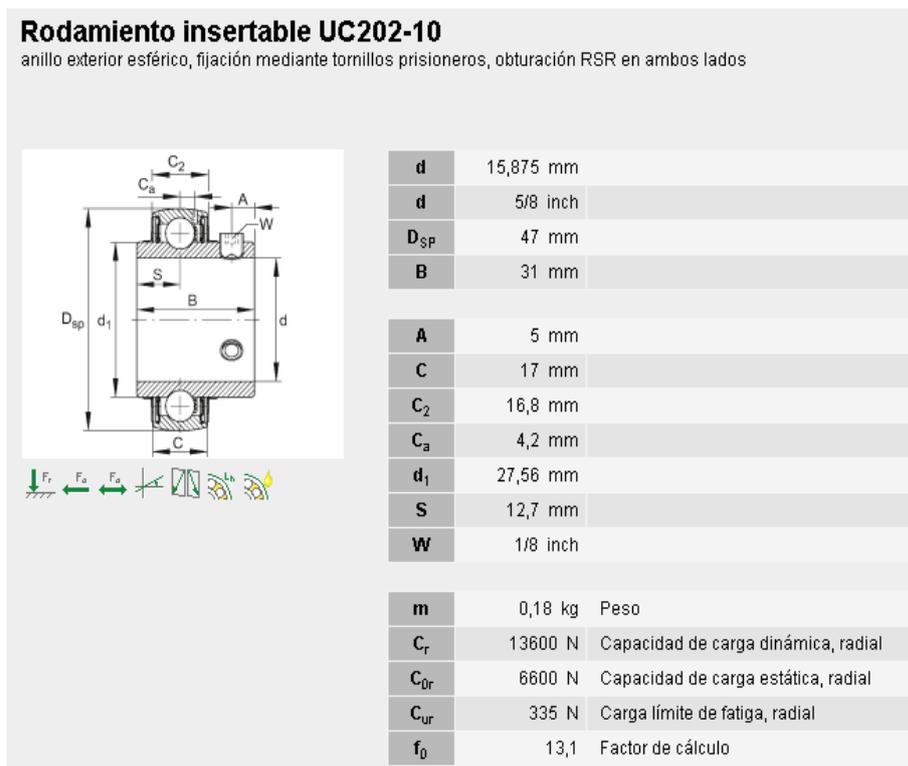
**Fuente:** [Schaeffler, 2017]

Para el rodamiento UC201-08 la capacidad de carga estática es 6600 [N], por lo tanto este rodamiento cumple con la condición de diseño mostrada en la ecuación:

$$C_0 = 42.64 \text{ [N]} < 6600 \text{ [N]} ; \text{Si cumple} \quad (4.211)$$

Para el rodamiento UC202-10 la capacidad de carga estática es 6600 [N], por lo tanto este rodamiento cumple con la condición de diseño mostrada en la ecuación:

$$C_0 = 42.64 \text{ [N]} < 6600 \text{ [N]} ; \text{Si cumple} \quad (4.212)$$



**Figura 95.** Rodamiento insertable UC202-10

Fuente: [Schaeffler, 2017]

#### 4.1.10. Diseño de la base y columnas del equipo

Para la construcción de la base se ha seleccionado una plancha de acero ASTM A36 de espesor 6 [mm], del mismo material se eligieron dos correas estructurales G para las columnas que sirven para sostener a todos los componentes del péndulo así como la sujeción del mismo, la unión de las columnas y la base se realiza mediante soldadura para evitar vibraciones al momento del ensayo.

Las especificaciones generales del perfil estructural G escogido se observa en la figura 96 y las dimensiones se seleccionaron de acuerdo al tamaño de los soportes de pared de los rodamientos y el embrague electromagnético.

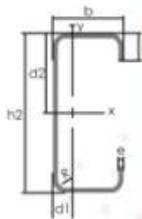
## PERFILES ESTRUCTURALES CORREAS "G"



### Especificaciones Generales

Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6.00m
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.50mm hasta 12.00mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta

Designación	Dimensiones				Masa Kg/m	A cm <sup>2</sup>	d cm	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	d	c	e				I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub>	W <sub>y</sub>	i <sub>x</sub>	i <sub>y</sub>
	mm	mm	mm	mm				cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
G 60x30x10x2	60	30	10	2	1,96	2,54	1,44	14,88	5,28	4,9	2,74	2,42	1,44
G 80x40x15x2	80	40	15	2	2,75	3,54	1,46	35,25	8,07	8,81	3,18	3,16	1,51
G 80x40x15x3	80	40	15	3	3,95	5,11	1,46	49,04	10,85	12,26	4,27	3,1	1,46
G 80x50x15x2	80	50	15	2	3,06	3,88	1,46	41,11	13,55	10,28	4,34	3,23	1,88
G100x50x15x2	100	50	15	2	3,38	4,34	1,73	69,24	14,98	13,85	4,57	4,00	1,86
G100x50x15x3	100	50	15	3	4,89	6,31	1,72	97,78	20,51	19,56	6,25	3,94	1,8
G100x50x15x4	100	50	15	4	6,29	8,15	1,71	122,5	24,85	24,49	7,55	3,88	1,75
G100x50x20x4	100	50	20	4	6,60	8,55	1,85	126,7	28,5	25,34	9,05	3,85	1,83
G100x50x25x5	100	50	25	5	8,35	10,86	1,98	152,51	36,52	30,5	12,09	3,75	1,83
G125x50x15x2	125	50	15	2	3,77	4,84	1,56	116,4	16,16	18,63	4,69	4,91	1,83
G125x50x15x3	125	50	15	3	5,48	7,06	1,55	165,5	22,16	26,48	6,43	4,84	1,77
G125x50x15x4	125	50	15	4	7,07	9,15	1,54	208,7	26,88	33,39	7,78	4,78	1,71
G125x50x15x5	125	50	15	5	8,55	11,11	1,54	246,2	30,41	39,39	8,78	4,71	1,65
G125x50x50x4	125	50	20	4	7,39	9,55	1,68	217	30,9	34,7	9,32	4,77	1,8
G125x50x25x5	125	50	25	5	9,33	12,11	1,8	264,3	39,88	42,29	12,46	4,67	1,82
G125x50x30x6	125	50	30	6	11,32	14,73	1,92	307,1	48,69	49,14	15,81	4,56	1,81



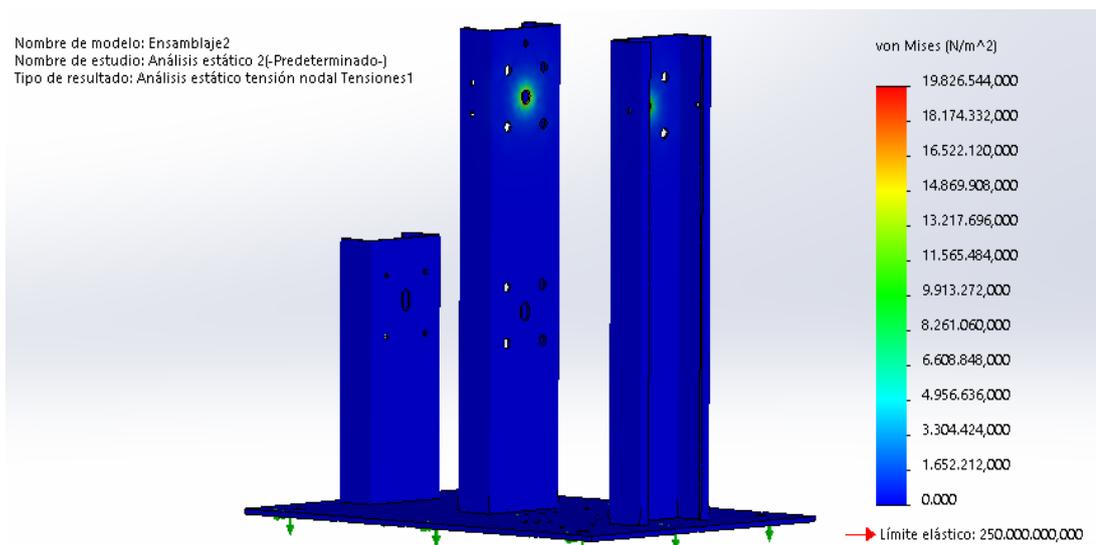
**Figura 96.** Características mecánicas perfil G

Fuente: [DIPAC, 2017]

Se realiza estudios del comportamiento mecánico (análisis estático) de las columnas y la base, mediante la aplicación de software CAD se pueden obtener resultados como: desplazamientos, fuerzas de reacción, deformaciones unitarias, tensiones y factor de seguridad.

#### 4.1.10.1. Resultados (Trazado de tensiones)

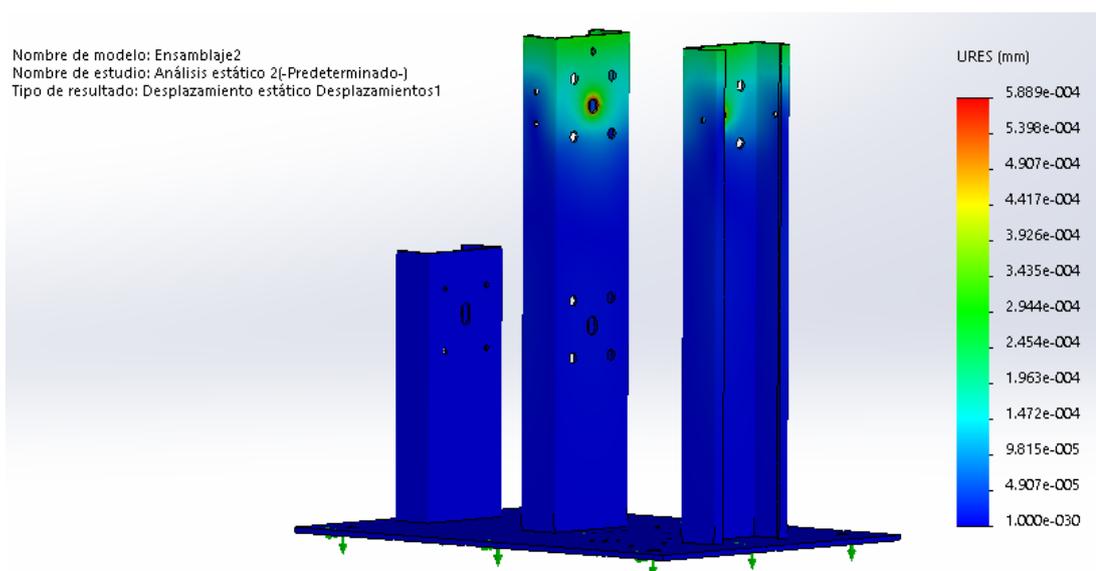
Los mayores esfuerzos se producen en la zona de los agujeros que soportan todo el peso del péndulo, el esfuerzo máximo es de 19,83 [MPa] como se muestra en la figura 97, el esfuerzo máximo es menor al límite elástico, por lo que se considera aceptable.



**Figura 97.** Tensión Von Mises Bastidor

#### 4.1.10.2. Resultados (Trazado de desplazamiento)

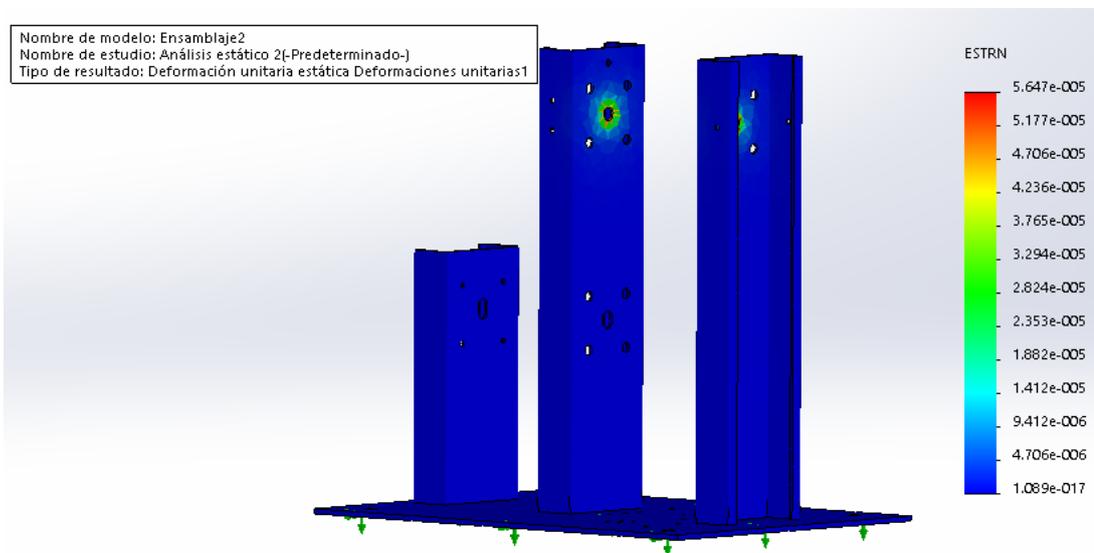
Los mayores desplazamientos se producen en los agujeros y las tiras de las columnas del bastidor, el valor máximo es de 0.00059 [mm] como indica la figura 98.



**Figura 98.** Desplazamientos bastidor

#### 4.1.10.3. Resultados (Trazado de deformaciones unitarias)

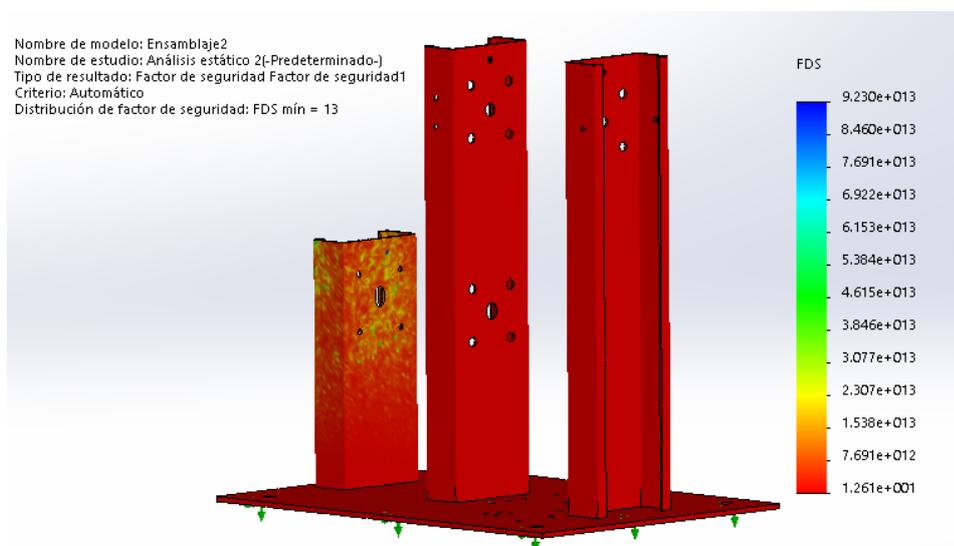
En la figura 99 se muestra la deformación unitaria máxima.



**Figura 99.** Deformaciones unitarias bastidor

#### 4.1.10.4. Resultados (Análisis de factor de seguridad)

En la figura 100 se observa el valor del factor de seguridad (13), lo que representa que el diseño es seguro.



**Figura 100.** Factor de seguridad bastidor

Los resultados obtenidos mediante simulaciones del análisis estático del bastidor del equipo expresan que las tensiones y deformaciones a las que se somete la base y las columnas

durante la realización del ensayo charpy son aceptables, por lo tanto el diseño se considera adecuado.

#### 4.1.11. Soldadura

Para la soldadura de las columnas a la placa base se selecciona un electrodo E7018 que presenta las características mostradas en la tabla 27.

**Tabla 27.**  
*Características electrodo E7018*

<b>Características Electrodo E7018</b>	
<b>Límite de Fluencia MPa (Ksi)</b>	445 [MPa] (64.54 [Ksi])
<b>Resistencia a la Tracción MPa (Ksi)</b>	535 [MPa] (77.6 [Ksi])
<b>Agrietamiento en 50mm</b>	30%
<b>Energía Absorbida</b>	130 [J] a -30°C

Según [Budynas & Nisbett, 2012], se describe el procedimiento para el análisis de la soldadura. De la tabla 28 se selecciona el esfuerzo permisible según el tipo de carga al que está sometida la soldadura, en este caso el tipo de carga es flexión, por lo tanto se aplica la ecuación (4.213).

**Tabla 28.**  
*Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte*

<b>Tipo de carga</b>	<b>Tipo de soldadura</b>	<b>Esfuerzo permisible</b>
Tensión	A tope	$0,6 S_y$
Aplastamiento	A tope	$0,9 S_y$
Flexión	A tope	$0,6 S_y$
Compresión Simple	A tope	$0,6 - 0,66 S_y$
Cortante	A tope o de filete	$0,3 S_{ut}$

\*El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de  $0,4S_y$  del metal base

**Fuente:** [Budynas & Nisbett, 2012]

$$\sigma_{\text{per}} = 0.66 \times S_y \quad (4.213)$$

$$\sigma_{\text{per}} = 0.66 \times 445 = 293.7 \text{ [MPa]} = 42.6 \text{ [Ksi]} \quad (4.214)$$

El espesor de la garganta efectiva ( $T_e$ ) se calcula mediante la ecuación (4.215).

$$T_e = 0.707 \times a \quad (4.215)$$

Donde:

a: Tamaño soldadura [in]

Para un electrodo de 1/8 [in] E7018, el espesor de la garganta se muestra en la ecuación (4.216).

$$T_e = 0.707 \times \frac{1}{8} = 0.088[\text{in}] \quad (4.216)$$

La resistencia de la garganta efectiva ( $R$ ) está dada por la ecuación (4.217).

$$R = 0.3 \times T_e \times \sigma_t \quad (4.217)$$

$$R = 0.3 \times 0.088 \times 77.6 = 2.05 \left[ \frac{\text{Klb}}{\text{in}} \right] \quad (4.218)$$

La longitud de soldadura es de 225 [mm] = 8.86 [in], la fuerza permisible se calcula mediante la ecuación (4.219).

$$F_{\text{per}} = R \times L \quad (4.219)$$

$$F_{\text{per}} = 2.05 \times 8.86 = 18.163 [\text{Klb}] \quad (4.220)$$

Del análisis realizado en la probeta al momento del impacto, se obtuvo una fuerza de resistencia  $F_r = 163.21 [\text{N}] = 0.037 [\text{Klb}]$ . Aplicando la condición de diseño se tiene.

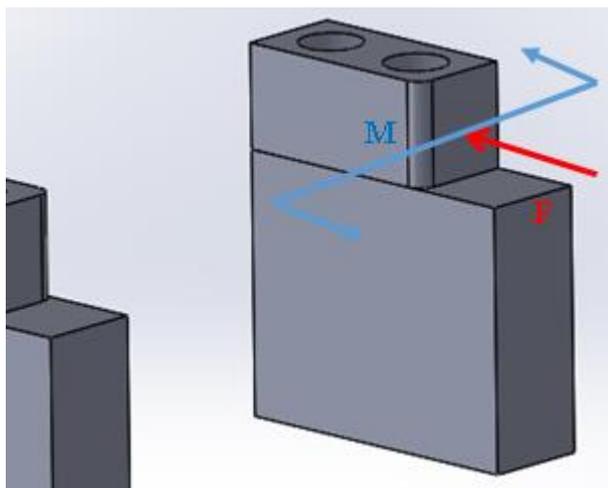
$$F_{\text{per}} > F_{\text{req}} \quad (4.221)$$

$$18.163 [\text{Klb}] > 0.037 [\text{Klb}] \quad (4.222)$$

Por lo tanto el electrodo seleccionado es idóneo para el diseño.

#### 4.1.12. Dimensionamiento de las mordazas

Las mordazas es el componente donde va apoyarse la probeta para recibir la carga de impacto y debe ser lo suficientemente pesado en relación con la energía de impacto, para que se evite la pérdida de energía por la deformación o vibración, se selecciona un acero K100, para el diseño de los soportes. Las cargas que actúan en las mordazas se observa en la figura 101.



**Figura 101.** Diagrama de cargas en las mordazas

#### 4.1.12.1. Esfuerzos axiales

Para calcular el esfuerzo de compresión que se aplica a la cara del soporte se toma en cuenta la máxima fuerza que producirá el peso del péndulo  $F_d$  en el momento de impacto y se utiliza la siguiente ecuación (4.223):

$$\sigma_a = \frac{F_d}{b \times h} \quad (4.223)$$

$$\sigma_a = \frac{1476.18}{0.02 \times 0.02} \quad (4.224)$$

$$\sigma_a = 3.69 \text{ [MPa]} \quad (4.225)$$

#### 4.1.12.2. Esfuerzos de flexión

Para el cálculo del esfuerzo de flexión se utiliza el momento generado por la traslación de la carga de impacto hacia el soporte, sabiendo que el momento máximo generado por la fuerza de impacto ( $F_d$ ) es 35.17 [Nm] y la distancia más alejada de las fibras de flexiones 0.01 [m] se tiene:

$$\sigma_f = \frac{M_{max} \times c}{I} \quad (4.226)$$

$$\sigma_f = \frac{(35.17)(0.01)}{\frac{1}{12}(0.042)(0.02)^3} \quad (4.227)$$

$$\sigma_f = 12.56 \text{ [MPa]} \quad (4.228)$$

Se aplica la ecuación de esfuerzo normal (4.229):

$$\sigma_f \leq \frac{M_{\max} * c}{I} = \frac{S_y}{n} \quad (4.229)$$

$$\sigma' = \sigma_{\max} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau)^2} \quad (4.230)$$

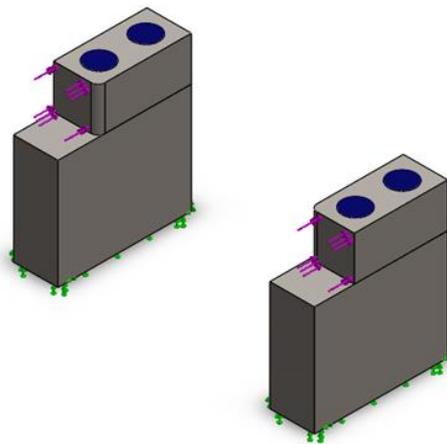
$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau)^2} \quad (4.231)$$

$$\frac{450 \times 10^6}{n} = \sqrt{(12.56 [MPa] + 3.69 [MPa])^2 + 0} \quad (4.232)$$

Finalmente aplicamos la condición de diseño que indica un factor de seguridad de 27.7:

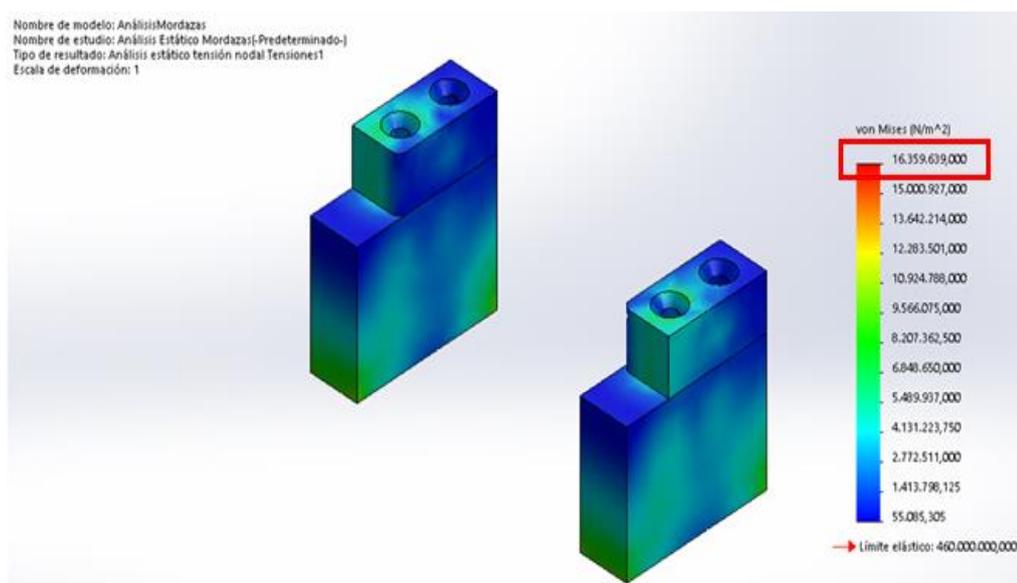
$$n = \frac{450 [MPa]}{16.25 [MPa]} = 27.7 \quad (4.233)$$

Mediante el análisis de las mordazas mediante software CAD se procede a verificar los resultados obtenidos mediante cálculos, en la figura 102 se observa las condiciones que sujeción y aplicación de fuerzas que deben tener las mordazas.



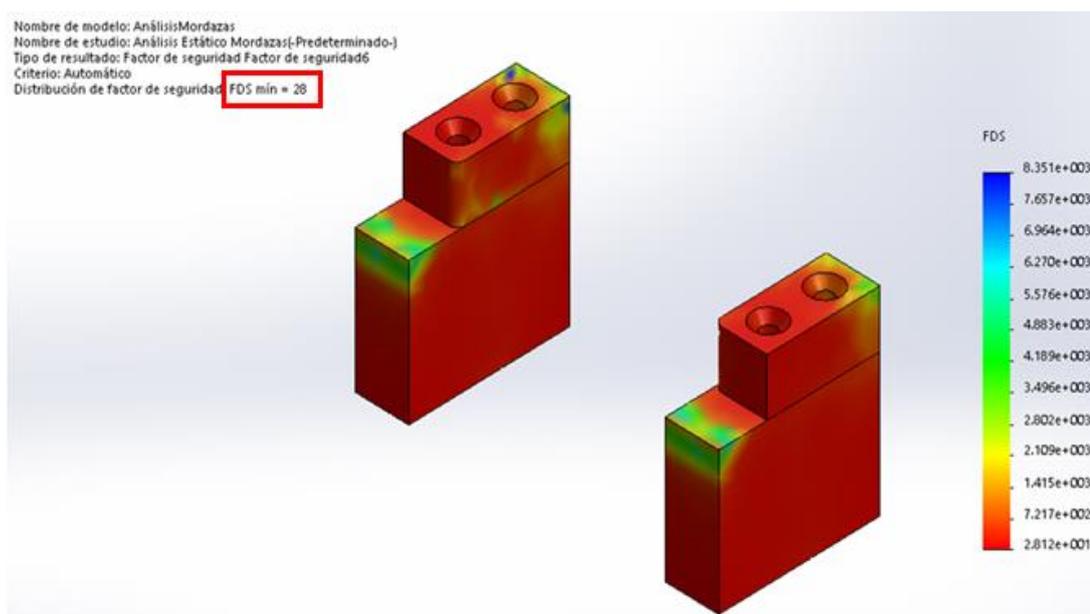
**Figura 102.** Condiciones para el análisis estático de las mordazas

En la figura 103 se observa el máximo valor de esfuerzo al que estarán sometidas las mordazas al momento del impacto.



**Figura 103.** Esfuerzos máximos mediante análisis estático

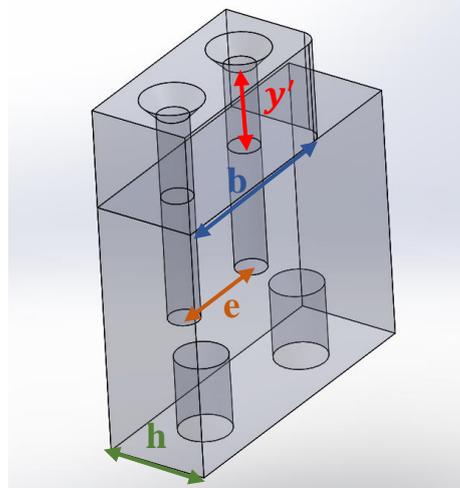
En la figura 104 se observa el factor de seguridad obtenido mediante análisis estático con software CAD de las mordazas.



**Figura 104.** Factor de seguridad mordazas mediante análisis estático

#### 4.1.12.3. Cálculo del diámetro de los pernos para las mordazas

Las mordazas están constituidas por dos elementos, la placa inferior y superior como se muestra en la figura 105.



**Figura 105.** Vista de las mordazas placa inferior y superior.

Estos dos componentes serán unidos mediante pernos, los cuales tendrán las siguientes características:

- Base:  $b = 42 \text{ mm} = 4,2 \text{ cm}$
- Espesor:  $h = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$
- Espaciamiento entre pernos:  $e = 21 \text{ mm} = 2,1 \text{ cm}$
- Espacio de la línea neutra a las fibras más externas:  $y' = 17 \text{ mm} = 1,7 \text{ cm}$

Se tiene la fuerza cortante,  $V = 1476,18 \text{ N} = 150,57 \text{ [Kg]}$ .

Se calcula el momento estático mediante la ecuación:

$$Q = A'y' \quad (4.234)$$

$$Q = (4,2 \times 2)(1,7) \quad (4.235)$$

$$Q = 14,28 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (4.236)$$

El momento de inercia es:

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{(4,2)(4,17)^3}{12} = 25,38 \text{ [cm}^4\text{]} \quad (4.237)$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{V Q}{I b} = \frac{(150,57 \text{ Kg})(14,28 \text{ cm}^3)}{(25,38 \text{ cm}^4)(4,2 \text{ cm})} = 20,17 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (4.238)$$

La fuerza cortante horizontal promedio:

$$V' = \tau \times A = \left( 20,17 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right) (4,2 \text{ cm} \times 2,1 \text{ cm}) = 177,9 \text{ [Kg]} \quad (4.239)$$

Si se considera el esfuerzo cortante admisible de cada perno se tiene:

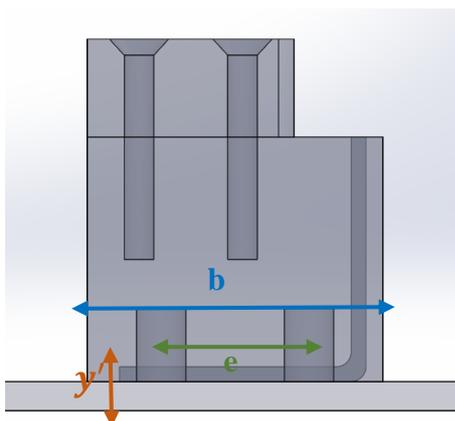
$$\tau_{perno} = \frac{\frac{V'}{2}}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (4.240)$$

$$d = \sqrt{\frac{2V'}{\pi \times \tau_{perno}}} = \sqrt{\frac{2(177,9 \text{ Kg})}{\pi \times (1000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2)}}} = 0,33 \text{ [cm]} = 3,33 \text{ [mm]} \quad (4.241)$$

Por lo tanto un perno M4 cumpliría con este dimensionamiento.

#### 4.1.12.4. Cálculo de los diámetros de los pernos para las mordazas y la placa base

Las mordazas serán empernadas a la placa base con las siguientes características como lo muestra la figura 106:



**Figura 106.** Vista de las mordazas y la placa base.

- Ancho:  $b = 60 \text{ mm} = 6 \text{ cm}$
- Espesor:  $h = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$
- Espaciamiento entre pernos:  $e = 30 \text{ mm} = 3 \text{ cm}$
- Espacio de la línea neutra a las fibras más externas:  $y' = 11 \text{ mm} = 1,1 \text{ cm}$

Se tiene la fuerza cortante:  $V = 1476,18 \text{ N} = 150,57 \text{ [Kg]}$

Se calcula el momento estático:

$$Q = A'y' \quad (4.242)$$

$$Q = (6 \times 2)(1,1) = 3,2 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (4.243)$$

El momento de inercia es:

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{(6)(3)^3}{12} = 13,5 \text{ [cm}^4\text{]} \quad (4.244)$$

El esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} = \frac{(150,57 \text{ Kg})(13,2 \text{ cm}^3)}{(13,5 \text{ cm}^4)(6 \text{ cm})} = 24,54 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (4.245)$$

La fuerza cortante horizontal promedio:

$$V' = \tau \times A = (24,54 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2})(6 \text{ cm} \times 3 \text{ cm}) = 441,67 \text{ [Kg]} \quad (4.246)$$

Si se considera el esfuerzo cortante admisible de cada perno se tiene:

$$\tau_{perno} = \frac{\frac{V'}{2}}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (4.247)$$

$$d = \sqrt{\frac{2V'}{\pi \times \tau_{perno}}} = \sqrt{\frac{2(441,67 \text{ Kg})}{\pi \times (1000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2)}}} = 0,53 \text{ [cm]} = 5,3 \text{ [mm]} \quad (4.248)$$

Por lo tanto un perno M6 cumpliría con este dimensionamiento.

### 4.1.13. Cálculo para la selección de poleas y bandas

#### 4.1.13.1. Potencia de diseño

Según [Budynas & Nisbett, 2012], la potencia de diseño se calcula mediante la ecuación (4.249).

$$P_d = f \times P_m \quad (4.249)$$

Donde:

$P_d$ : Potencia de diseño

f: Factor de servicio de sobrecarga = 1. Ver figura 107.

$P_m$ : Potencia motor [Hp] = 0.097 [Hp]

$$P_d = 1 \times 0.097 = 0.097 \text{ [Hp]} \quad (4.250)$$

CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MÁQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MÁQUINAS MOTRICES					
		Motores de Corriente Alterna con par de Arranque <i>Normal</i>			Motores de Corriente Alterna con par de Arranque <i>Elevado</i>		
		Horas de Servicio Diarias			Horas de Servicio Diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
Ligero	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrifugos. Transportadores de cinta para carga ligera. Ventiladores y bombas hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Mediano	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitatrices. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 Kw.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Pesado	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadores. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar madera. Maquinaria para cerámicas. Maquinaria para papeleras. Maquinaria Textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones. Transportadores de Tomillo.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Pesado	Grúas Montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras, etc). Maquinaria para caucho y plásticos.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

**Figura 107.** Factores de servicio.

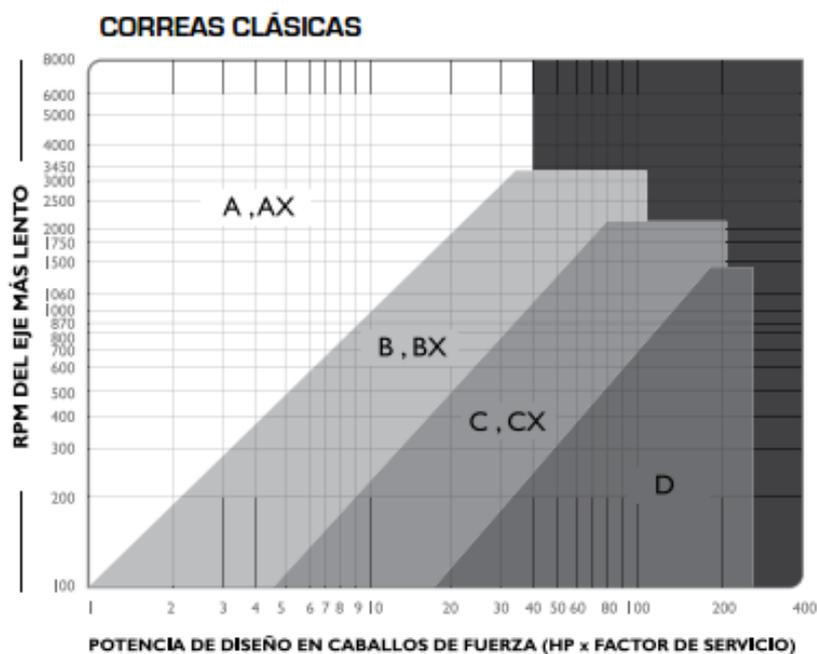
**Fuente:** [Mott, 2006]

#### 4.1.13.2. Cálculo del diámetro de las poleas

Parámetros conocidos para la transmisión por poleas y bandas:

- Potencia motor = 0.097 [Hp]
- Velocidad de subida del péndulo  $n = 5\text{rpm}$
- Distancia entre centros  $C = 250$  [mm]

De acuerdo a la figura 108 y los parámetros mencionados anteriormente, se debe seleccionar una banda trapezoidal de sección A.



**Figura 108.** Selección de bandas en V.

**Fuente:** [Intermec, 2017]

La relación de transmisión ( $i$ ) entre la polea conductora y la polea conducida es 1 por lo tanto:

$$i = \frac{D_p}{d_p} ; D_p = d_p \quad (4.251)$$

Donde:

$i$ : Relación de velocidades angulares: relación de diámetros

$D_p$ : Diámetro primitivo polea conductora

$d_p$ : Diámetro primitivo polea conductora

Entonces, el diámetro mínimo de la polea para una banda de sección A es el mostrado en la figura 109, se seleccionan dos poleas de:  $D_p = d_p = 100$  [mm].

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo [mm]	63	100	160	280	400

**Figura 109.** Diámetros mínimos para las bandas en V

**Fuente:** [Roflex, 2016]

La distancia entre centros  $C = 250$  [mm] debe cumplir la condición establecida en la ecuación (4.252).

$$C < 3(D_p + d_p) \quad (4.252)$$

$$C < 3(200) ; C < 600 \text{ [mm]} \quad (4.253)$$

#### 4.1.13.3. Determinación de la longitud de la banda

Según [Budynas & Nisbett, 2012], la longitud de paso (o efectiva) de la banda ( $L_p$ ) se determina mediante la ecuación (4.254).

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \quad (4.254)$$

$$L_p = 2(250) + \frac{\pi(200)}{2} = 814.16 \text{ [mm]} \quad (4.255)$$

Según [Martínez, P. & Preciado, F., 2011], para determinar el perímetro interior de la banda se utiliza la ecuación (4.256). En la tabla 29 se observa que para una banda de sección A el factor a utilizar es 1.3 [pulg] = 33.02 [mm]

**Tabla 29.**

*Cálculo longitud paso bandas*

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1,3	1,8	2,9	3,3	4,5

**Fuente:** [Budynas & Nisbett, 2012]

$$L_i = L_p - 33.02 = 814.16 - 33.02 = 781.14 \text{ [mm]} \quad (4.256)$$

Donde:

$L_i$ : Longitud interior de la banda

#### 4.1.13.4. Determinación del ángulo de contacto de la banda ( $\theta_s$ )

Según [Budynas & Nisbett, 2012], el ángulo de contacto se determina mediante la ecuación (4.257).

$$\theta_s = 2\cos^{-1}\left(\frac{D_p - d_p}{2C}\right) = 180^\circ \quad (4.257)$$

#### 4.1.13.5. Determinación del número de bandas

Según [Martínez, P. & Preciado, F., 2011], el proceso para determinar el número de bandas a utilizar para transmitir potencia es el siguiente:

$$H_r = \left[ C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(r - d)^2 - C_4 \log(r \times d) \right] (r \times d) + C_2 r \left( 1 - \frac{1}{K_A} \right) \quad (4.258)$$

Donde:

$H_r$ : Potencia nominal

$C_1$ : 0.8542 [Figura 110]

$C_2$ : 1.342 [Figura 110]

$C_3$ :  $2.436 \times 10^{-4}$  [Figura 110]

$C_4$ : 0.1703 [Figura 110]

Belt section	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$
Inch				
A	0.8542	1.342	$2.436 \times 10^{-4}$	0.1703
B	1.506	3.520	$4.193 \times 10^{-4}$	0.2931
C	2.786	9.788	$7.460 \times 10^{-4}$	0.5214
D	5.922	34.72	$1.522 \times 10^{-3}$	1.064
E	8.642	66.32	$2.192 \times 10^{-3}$	1.532

**Figura 110.** Constantes para selección de bandas en V

**Fuente:** [Avallone et al., 2007]

$r$ : Número de revoluciones/1000 =  $(5/1000) = 5 \times 10^{-3}$

$d$ : Diámetro de la polea menor en pulgadas = 5 [pulg]

$K_A$ : Factor de relación de velocidades = 1 [Figura 111]

<i>D/d</i> range	$K_A$	<i>D/d</i> range	$K_A$
1.00–1.01	1.0000	1.15–1.20	1.0586
1.02–1.04	1.0112	1.21–1.27	1.0711
1.05–1.07	1.0226	1.28–1.39	1.0840
1.08–1.10	1.0344	1.40–1.64	1.0972
1.11–1.14	1.0463	Over 1.64	1.1106

**Figura 111.** Factor  $K_A$

**Fuente:** [Avallone et al., 2007]

$$H_r = \left[ 0.8542 - \frac{1.342}{5} - 2.436 \times 10^{-4} (5 \times 10^{-3} - 5)^2 - 0.1703 \right. \\ \left. \times \log(5 \times 10^{-3} \times 5) \right] (5 \times 10^{-3} \times 5) + 0 \quad (4.259)$$

$$H_r = 0.021 \text{ [Hp]} \quad (4.260)$$

Esta capacidad se basa en un arco de contacto de  $180^\circ$  y una longitud media de banda. Por eso debe corregirse utilizando la ecuación (4.261), con  $\theta = 180^\circ$  se determina el valor de  $K_1$  y el valor de  $K_2$  para el tipo de banda seleccionada (sección A).

$$H_r' = K_1 \times K_2 \times H_r \quad (4.261)$$

Donde:

$H_r'$ : Potencia corregida

$K_1$ : 1 [Figura 112]

Arc of contact, deg	140	160	180	200	220
Factor $K$	0.82	0.93	1.00	1.06	1.12

**Figura 112.** Factor  $K_1$

**Fuente:** [Avallone et al., 2007]

$K_2$ : 0.82 Interpolando [Figura 113]

$L_z$	Cross section				
	A	B	C	D	E
26	0.78				
31	0.82				
35	0.85	0.80			
38	0.87	0.82			
42	0.89	0.84			
46	0.91	0.86			
51	0.93	0.88	0.80		
55	0.95	0.89			
60	0.97	0.91	0.83		
68	1.00	0.94	0.85		
75	1.02	0.96	0.87		
80	1.04				
81		0.98	0.89		
85	1.05	0.99	0.90		
90	1.07	1.00	0.91		
96	1.08		0.92		
97		1.02			
105	1.10	1.03	0.94		
112	1.12	1.05	0.95		
120	1.13	1.06	0.96	0.88	
128	1.15	1.08	0.98	0.89	
144		1.10	1.00	0.91	
158		1.12	1.02	0.93	
173		1.14	1.04	0.94	
180		1.15	1.05	0.95	0.92
195		1.17	1.06	0.96	0.93
210		1.18	1.07	0.98	0.95
240		1.22	1.10	1.00	0.97
270		1.24	1.13	1.02	0.99
300		1.27	1.15	1.04	1.01
330			1.17	1.06	1.03
360			1.18	1.07	1.04
390			1.20	1.09	1.06
420			1.21	1.10	1.07
480				1.13	1.09
540				1.15	1.11
600				1.17	1.13
660				1.18	1.15

**Figura 113.** Factor  $\kappa_2$

**Fuente:** [Avallone et al., 2007]

$$H_r' = 1 \times 0.82 \times 0.021 = 0.017 \text{ [Hp/banda]} \quad (4.262)$$

Entonces el número de bandas se determina mediante la condición expuesta en la ecuación (4.263).

$$\#_{\text{bandas}} = \frac{P_{\text{transmitida}}}{H_r'} \quad (4.263)$$

$$\#_{\text{bandas}} = \frac{0.006}{0.017} = 0.35 \approx 1 \text{ [bandas]} \quad (4.264)$$

Por lo tanto se escoge una banda A29 cuya longitud de paso (o efectiva) es ( $L_p = 795.02$  [mm]) como se muestra en la figura 114.

## Super II® V-Belt (continued)

Part No.	Outside Length (inches)	Metric No.	Wt. (lbs.)	Stock/Non-Stock	Std. Pack	Pack Weight (lbs.)
A Section Recommended Pulleys: OD Type (BQ)						
*A19	21.3	13R535	0.1	N	5	0.5
*A20	22.3	13R560	0.1	N	5	0.5
A21	23.3	13C585	0.1	S	5	0.5
A22	24.3	13C610	0.1	S	5	0.5
A23	25.3	13C635	0.2	N	5	1.0
A24	26.3	13C665	0.2	S	5	1.0
*A25	27.3	—	0.2	N	5	1.0
A26	28.3	13C710	0.2	S	5	1.0
A27	29.3	13C750	0.2	N	5	1.0
A28	30.3	13C785	0.2	S	5	1.0
A29	31.3	13C800	0.2	S	5	1.0
A30	32.3	13C815	0.2	S	5	1.0
A31	33.3	13C850	0.2	S	5	1.0
A32	34.3	13C865	0.2	S	5	1.0
A33	35.3	13C900	0.2	S	5	1.0
A34	36.3	13C915	0.2	S	5	1.0
A35	37.3	13C950	0.2	S	5	1.0
A36	38.3	13C965	0.2	S	5	1.0
A37	39.3	13C1000	0.2	S	5	1.0
A38	40.3	13C1020	0.2	S	5	1.0
A39	41.3	13C1045	0.3	S	5	1.5
A40	42.3	13C1075	0.3	S	5	1.5
A41	43.3	13C1095	0.3	S	5	1.5
A42	44.3	13C1120	0.3	S	5	1.5
A43	45.3	13C1150	0.3	S	5	1.5
A44	46.3	13C1170	0.3	S	5	1.5
A45	47.3	13C1195	0.3	S	5	1.5
A46	48.3	13C1230	0.3	S	5	1.5
A47	49.3	13C1245	0.3	S	5	1.5
A48	50.3	13C1270	0.3	S	5	1.5
A49	51.3	13C1300	0.3	S	5	1.5
A50	52.3	13C1325	0.3	S	5	1.5
B Section Recommended Pulleys: OD Type (BQ)						
A82	84.3	13C2140	0.5	—	5	2.5
A83	85.3	13C2160	0.5	—	5	2.5
A84	86.3	13C2190	0.5	—	5	2.5
A85	87.3	13C2220	0.5	N	5	2.5
A86	88.3	13C2240	0.6	—	5	3.0
A87	89.3	13C2260	0.6	—	5	3.0
A88	90.3	13C2290	0.6	—	5	3.0
A89	91.3	13C2310	0.6	—	5	3.0
A90	92.3	13C2350	0.6	S	5	3.0
A91	93.3	13C2360	0.6	—	5	3.0
A92	94.3	13C2390	0.6	—	5	3.0
A93	95.3	13C2420	0.6	—	5	3.0
A94	96.3	13C2440	0.6	—	5	3.0
A95	97.3	13C2470	0.6	—	5	3.0
A96	98.3	13C2500	0.6	N	5	3.0
A97	99.3	13C2520	0.6	—	5	3.0
A98	100.3	13C2540	0.6	—	5	3.0
A100	102.3	13C2600	0.6	N	5	3.0
A103	105.3	13C2670	0.7	—	5	3.5
A105	107.3	13C2730	0.7	N	5	3.5
A110	112.3	13C2850	0.7	N	5	3.5
A112	114.3	13C2910	0.7	N	5	3.5
A120	122.3	13C3110	0.8	N	5	4.0
A128	130.3	13C3310	0.8	—	5	4.0
A136	138.3	13C3510	0.9	—	5	4.5
A144	146.3	13C3710	1.0	—	5	5.0
A158	160.3	13C4070	1.1	—	5	5.5
*A173	175.3	13C4450	1.2	—	5	6.0
*A180	182.3	13C4620	1.3	—	5	6.5

Figura 114. Especificaciones Bandas en V

Fuente: [Carlisle, 2016]

Según [Budynas & Nisbett, 2012], la distancia entre centros corregida está dada por la ecuación (4.265):

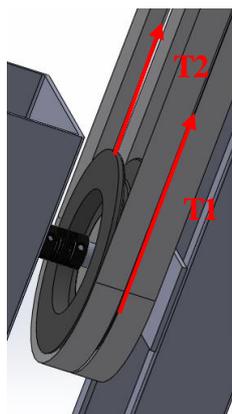
$$C = 0.25 \left\{ \left[ L_p - \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) \right] + \sqrt{\left[ L_p - \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) \right]^2 - 2(D_p - d_p)^2} \right\} \quad (4.265)$$

$$C = 0.25 \left\{ 2 \left[ 795.02 - \frac{\pi}{2} (100 + 100) \right] \right\} \quad (4.266)$$

$$C = 240.43 \text{ [mm]} \quad (4.267)$$

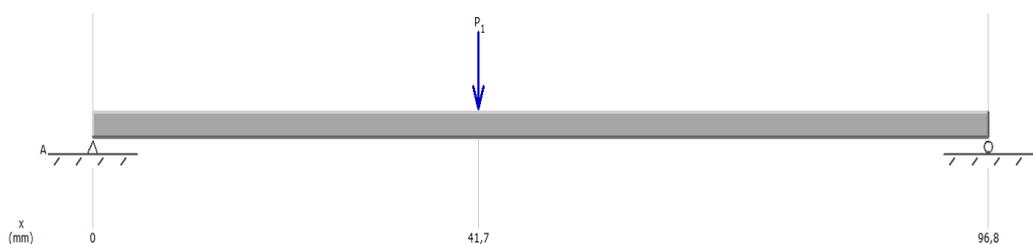
### 4.1.14. Cálculo del eje para las poleas.

El motor tendrá un sistema de transmisión de movimiento mediante poleas, las cuales estarán sujetas a un eje de acero AISI 1018 de 15,88 mm de diámetro. El esquema del eje polea se muestra a continuación en la figura 115.



**Figura 115.** Sistema eje polea

Suponiendo apoyos simples en el eje, el DCL de este queda como el de la figura 116:



**Figura 116.** DCL sistema de eje polea

En donde  $P1 = T1 + T2$ , la tensión nominal de la correa del compresor utilizada es de 15[kgf], como se muestra en la figura 117, por lo tanto  $P1 = 30[\text{kgf}] = 294[\text{N}]$ .

### ESPECIFICACIONES DEL COMPRESOR

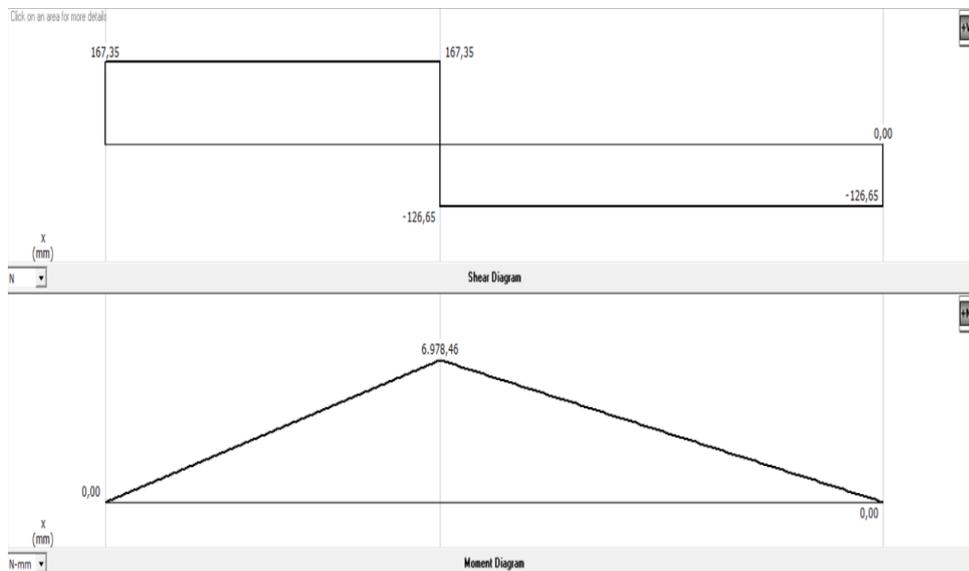
#### 6.1 Tensión de la Correa

Canal	Tensión, lb (kgf)
A	121 ± 5 (55 ± 2)
B	132 ± 5 (60 ± 2)
C	132 ± 5 (60 ± 2)
M	132 ± 5 (60 ± 2)
PV4	132 ± 5 (60 ± 2)
PV6	198 ± 5 (90 ± 2)

(Tensión de la Poly V basada en 33 lb (15kgf), por canal).

**Figura 117.** Especificaciones tensión de la correa del compresor

Entonces el diagrama de fuerza cortante  $V$  y momento flector  $M$ , están dados por la figura 118:



**Figura 118.** Diagramas fuerza cortante y momento flector del sistema eje polea

Se tiene entonces la fuerza cortante máxima  $V = 167,35 [N]$  y el momento flector  $M_{max} = 6978,46 [N \cdot mm]$ . Con los datos obtenidos podemos realizar el análisis de eje sometido a esfuerzos combinados de flexión y torsión.

#### 4.1.14.1. Cálculo del eje sometido a esfuerzo normal por flexión:

La ecuación general indica:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (4.268)$$

Donde:

$\sigma$ : Esfuerzo normal por flexión

$M$ : Momento flector máximo

$I$ : Inercia del eje

Como se trata de un eje de sección circular sólida de diámetro  $d=15,88$  mm, se tiene entonces:

$$\sigma = \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \quad (4.269)$$

$$\sigma = \frac{32(6978,46 [N \cdot mm])}{\pi(15,88[mm])^3} \quad (4.270)$$

$$\sigma = 17,75 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \quad (4.271)$$

#### 4.1.14.2. Cálculo del esfuerzo cortante producido por la fuerza cortante:

La ecuación general indica:

$$\tau_{(V)} = \frac{VQ}{Ib} \quad (4.272)$$

Y para un eje de sección circular se tiene:

$$\tau_{(V)} = \frac{4V}{3A} \quad (4.273)$$

Donde:

$\tau_{(V)}$ : Esfuerzo cortante por la fuerza cortante

$V$ : Fuerza cortante máxima

$A$ : área de la sección circular

Al reemplazar los datos obtenemos por lo tanto:

$$\tau_{(V)} = \frac{4(167,35 [N])}{3\left(\frac{\pi(15,88[mm])^2}{4}\right)} \quad (4.274)$$

$$\tau_{(V)} = 1,13 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \quad (4.275)$$

#### 4.1.14.3. Cálculo del eje sometido a esfuerzo cortante por torsión:

La ecuación general indica:

$$\tau_{(T)} = \frac{Tr}{J} \quad (4.276)$$

Donde:

$\tau_{(T)}$ : Esfuerzo cortante por torsión

$T$ : Momento torsor máximo

$J$ : Inercia polar del eje

Como se trata de un eje de sección circunferencial sólida de diámetro  $d=14\text{mm}$ , se tiene entonces:

$$\tau_{(T)} = \frac{16T_{max}}{\pi d^3} \quad (4.277)$$

$$\tau_{(T)} = \frac{16(167,35 [N] \times 15,88[mm])}{\pi(15,88[mm])^3} \quad (4.278)$$

$$\tau_{(T)} = 3,38 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \quad (4.279)$$

A continuación se suman los esfuerzos cortantes  $\tau$  debido a la torsión y a la fuerza cortante:

$$\tau = \tau_{(V)} + \tau_{(T)} \quad (4.280)$$

$$\tau = 1,13 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] + 3,38 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \quad (4.281)$$

$$\tau = 4,51 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \quad (4.282)$$

Mediante la ecuación de Von Misses podemos obtener el factor de seguridad del eje:

$$n = \frac{S_y}{\sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau)^2}} \quad (4.283)$$

$$n = \frac{220 \times 10^6 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]}{\sqrt{\left(17,75 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \right)^2 + 3 \left( 4,51 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \right)^2}} = 11,34 \quad (4.284)$$

#### 4.1.14.4. Diseño del eje a fatiga

##### a) Esfuerzos fluctuantes

Conocido el valor del diámetro del eje se puede calcular el esfuerzo normal máximo.

$$\sigma_f = \frac{32 \times 6,97}{\pi(0,01588)^3} = 17,75 [GPa] \quad (4.285)$$

##### b) Resistencia a la fatiga

De acuerdo a la ecuación de Marín (4.71) para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga ( $Se$ ) se tiene:

$$Se' = 0,5 \times S_{ut} = 0,5 \times 440 \times 10^6 \quad (4.286)$$

$$S_e' = 220 \text{ [MPa]} \quad (4.287)$$

**Cálculo de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:**

**Ka:** Acabado superficial: Con un valor de resistencia última de 440MPa y una superficie maquinada se tiene:

$$k_a = a \times (S_{ut})^b = 4.51 \times (440)^{-0.265} = 0.90 \quad (4.288)$$

**Kb:** Factor de tamaño: Como el diámetro seleccionado del eje es de 15.88 [mm] equivalente a 0.625 [in], aplicando la ecuación correspondiente se tiene:

$$k_b = 0.879 \times (d)^{-0.107} = 0.879 \times (0.625)^{-0.107} = 0.92 \quad (4.289)$$

**Kc:** Factor de carga: para una carga de flexión y torsión se tiene:

$$k_c = 0,923 \quad (4.290)$$

**Kd:** Factor de temperatura: Como el equipo va a trabajar en factores ambientales normales aplicando la ecuación se tiene:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1 \quad (4.291)$$

**Ke:** Factor de Confiabilidad: Se considera una confiabilidad del 99%.

$$K_e = 0.814 \quad (4.292)$$

**Kf:** Factor por concentración de esfuerzos, para este caso es 1.

$$k_f = 1 \quad (4.293)$$

Entonces:

$$S_e = 220 \times 0.92 \times 0.923 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 1 = 152.07 \text{ [MPa]} \quad (4.294)$$

**c) Esfuerzos medios y alternantes**

Los esfuerzos fluctuantes máximos y mínimos son:

$$\sigma_{\max} = 17.75 \text{ [MPa]} = : \sigma_{\min} = -17.75 \text{ [MPa]} \quad (4.295)$$

Empleando la ecuación del esfuerzo medio y alternante se tiene:

$$\sigma_m = 0 \text{ [MPa]} \quad (4.296)$$

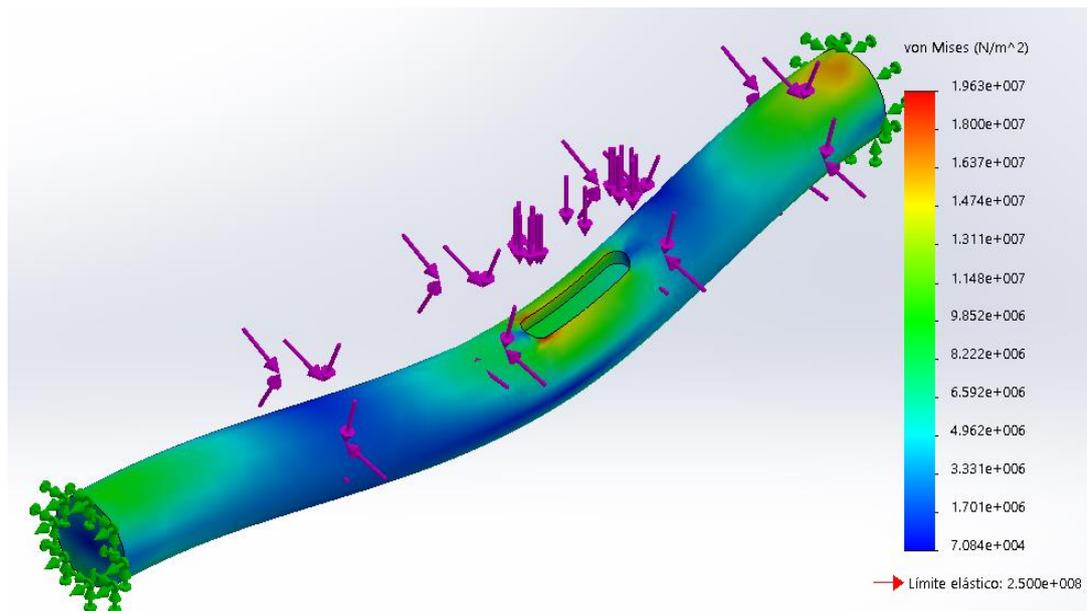
$$\sigma_a = 17.75 \text{ [MPa]} \quad (4.297)$$

Para comprobar que la elección de diámetro de 15.88 [mm] no fallará a fatiga, se utiliza la teoría de falla de la recta de Soderberg mediante la ecuación (4.87) y se obtiene un factor de seguridad de 8,57.

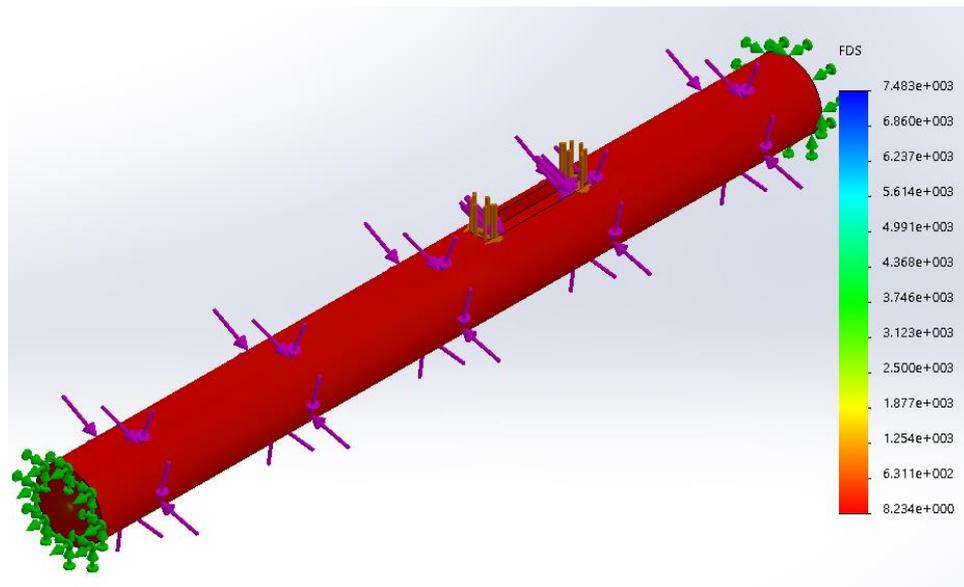
$$\frac{0}{220 \times 10^6} + \frac{17.75 \times 10^6}{152.07 \times 10^6} = \frac{1}{n} \quad (4.298)$$

$$n = 8,57 \quad (4.299)$$

Mediante el análisis estático del eje realizado con la ayuda de software CAD se comprueban los resultados calculados, en la figura 119 se muestra el valor del esfuerzo máximo que se produce en el eje (19.63 [MPa]) y en la figura 120 se muestra un valor de 8.234 correspondiente al factor de seguridad.



**Figura 119.** Simulación esfuerzo máximo del eje polea.

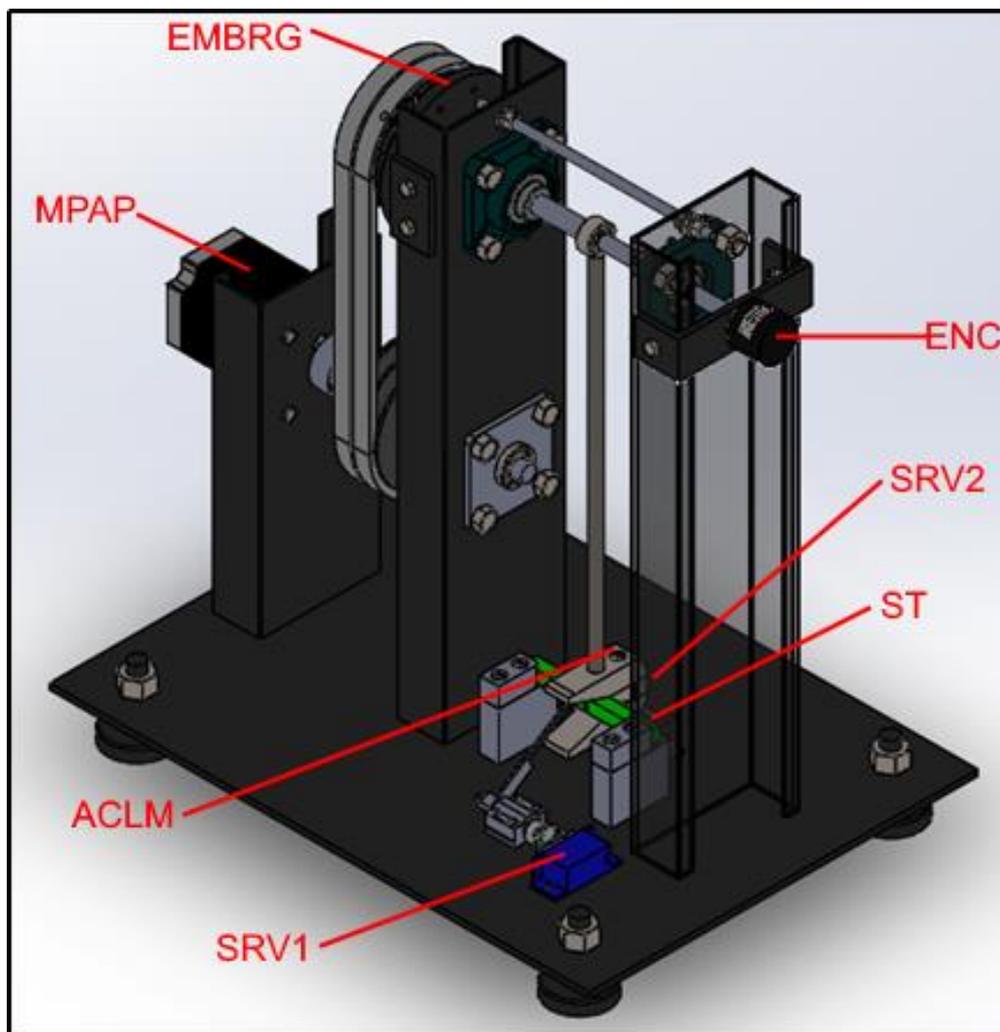


**Figura 120.** Factor de seguridad simulación del eje polea.

Con el factor de seguridad obtenido de 8.234 podemos concluir que el eje para la polea seleccionado es el correcto y que no fallará a flexión o torsión en el momento de poner en marcha la máquina.

## 4.2. Diseño de automatización

El número de actuadores y sensores a utilizar en la máquina fueron escogidos de acuerdo al requerimiento inicial del usuario y al costo de fabricación final. En la figura 121 se indican los sensores y su posicionamiento dentro del péndulo Charpy.



**Figura 121.** Ubicación sensores y actuadores.

Conocidos los sensores a utilizar y los actuadores del péndulo Charpy, en la tabla 30 se describen las funciones a cumplir de cada uno de ellos y su respectiva nomenclatura. Se tienen en total tres sensores y cuatro actuadores que serán controlados por el Arduino.

**Tabla 30.**  
*Descripción de sensores y actuadores.*

<b>SENSOR</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>ACTUADOR</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
<b>ENC</b>	Encóder incremental rotativo que permite obtener la posición inicial y final del martillo.	<b>MPAP</b>	Motor a pasos que realiza el posicionamiento del martillo.
<b>ST</b>	Sensor de Temperatura que permite obtener la temperatura de la probeta antes del ensayo.	<b>EMBRG</b>	Embrague electromagnético utilizado para acople y caída libre del martillo.
<b>ACLM</b>	Acelerómetro que permite obtener las componentes de aceleración en cada instante del ensayo y calcular la fuerza de impacto.	<b>SRV1</b>	Servomotor 1 para verificar la posición de la probeta.
		<b>SRV2</b>	Servomotor 2 para ubicar el sensor de temperatura (ST).

#### 4.2.1. Selección del motor para el sistema de elevación del péndulo

El componente principal para sistema de elevación del péndulo es un motor a pasos, debido a que presenta las siguientes características:

- Se los puede arrancar y detener en un instante en posiciones controladas.
- Su mayor capacidad de torque se produce a baja velocidad.

##### 4.2.1.1. Torque y potencia del motor

Para el cálculo de los parámetros de desempeño del motor se tienen como datos: la velocidad tangencial  $\left(3,46 \left[\frac{m}{s}\right]\right)$  y el radio de giro  $(0,32 [m])$ ; dado por la distancia del centro de rotación al centro de gravedad. La velocidad angular viene dada por la ecuación (4.300):

$$\omega = \frac{V}{r} \quad (4.300)$$

Reemplazando los datos se tiene:

$$\omega = \frac{3,46}{0,32} = 10.81 \text{ [rad/s]} \quad (4.301)$$

La velocidad angular es:

$$\omega = 103,23 \text{ [rpm]} \quad (4.302)$$

Para el cálculo del torque necesario se utiliza la ecuación (4.303)

$$T = \sum I \times \alpha \quad (4.303)$$

Donde:

T: Torque

I: Momento de inercia

$\alpha$ : Aceleración angular

La aceleración angular del péndulo está dada por la ecuación (4.191):

$$\alpha = \frac{a_t}{r} = \frac{9.8}{0.32} = 30.63 \left[ \frac{rad}{s^2} \right] \quad (4.304)$$

Utilizando los valores de inercia del péndulo calculado en el ítem 4.1.7. ( $0.112 \text{ [kgm}^2\text{]}$ ) y aceleración angular ( $30.63 \left[ \frac{rad}{s^2} \right]$ ) se tiene el torque necesario para levantar el péndulo como se observa en la ecuación:

$$T = 0.112 \times 30.63 = 3.43 \text{ [Nm]} \quad (4.305)$$

Para el cálculo de la potencia del motor se toma en cuenta:

- Torque requerido 3.43 [Nm]
- Velocidad de subida del péndulo 5 [rpm]
- Eficiencia del motor a pasos, no existen datos específicos que determinen este parámetro, aplicando un criterio conservador se establece una eficiencia del 80%.

$$P_{ent} = \frac{T \times n}{9550 \times \eta_m} \text{ [KW]} \quad (4.306)$$

$$P_{ent} = \frac{3.43 \times 5}{9550 \times 0.8} = 0.0022 \text{ [KW]} = 0.003 \text{ [Hp]} \quad (4.307)$$

Para la potencia del motor requerida, se debe tomar en cuenta: el Factor de Servicio, el tipo de transmisión de potencia y la eficiencia del embrague.

- El factor de servicio ( $f_s$ ) es 1.25 considerando un tipo de carga media y 10 horas al día de trabajo (Figura 122).

FACTORES DE SERVICIO				
TIPO DE MOTOR QUE ACCIONA EL REDUCTOR	HORAS / DIA	TIPO DE CARGA		
		UNIFORME	MEDIA	CON CHOQUES
MOTOR ELECTRICO ENTRADA CONSTANTE	2	0.9	1.1	1.5
	10	1.0	1.25	2.75
	24	1.25	1.50	2.00
MEDIANAMENTE IMPULSIVA	2	1.0	1.35	1.75
	10	1.25	1.50	2.00
	24	1.50	1.75	2.50

**Figura 122.** Especificaciones Bandas en V

**Fuente:** [Carlisle, 2016]

- En la figura 123 se muestra las eficiencias de los diferentes métodos para transmitir potencia, para bandas y poleas se tiene una eficiencia del 95%.

$$\eta_{Banda} = 95\%$$

$$\eta_{Engranajes\ Helicoidales} = 97\%$$

$$\eta_{Engranajes\ rectos} = 97\%$$

$$\eta_{Cadena} = 96\%$$

**Figura 123.** Eficiencia de transmisión de potencia.

**Fuente:** [Martínez & Preciado, 2011]

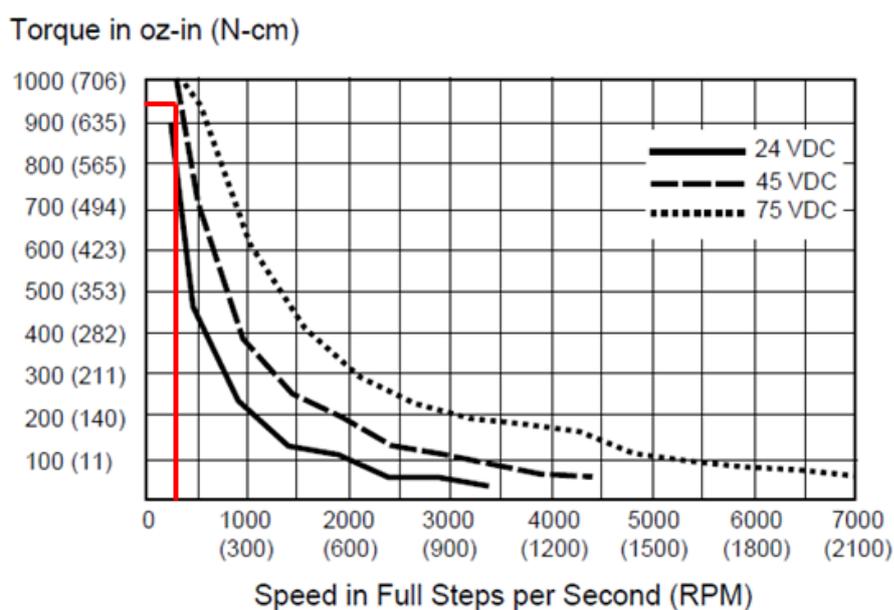
- La eficiencia para el mecanismo de embrague según [Rubio & Yuquilema, 2012] es del 70%. Por lo tanto la potencia requerida para el motor está dada por la ecuación (4.308):

$$P_1 = f_s \times \frac{P_{ent}}{n_{Banda} \times n_{embrague}} \quad (4.308)$$

$$P_1 = 1.25 \times \frac{0.003}{0.95 \times 0.7} = 0.006 \text{ [Hp]} \quad (4.309)$$

Según el cálculo del torque realizado se debe seleccionar un motor a pasos de torque igual o mayor a 3.43 [Nm] y se dispone de un motor a pasos NEMA 34 bipolar de 6.5 [Nm]. Se procede a calcular la potencia del motor, debido a que no es un dato que especifique el fabricante en el datasheet.

En la figura 124 se muestra la curva Torque vs. RPM para un motor a pasos Nema 34, tomada de la web del fabricante, de donde se puede observar que para un torque de 6.5 [Nm] con 45 [VDC] de alimentación se tienen como máximo 80 [rpm].



**Figura 124.** Gráfica Torque Vs Velocidad del MPAP.  
**Fuente:** [Datasheet Motor a pasos Nema 34, 2017]

La frecuencia (f) se obtiene mediante la ecuación (4.310)

$$n = \frac{60 \times f}{Z} \quad (4.310)$$

Donde:

n: Revoluciones por minuto del motor

Z: Pasos por vuelta (200)

$$f = \frac{Z \times n}{60} = \frac{200 \times 80}{60} = 266.67 \text{ [Hz]} \quad (4.311)$$

Se calcula la potencia mecánica del motor mediante la ecuación (4.312).

$$P_{\text{mec}} = \frac{2\pi \times T \times n}{60} \quad (4.312)$$

$$P_{\text{mec}} = \frac{2\pi \times 6.5 \times 80}{60} = 54.45 \text{ [W]} \quad (4.313)$$

Considerando un rendimiento del motor del 80%, la potencia eléctrica del motor se calcula mediante la ecuación (4.314).

$$P_{\text{elec}} = \frac{P_{\text{mec}}}{0.80} \quad (4.314)$$

$$P_{\text{elec}} = \frac{54.45}{0.80} = 68.06 \text{ [W]} = 0.091 \text{ [Hp]} \quad (4.315)$$

Por la tanto el motor seleccionado es un motor a pasos PHB86S98-80 que cumple con los requerimientos para la elevación del martillo y presenta las características mostradas en las figuras 125 y 126.

### PHB86S Series

NEMA 34

1.8°

Step Angle	1.8°
Step Angle Accuracy	±5% (full step, no load)
Resistance Accuracy	±10%
Inductance Accuracy	±20%
Temperature Rise	80 °C Max.(rated current, 2 phase on)
Ambient Temperature	-10 °C ~ +50 °C
Insulation Resistance	100 MΩ Min., 500VDC
Dielectric Strength	820VAC, 1s, 3mA
Shaft Radial Play	0.02 Max. (450 g-load)
Shaft Axial Play	0.08 Max. (450 g-load)

**Figura 125.** Características técnicas del motor a pasos.

**Fuente:** [Primopal, 2017]

### Specifications

Model	Current	Resistance	Inductance	Holding Torque	Bi/Unipolar	Detent Torque	Rotor Inertia	Weight	Length
	A/∅	Ω/∅	mH/∅	N.cm	# of Leads	N.cm	kg.cm <sup>2</sup>	kg	mm
PHB86S98-802	5.6	0.5	4.1	650	Bi-P (8)	9.5	1.55	3.0	98
	2.8	2.0	12.4	650	Bi-S (8)				
	4.0	1.0	4.1	490	Uni (8)				

**Figura 126.** Especificaciones eléctricas del MPAP.

**Fuente:** [Primopal, 2017]

#### 4.2.2. Selección del embrague electromagnético

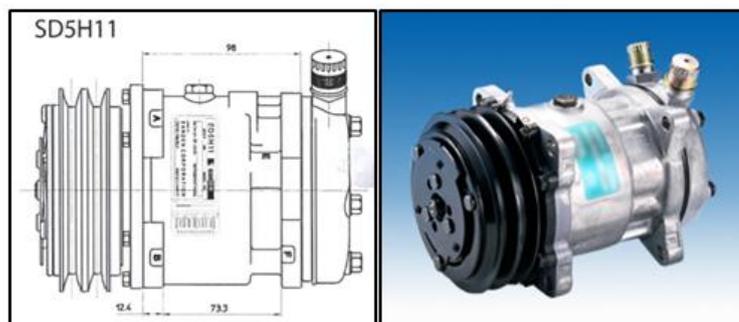
El embrague electromagnético será usado para el acople y liberación del martillo. Debido a que la masa de 0.9 Kg correspondiente al martillo es relativamente pequeña, se seleccionó uno de los modelos de embragues de aire acondicionado más sencillos en el mercado. Las especificaciones técnicas del embrague SANDEN SD5H11 se pueden ver en la figura 127.

VOLTAGE	CLUTCH				CYLINDER HEAD	MOUNTING	OIL		COMPRESSOR MODEL	REMARKS
	GROOVE	DIAMETER	GAUGE LINE	TERMINAL			TYPE	CC		
DC12	A2	125	44.25	AMP42098-2 / AMP180916-0	C	EAR	SP20	185	6332	
DC12	A2	125	44.25	AMP 60793-1	BC	EAR	SP20	135	6320	
DC12	A2	125	44.25	AMP 60793-1	FL	EAR	SP20	135	6333	
DC12	A2	125	44.25	CF250MEC	FL	EAR	SP20	135	6321	
DC12	A2	125	44.25	AMP 60793-1	K	EAR	SP20	135	6334	
DC12	PV6	119	46.55	AMP 60793-1	FL	EAR	SP20	135	6323	
DC12	PV6	119	46.55	AMP 60793-1	K	EAR	SP20	135	6322	
DC12	PV8	119	46.55	AMP 60793-1	FL	EAR	SP20	135	6328	
DC12	PV8	119	46.55	AMP 60793-1	K	EAR	SP20	135	6358	

**Figura 127.** Especificaciones del embrague.

**Fuente:** [SANDEN SD, 2017]

Para la transmisión de movimiento se seleccionó el modelo de compresor con polea tipo A de 12VDC y 3.5 A como se muestra en la figura 128.



**Figura 128.** Embrague SD5H11.

**Fuente:** [SANDEN SD, 2017]

#### 4.2.3. Instrumentación del péndulo

El ensayo de Charpy para polímeros permitirá obtener la velocidad de impacto, fuerza de impacto, energía de rotura neta y la resistencia al impacto del material a prueba. Para ello se seleccionaron los siguientes instrumentos de medición:

#### 4.2.3.1. Encóder incremental rotativo MCT38A

Un encóder incremental determina el ángulo de posición por medio de realizar cuentas incrementales. Esto quiere decir que el encóder incremental provee una posición estratégica desde donde siempre comenzará la cuenta. La posición actual del encóder es incremental cuando es comparada con la última posición registrada por el sensor. Este instrumento de la figura 129 nos permitirá medir la posición angular inicial ( $\theta_1$ ) y final del martillo ( $\theta_2$ ), lo que posteriormente se traducirá en la velocidad y energías del ensayo.



**Figura 129.** Encóder incremental MCT38A.

**Fuente:** [Maxwell, 2017]

Las especificaciones del encóder seleccionado se muestran en la figura 130.

Ratings and Specifications	
Power supply:	8-30 VDC
Resolution:	300/360/400/600 ppr
Current consumption:	100mA(Load disconnected)
Load current:	50mA maximum per channel
Output type:	NPN/PNP open collector/Complementary/Voltage/Line Driver/Push-Pull(HTL with reverse signal)
Frequency:	100K HZ Frequency=RPM*Resolution/60
Maximum permissible speed:	4000 rpm
Shaft loading radial:	10N
Shaft loading thrust:	20N
Weight:	Approx 0.2KG
Protection level:	IP50
Temperature:	operation(-10°C~+70°C), storage(-30°C~+85°C)
Vibration resistance:	50m/s, 10-65 HZ, 1 mm double amplitude for 2 hours each in X, Y, and Z directions
Shock resistance:	980m/s, 6m/s 2 times each in X, Y, and Z directions
Starting torque:	1 x 10 <sup>-3</sup> N.m Maximum

**Figura 130.** Especificaciones técnicas del encóder MCT38A.

**Fuente:** [Maxwell, 2017]

La velocidad se calculará de la siguiente manera:

$$v = \sqrt{2 \times g \times h(\theta)} \quad (4.316)$$

Donde:

$v$ : Velocidad

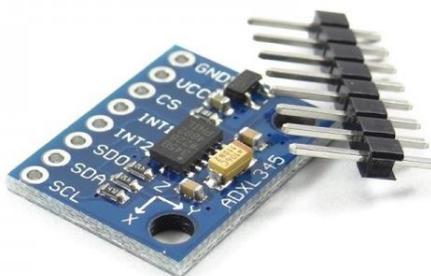
$g$ : Gravedad

$h(\theta)$ : Altura en función de la posición angular.

#### 4.2.3.2. Acelerómetro ADXL35

El ADXL345 mide la aceleración dinámica resultante del movimiento o choque y con un grado de choque de 10.000-g, tienen una resolución de 4-mili-g en todas gamas g, detección de un solo pulso y de doble pulso, detección de actividad y de inactividad, detección de caída libre y niveles de umbral programables por el usuario, también incluye interfaces digitales I2C y SPI (interfaz periférico serial) de 3 y 4 cables y un rango de voltaje de 1.8V a 3.6V.

El sensor de movimiento ADXL345 de la figura 131 incorpora un bloque de memoria FIFO (first-in/first-out) en un chip que almacena hasta 32 conjuntos de muestra de datos X, Y y Z que nos permitirá obtener los valores de las aceleraciones en cada eje.



**Figura 131.** Acelerómetro ADXL345.

**Fuente:** [Luis Llamas, 2017]

La aceleración total será calculada de la siguiente manera:

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (4.317)$$

Donde

$a$ : Módulo de la aceleración

$a_x$ : Componente x de la aceleración

$a_y$ : Componente y de la aceleración

$a_z$ : Componente z de la aceleración

Y por lo tanto la fuerza de impacto será:

$$F = m \times a \quad (4.318)$$

$$F = m \times \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (4.319)$$

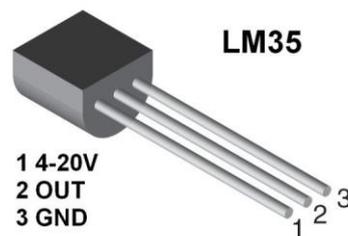
Donde

$F$ : Fuerza de impacto

$m$ : Masa del martillo

#### 4.2.3.3. Sensor de temperatura LM35

El LM35 es un sensor de temperatura analógico, con una precisión calibrada de 1°C. No necesita circuitería externa ni ajustes de calibración para funcionar, su rango de medición abarca desde -55°C hasta 150°C. La salida es lineal y cada grado centígrado equivale a 10mV, el empaquetado de este sensor es through-hole TO-92, como se muestra en la figura 132.



**Figura 132.** Sensor de temperatura LM35.

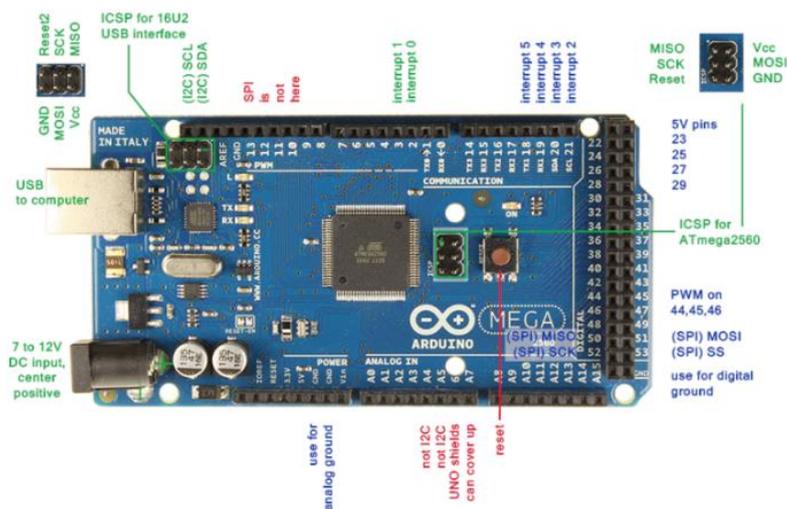
**Fuente:** [Electrotec, 2017]

Es ideal para varias aplicaciones ya que consume menos de 60 [mA] de corriente.

## 4.2.4. Sistema de control

### 4.2.4.1. Microcontrolador

Para realizar la programación se seleccionó una tarjeta Arduino Mega mostrada en la figura 133 con un microcontrolador modelo Atmega 2560, la cual es compatible con los elementos utilizados en el equipo como son los sensores y la pantalla táctil, sus características se muestran en la tabla 31.



**Figura 133.** Arduino MEGA 2560.

**Fuente:** [Readingrat, 2017]

**Tabla 31.**  
*Características Arduino MEGA 2560.*

Arduino MEGA: Características	
Pines digitales	54 Entrada/Salida (16 PWM)
Entradas analógicas	16
Conexión	USB
Botón de reset	
Voltaje de operación	5 [V]
Voltaje de entrada	7 - 12 [V]
Corriente DC p/c pin entrada/salida	40 [mA]
Memoria Flash	256 [KB]
SRAM	8 [KB]
EEPROM	4 [KB]
Clock Speed	16 [MHz]

#### 4.2.4.2. Programación microcontrolador

En la tarjeta Arduino se programa todo el funcionamiento del péndulo charpy mediante el software de uso libre Arduino (IDE) y se encuentra conectado con la pantalla táctil mediante comunicación serial. La lógica de programación se puede observar en la figura 134, 135 y 136.

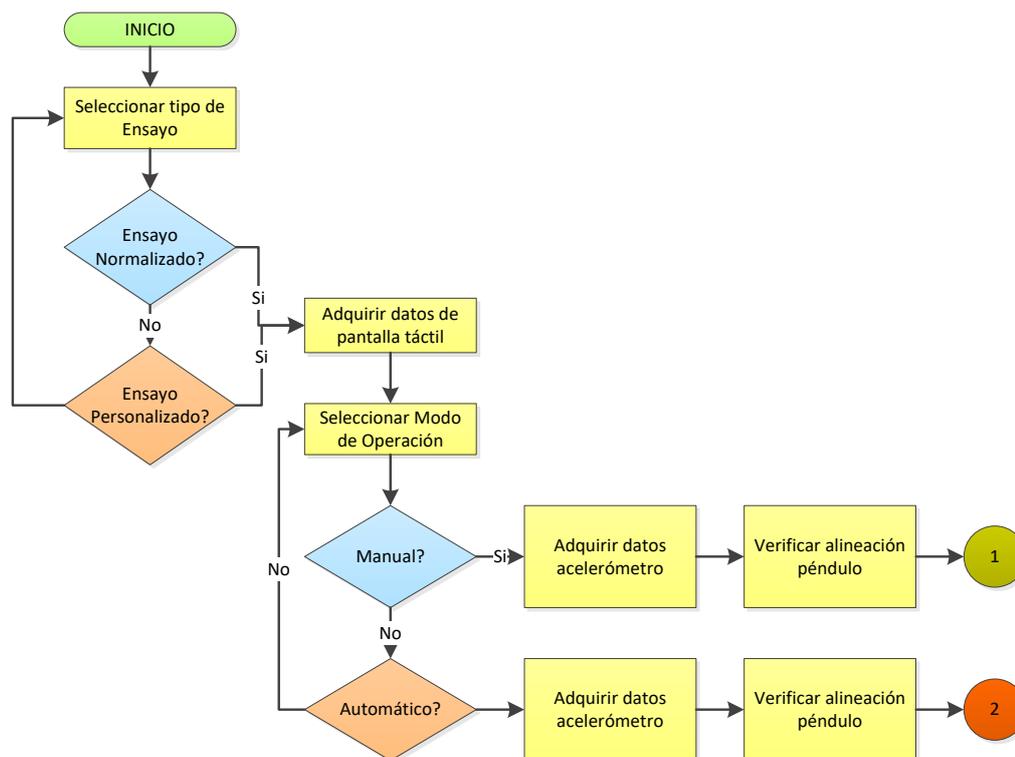


Figura 134. Diagrama de flujo 1.

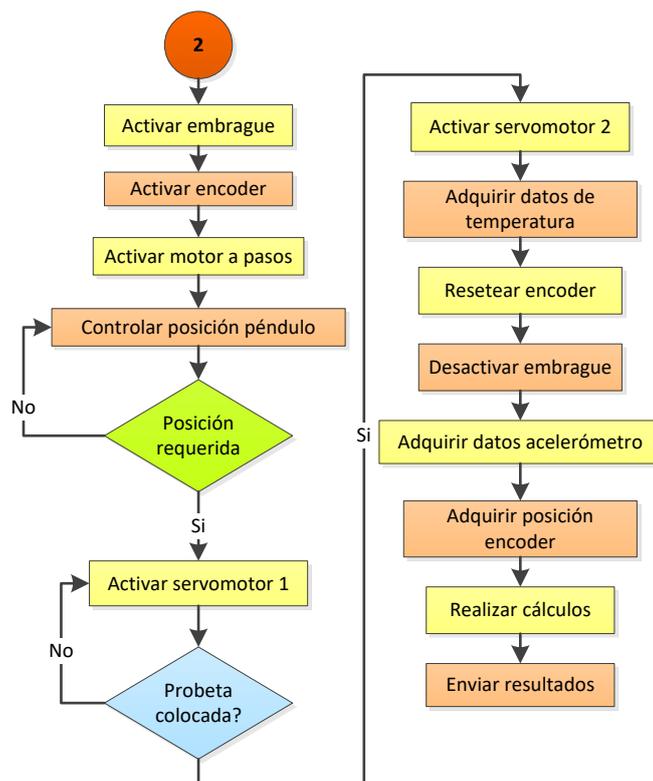
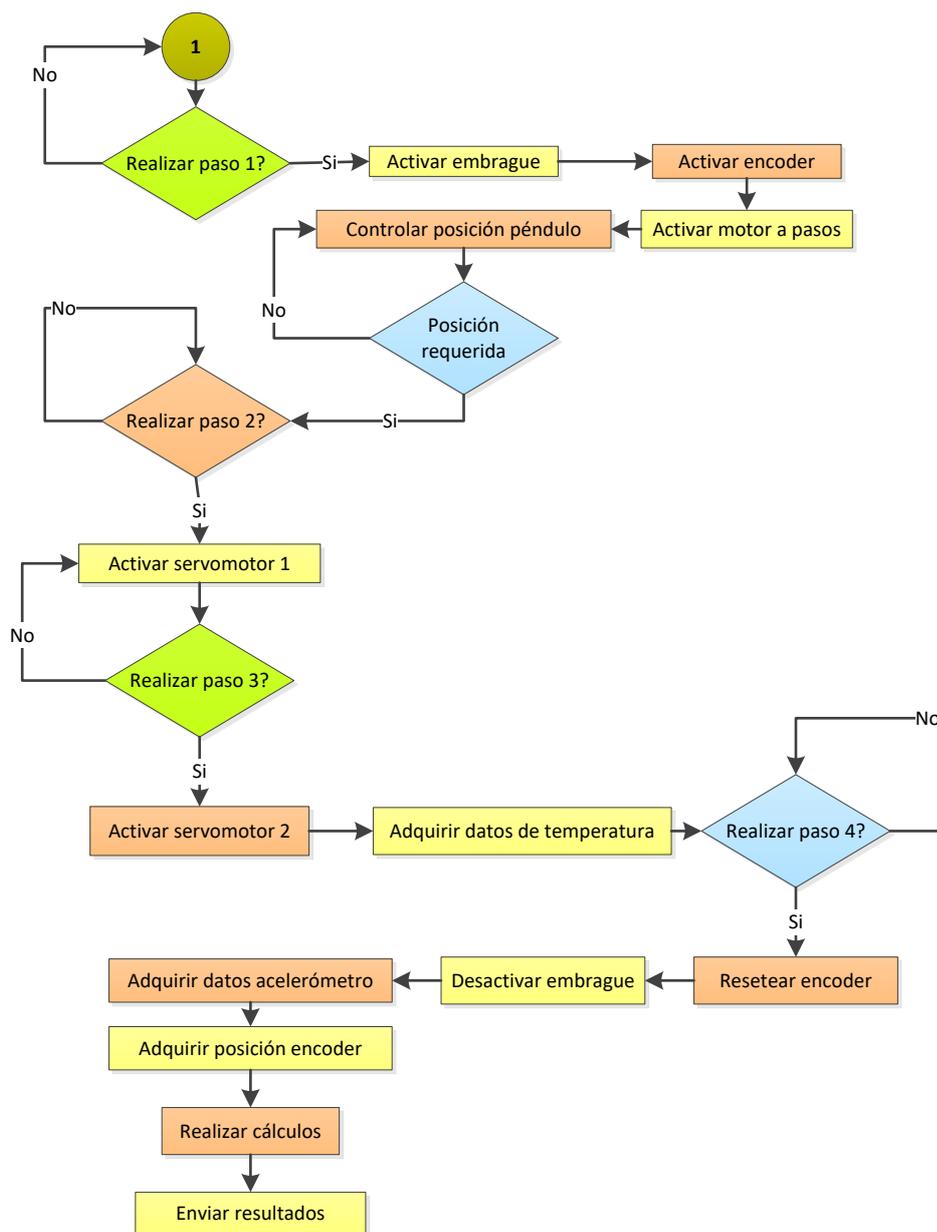


Figura 135. Diagrama de flujo 2.



**Figura 136.** Diagrama de flujo 3.

#### 4.2.4.3. Driver motor a pasos

Para aprovechar al máximo el rendimiento del motor a pasos se toma en cuenta la recomendación del fabricante y se usa un driver compatible con el mismo. En este caso el driver seleccionado es el PSR8078.

El funcionamiento del driver PSR8078 se basa en la tecnología de control de corriente sinusoidal pura. Debido a esto, produce un menor ruido, menor calentamiento, un movimiento

más suave y tiene mejores prestaciones a mayor velocidad que otros dispositivos existentes en el mercado. En la figura 137 se muestran las especificaciones eléctricas.

Parameters	PSR8078			
	Min	Typical	Max	Unit
Output current	2.8	-	7.8 (5.6 RMS)	A
Supply voltage	+24	+60	+80	VDC
Logic signal current	7	10	16	mA
Pulse input frequency	0	-	300	kHz
Isolation resistance	500			MΩ

**Figura 137.** Especificaciones eléctricas del Driver.

**Fuente:** [Primopal, 2017]

El driver PSR8078 tiene dos conectores, el conector P1 para la conexión de las señales de control y el conector P2 para la conexión de la alimentación y del motor. En las tablas 32 y 33 se muestra la descripción de los conectores.

**Tabla 32.**

*Tabla Descripción conector P1.*

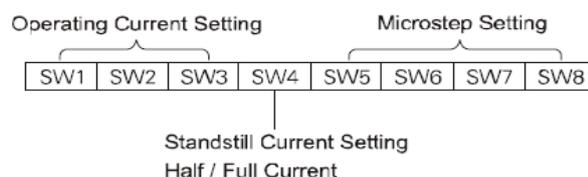
Descripción conector P1 driver PSR8078		
PIN	Función	Detalle
PUL +	Señal de	Esta entrada representa la señal de pulso, efectiva para cada flanco ascendente
PUL -	control pulso	
DIR +	Señal de	Señal de nivel ALTO / BAJO, correlativa al sentido de rotación del motor.
DIR -	control dirección	
ENA +	Señal de	Esta señal se utiliza para activar/desactivar la unidad. Nivel alto
ENA -	control habilitación	
		para habilitar la unidad y nivel bajo para deshabilitarla.

**Tabla 33.**

*Tabla Descripción conector P2.*

Descripción conector P2 driver PSR8078	
PIN	Detalle
GND	Tierra de corriente continua
(+) V	Fuente de alimentación de CC, 24 ~ 80VDC
A+, A-	Fase A del motor
B+, B-	Fase B del motor

El driver posee 8 switches para configurar los pasos por revolución del motor y la corriente de operación como se muestra en la figura 138.



**Figura 138.** Configuración de pines SW.  
**Fuente:** [Primopal, 2017]

Para el funcionamiento del driver se selecciona una corriente de operación 5.7 [A] y una resolución de 400 pasos por revolución, lo cual es compatible con el encoder, las configuraciones se muestran en las figuras 139 y 140.

**Operating Current Settings**

Peak Current	RMS Current	SW1	SW2	SW3
2.8A	2.0A	ON	ON	ON
3.5A	2.5A	OFF	ON	ON
4.2A	3.0A	ON	OFF	ON
4.9A	3.5A	OFF	OFF	ON
5.7A	4.0A	ON	ON	OFF
6.4A	4.6A	OFF	ON	OFF
7.0A	5.0A	ON	OFF	OFF
7.8A	5.6A	OFF	OFF	OFF

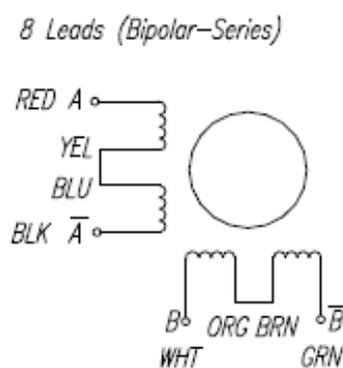
**Figura 139.** Configuración corriente de operación.  
**Fuente:** [Primopal, 2017]

**Microstep Resolution Settings**

Microstep	Steps/Rev.	SW5	SW6	SW7	SW8
2	400	ON	ON	ON	ON
4	800	OFF	ON	ON	ON
8	1,600	ON	OFF	ON	ON
16	3,200	OFF	OFF	ON	ON
32	6,400	ON	ON	OFF	ON
64	12,800	OFF	ON	OFF	ON
128	25,600	ON	OFF	OFF	ON
256	51,200	OFF	OFF	OFF	ON
5	1,000	ON	ON	ON	OFF
10	2,000	OFF	ON	ON	OFF
25	5,000	ON	OFF	ON	OFF
50	10,000	OFF	OFF	ON	OFF
125	25,000	ON	ON	OFF	OFF
250	50,000	OFF	ON	OFF	OFF

**Figura 140.** Configuración de número de pasos por revolución.  
**Fuente:** [Primopal, 2017]

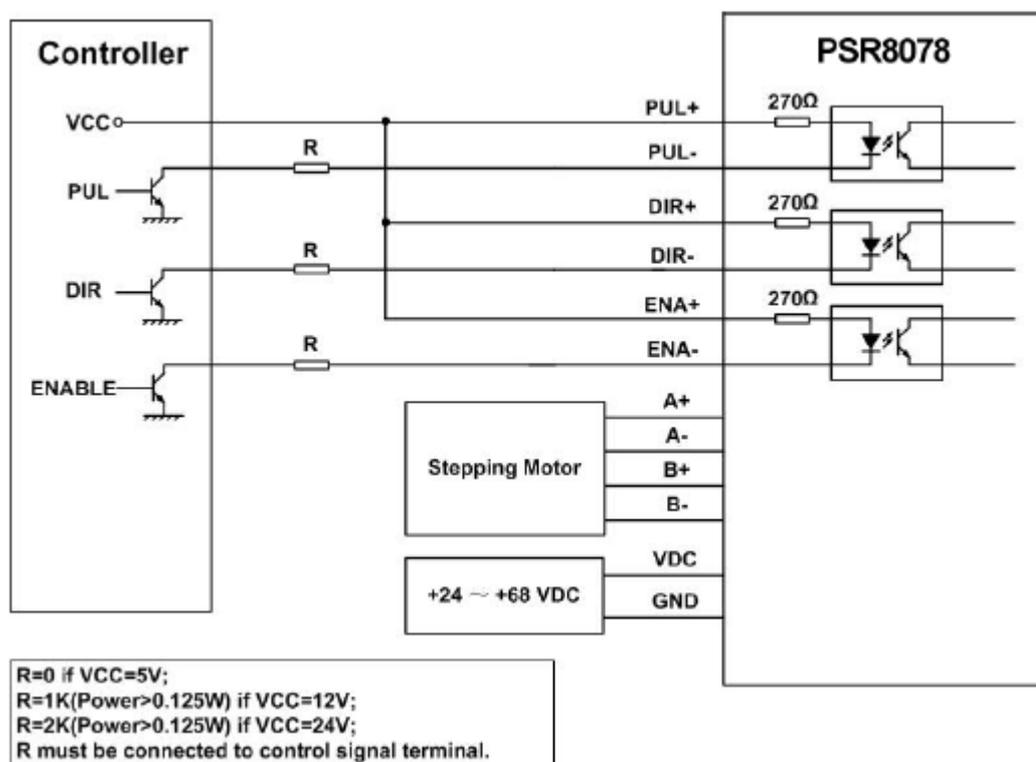
Con el fin de tener el torque máximo de 6.5 [Nm] del motor, la configuración de cableado seleccionada es Bipolar-Serie y su diagrama se muestra en la figura 141.



**Figura 141.** Diagrama cableado MPAP.

**Fuente:** [Primopal, 2017]

En la figura 142 se muestran las conexiones de los diferentes dispositivos como son: la fuente de poder, el motor a pasos y el controlador con el driver.



**Figura 142.** Conexión típica del driver al controlador.

**Fuente:** [Primopal, 2017]

#### 4.2.4.4. Panel de control

En la figura 143 se observa el panel de control del equipo y en la tabla 34 se muestran los componentes con su respectiva función.



**Figura 143.** Componentes del panel de control.

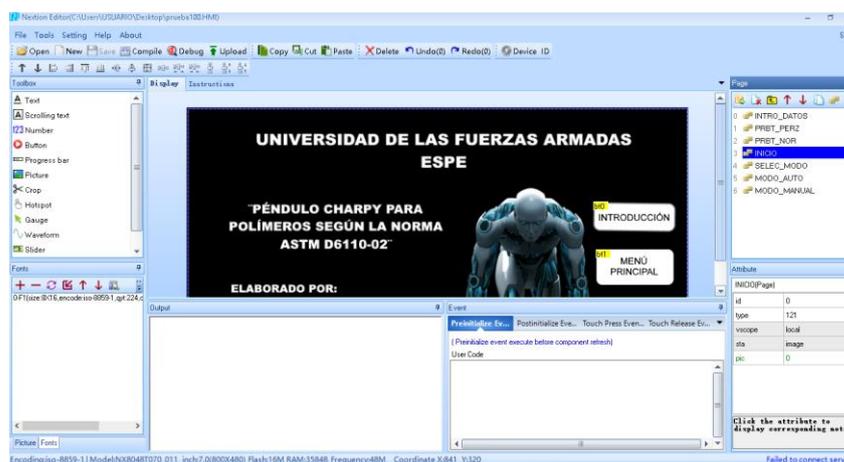
**Tabla 34.**

*Componentes y funciones del panel de control.*

Panel de Control			
Componentes	Indicador	Función	
Switch	Led verde	Prender y apagar los dispositivos del equipo	
Botón pulsador	Led azul	Resetear el microcontrolador	
Pulsador 2 estados	Led rojo	Paro de emergencia, desconecta todos los dispositivos	
Pantalla táctil	Led verde	Operar el equipo por medio de un HMI	

#### 4.2.4.5. HMI

El dispositivo para programar la HMI que permite operar el equipo es una pantalla táctil resistiva Nextion de 7 [in], la programación se realiza mediante software libre propio del dispositivo Nextion editor mostrado en la figura 144, el cual, consta de componentes como: botones de texto, visualizadores alfanuméricos, barra de progreso, slider, panel de instrumentos, entre otros y un entorno de programación para la navegación entre pantallas. En la tabla 35 se muestra las características de la pantalla táctil.



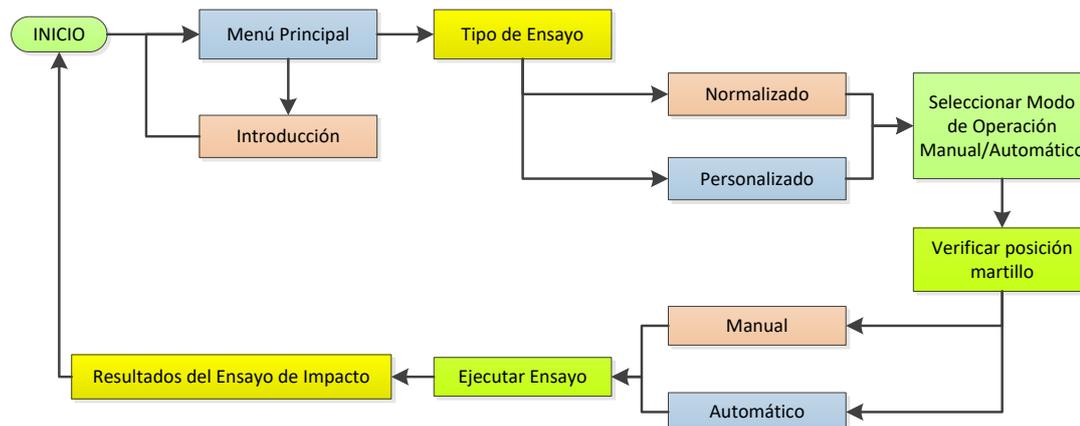
**Figura 144.** Interfaz de Nextion para programar el HMI.

**Tabla 35.**

*Características de la pantalla táctil Nextion.*

<b>Características Pantalla Nextion 7"</b>	
<b>Alimentación</b>	5VDC 500 mA
<b>EEPROM</b>	1024 bytes
<b>RAM</b>	8192 byte
<b>Instrucción de búfer</b>	1024 bytes
<b>Resolución</b>	800 x 480 píxeles
<b>Brillo ajustable</b>	0-180 nits
<b>Luz de fondo</b>	LED
<b>Almacenamiento</b>	32 MB

La HMI está diseñada mediante norma GEDIS para una mejor interacción entre la interfaz y el usuario, permite realizar 2 tipos de ensayos (Normalizado/Personalizado), el ensayo normalizado cumple con los requerimientos estándar de la norma ASTM D6110 y el ensayo personalizado permite variar el ancho de las probetas (3-12 [mm]), así como también el ángulo inicial (120-150 [°]). Las pruebas de impacto pueden ser ejecutadas de manera manual o automática y además la HMI consta de una descripción del ensayo Charpy y las características del equipo. En la figura 145 se muestra el diagrama de flujo de la navegación entre pantallas de la HMI.



**Figura 145.** Interfaz de Nextion para programar el HMI.

## 4.2.5. Sistema de alimentación de la máquina

El péndulo Charpy constará de un sistema de alimentación y protecciones para llevar a cabo la puesta en marcha del proceso.

### 4.2.5.1. Fuente de alimentación para el motor a pasos

El motor a pasos y driver trabajan con una fuente de alimentación continua de la figura 146 con las características de la tabla 36 a continuación:

**Tabla 36.** Tabla de especificaciones de la fuente de alimentación MPAP.

Fuente de voltaje para motor a pasos	
Corriente (A)	6
Voltaje (V)	48
Potencia (W)	288



**Figura 146.** Fuente 48V-6A.  
Fuente: [Pulsar, 2017]

#### 4.2.5.2. Fuente de alimentación para el embrague

El embrague electromagnético trabaja con una fuente de alimentación continua de la figura 147 con las características de la tabla 37 a continuación:

**Tabla 37.** Tabla de especificaciones de la fuente de alimentación para el embrague.

<b>Fuente de voltaje para embrague electromagnético</b>	
Corriente (A)	3,5
Voltaje (V)	12
Potencia (W)	42



**Figura 147.** Fuente 12V-3.5A.  
Fuente: [Pulsar, 2017]

#### 4.2.5.3. Fuentes de alimentación para ARDUINO

Los Arduinos utilizados UNO y MEGA trabajan con una fuente de alimentación continua de la figura 148 con las características de la tabla 38 a continuación:

**Tabla 38.** Tabla de especificaciones de la fuente de alimentación para ARDUINO.

<b>Fuente de voltaje para Arduino</b>	
Corriente (A)	1,5
Voltaje (V)	5
Potencia (W)	7,5



**Figura 148.** Fuente 5V-1,5A.  
Fuente: [Telkron, 2017]

#### 4.2.5.4. Relés para activación del sistema

En la tabla 39 a continuación se detallan las características y aplicación de los relés usados en nuestro sistema:

**Tabla 39.**

*Tabla de características de los relés.*

CARACTERÍSTICAS DEL RELÉ	CANTIDAD	APLICACIÓN	IMAGEN
30 VDC – 10A	4	Control ON-OFF: Arduinos, Servomotores, Embrague y MPAP.	
120 VAC – 5A	2	Control ON-OFF: Luces indicadoras, Reset, Start y Paro de Emergencia.	

#### 4.2.5.5. Sistema de protecciones de la máquina.

El sistema cuenta con breakers que lo protegen de los picos de corriente, para su dimensionamiento se realizó el análisis de consumo energético del circuito de potencia y control como se muestra en la tabla 40.

Con la corriente máxima de  $C_T = 15,86$  [A] se utilizaron dos Breakers bipolares de 10 A y 6 A ya que comercialmente son los que se tienen a disposición como el mostrado en la figura 149.



**Figura 149.** Breaker 120VAC-10A.  
**Fuente:** [SCHNEIDER Electric, 2017]

**Tabla 40.**  
*Consumo energético del sistema.*

ELEMENTO	CANTIDAD	VOLTAJE (V)	CORRIENTE (A)
MPAP	1	48 DC	6
Nema34 – 6,5N.m			
Embrague Electromagnético	1	12 DC	3,5
Relé Tipo 1	4	5 DC	0,04
Relé Tipo 2	2	120 AC	2,5
Arduino Mega 2560	1	5 DC	1,5
Arduino UNO	1	5 DC	1
Encóder incremental MCT38A	1	5 DC	0,1
Pantalla táctil 7"	1	5DC	1
Acelerómetro	1	5DC	0,02
Sensor de Temperatura LM35	1	5DC	0,00006
Servomotor	2	5DC	0,2
<b>TOTAL CONSUMO</b>			<b>15,86</b>

### 4.3. Resumen

En el presente capítulo se realizó el diseño mecánico y electrónico para llevar a cabo la ejecución del proyecto basado en la metodología en V para Mecatrónica. Se tomó en cuenta la definición general del proyecto que incluye sus conceptos, requerimientos y detalles de diseño que posteriormente serán implementados para realizar las pruebas e integración del sistema. El diseño y los cálculos mecánicos expuestos corresponden a cada uno de los componentes del péndulo Charpy, de tal manera que cumplan con las especificaciones estándar según la norma ASTM D6110-02. Se realizó la selección de componentes para la automatización del equipo y se describen todos los elementos eléctricos/electrónicos del equipo.

## Capítulo 5

# Pruebas y Resultados

### 5.1. Resultados de Construcción

Una vez realizado el análisis mecánico de los componentes del equipo para ensayos de impacto tipo Charpy se procedió a la construcción y ensamble de los mismos. En la tabla 41 se muestra la hoja de procesos en la cual se describen las operaciones realizadas para la construcción del equipo.

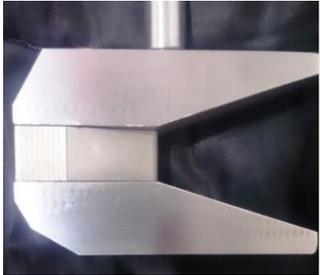
**Tabla 41.**  
*Hoja de Procesos Equipo péndulo Charpy*

HOJA PROCESOS - PÉNDULO CHARPY				
<b>Dimensiones:</b>	603x400x603	<b>Encargados:</b>	María José Brusil - Alexis Cifuentes	
Elemento	Material	Secuencia de Operaciones	Máquinas & Herramientas	Tiempo
Eje Principal	AISI1018 5/8"	Cortar	Sierra eléctrica	10 min
		Tornear	Torno	120 min
		Fresar chaveta	Fresadora	15 min
		Roscar	Torno	30 min
Placa Base	A36 6 mm	Medir y marcar	Regla y rayador	8 min
		Cortar	Sierra eléctrica	30 min
		Perforar	Taladro de pedestal y brocas	120 min
		Lijar	Lijas	10 min
Columnas	Perfil G A36 125x50x3	Medir y marcar	Regla y rayador	8 min
		Cortar	Sierra eléctrica	15 min
		Perforar	Taladro de pedestal y brocas	45 min
Eje polea	AISI1018 5/8"	Cortar	Sierra eléctrica	10 min
		Tornear	Torno	60 min
		Fresar chaveta	Fresadora	15 min
Eje martillo	K100 1/2"	Cortar	Sierra eléctrica	10 min
		Tornear	Torno	45 min
		Roscar	Torno	120 min
Matillo				
Percutor	K100	Maquinado CNC y Tratamiento Térmico	Cortadora de electro-hilo y Horno	840 min
Buje				
Ejes para servomotores	A36	Cortar	Sierra eléctrica	10 min
	6 mm	Tornear	Torno	15 min
		Roscar	Torno	20 min

Los resultados se pueden observar desde la tabla 42 hasta la 45.

**Tabla 42.**

*Construcción y Ensamble Péndulo*

Péndulo	
Ensamble	Componentes
	<p>Buje</p> 
	<p>Martillo y Percutor</p> 
	<p>Brazo de Soporte</p> 

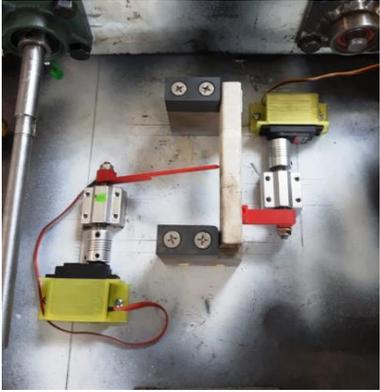
**Tabla 43.**  
*Construcción y Ensamble - Sistema de Elevación*

Péndulo - Sistema de Elevación

Ensamble	Componentes
	Ubicación Motor a Pasos
	
	Acople del embrague electromagnético y bandas
	
	Brazo de Soporte
	

**Tabla 44.***Construcción y Ensamble - Placa Base y Componentes*

Placa Base y Componentes

Ensamble	Componentes
	<p data-bbox="1018 454 1265 488">Ubicación Mordazas</p> <hr/>  <p data-bbox="858 898 1430 931">Ubicación mecanismo de temperatura y posición</p> <hr/>  <p data-bbox="1018 1451 1265 1485">Soldadura Perfiles G</p> <hr/> 

**Tabla 45.**  
*Construcción y Ensamble - Gabinete Eléctrico*

---

Gabinete Eléctrico

---

Taladrado y Corte

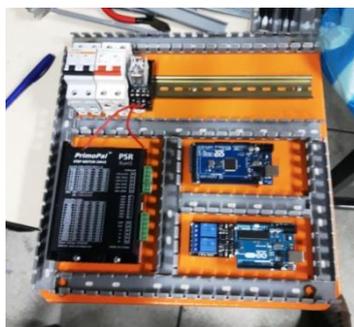
---



---

Ubicación Componentes

---



---

Conexiones

---



## 5.2. Ensamble Final

En la figura 150 se muestra el resultado de la construcción e implementación del equipo de ensayos tipo Charpy.



**Figura 150.** Equipo de ensayos de impacto tipo Charpy para polímeros 5.4 [J]

## 5.3. Corrección de Energía de Rotura

Se describe el procedimiento según la Norma ASTM 6110 para el cálculo del factor de corrección de energía de rotura ( $E_{TC}$ ). El equipo de ensayos de impacto tipo Charpy pierde energía por dos factores: el primer factor (Energía de corrección por windage) es debido al peso del péndulo, la resistencia del viento y la fricción de los cojinetes, el segundo factor (Energía de corrección por fricción) es generado por la fricción y peso del embrague.

En la tabla 46 se muestran los parámetros que influyen en el cálculo del factor  $E_{TC}$ .

**Tabla 46.**

*Parámetros para calcular factor  $E_{TC}$*

Parámetros Péndulo Charpy		
$E_M$	Energía Total del Péndulo	5.29 [J]
$h_M$	Altura de caída	0.610 [m]
$L$	Distancia al centro de gravedad	0.320 [m]

### 5.3.1. Factor de Corrección por windage ( $E_B$ )

En la tabla 47 se muestran los valores de posición angular final obtenidos con una altura de caída de 0.610 [m] ( $150^\circ$ ) sin conexión del embrague al eje que soporta el péndulo.

**Tabla 47.**

*Pruebas para determinar factor  $E_B$*

# Prueba	Posición angular final [°]
1	110
2	117
3	112
4	111
5	112
6	108
7	110
8	112
9	114
10	108
<b>Ángulo promedio</b>	<b>111</b>

La energía perdida del péndulo para la posición de  $111^\circ$  se muestra en la ecuación y se calcula mediante la ecuación (5.1).

$$E_B = m \times g \times c_g (\cos(\alpha) - \cos(\beta)) \quad (5.1)$$

Donde:

m: Masa del péndulo [Kg]

g: Aceleración gravitacional [ $m/s^2$ ]

$c_g$ : Centro de gravedad del péndulo [m]

$\alpha$ : Posición angular final [°]

$\beta$ : Posición angular inicial [°]

$$E_B = 0,9033 \times 9,8 \times 0,320 (\cos(111) - \cos(150)) \quad (5.2)$$

$$E_B = 1.44 [J] \quad (5.3)$$

### 5.3.2. Factor de Corrección por fricción ( $E_A$ )

En la tabla 48 se muestran los valores de posición angular final obtenidos con una altura de caída de 0.610 [m] ( $150^\circ$ ) cuando el embrague está acoplado al eje que soporta el péndulo.

**Tabla 48.**

*Pruebas para determinar factor  $E_A$*

# Prueba	Posición angular final [ $^\circ$ ]
1	95
2	98
3	89
4	90
5	94
6	89
7	100
8	89
9	92
10	89
<b>Ángulo promedio</b>	<b>93</b>

La energía perdida del péndulo para la posición de  $94^\circ$  se muestra en la ecuación (5.5).

$$E_A = 0,9033 \times 9,8 \times 0,320 (\cos(93) - \cos(150)) \quad (5.4)$$

$$E_A = 2.30 \text{ [J]} \quad (5.5)$$

Con el valor obtenido se procede a calcular  $\beta_{\text{máx}}$  (ángulo final máximo de elevación del péndulo para una oscilación) con la ecuación (5.6).

$$\beta_{\text{máx}} = \cos^{-1} \left\{ 1 - \left[ \left( \frac{h_M}{L} \right) \left( 1 - \frac{E_A}{E_M} \right) \right] \right\} \quad (5.6)$$

$$\beta_{\text{máx}} = \cos^{-1} \left\{ 1 - \left[ \left( \frac{0.610}{0.320} \right) \left( 1 - \frac{2.30}{5.29} \right) \right] \right\} = 94^\circ \quad (5.7)$$

### 5.3.3. Factor de Corrección por Ruptura de Probeta ( $E_S$ )

En la tabla 49 se muestran los valores obtenidos por ruptura de una probeta para el cálculo del factor  $E_S$ .

**Tabla 49.***Pruebas para determinar factor  $E_s$* 

# Prueba	Posición angular final [°]
1	91
2	89
3	91
4	98
5	91
6	95
7	92
8	89
9	89
10	95
<b>Ángulo promedio</b>	<b>92</b>

El cálculo de la energía absorbida por la probeta con un ángulo de elevación final de 92° se muestra en la ecuación (5.8).

$$E_s = 0,9033 \times 9,8 \times 0,320 (\cos(92) - \cos(150)) \quad (5.8)$$

$$E_s = 2.35 \text{ [J]} \quad (5.9)$$

Con el valor obtenido se procede a calcular  $\beta$  (ángulo final de elevación del péndulo para una probeta) con la ecuación (5.10).

$$\beta = \cos^{-1} \left\{ 1 - \left[ \left( \frac{h_M}{L} \right) \left( 1 - \frac{E_s}{E_M} \right) \right] \right\} \quad (5.10)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left\{ 1 - \left[ \left( \frac{0.610}{0.320} \right) \left( 1 - \frac{2.35}{5.29} \right) \right] \right\} = 93^\circ \quad (5.11)$$

### 5.3.4. Factor de Corrección de Energía de Rotura ( $E_{TC}$ )

El factor de corrección de energía está dado por la ecuación (5.12)

$$E_{TC} = \left( E_A - \left( \frac{E_B}{2} \right) \right) \left( \frac{\beta}{\beta_{\text{máx}}} \right) + \left( \frac{E_B}{2} \right) \quad (5.12)$$

$$E_{TC} = \left( 2.30 - \left( \frac{1.44}{2} \right) \right) \left( \frac{93}{94} \right) + \left( \frac{1.44}{2} \right) \quad (5.13)$$

$$E_{TC} = 2.28 \text{ [J]} \quad (5.14)$$

Por lo tanto el equipo queda calibrado con un ángulo máximo de oscilación libre de 94° y para todos los cálculos de energía de ruptura se aplicará el factor de corrección  $E_{TC} = 2.28$  [J], cuando los ensayos se realicen con los parámetros establecidos en la norma ASTM.

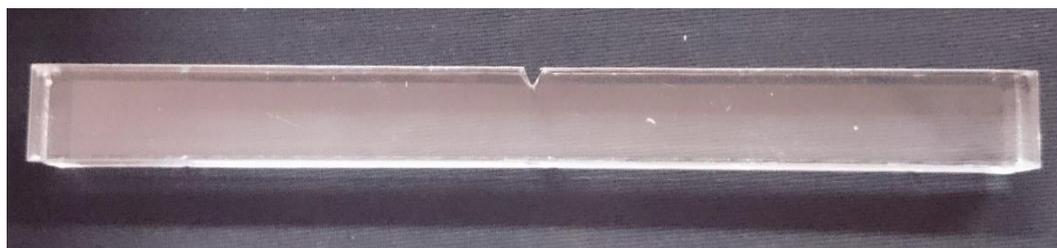
#### 5.4. Ensayo de impacto en probetas de acrílico con muesca

Para el ensayo utilizamos probetas de acrílico como se observa en la figura 151 con las dimensiones que indica la tabla 50.

**Tabla 50.**

*Dimensiones de la probeta.*

<b>Probeta de Acrílico</b>	
<b>Largo (mm)</b>	127
<b>Ancho (mm)</b>	12,7
<b>Espesor (mm)</b>	12
<b>Ángulo de muesca</b>	45°
<b>Distancia a la muesca (mm)</b>	2,5
<b>Radio de la muesca (mm)</b>	0,25



**Figura 151.** Probeta de acrílico usada para el ensayo.

Con las probetas muescadas se realizaron 10 pruebas con el péndulo Charpy para polímeros como indica el apartado 10.1.1 de la Norma ASTM D6110 y seleccionando alternadamente el modo manual y automático de la máquina se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 51. Como resultado se obtiene una resistencia al impacto de 9,307 [J/m], con una energía de ruptura de 0,108 [J] y una fuerza de impacto de 161,91 [N].

**Tabla 51.**

*Resultado ensayo Charpy con probetas de acrílico (PMMA).*

Prueba	$\theta$ inicial	$\beta$ final	Fuerza de impacto [N]	Velocidad antes del choque [m/s]	Energía de rotura [J]	Resistencia al impacto [J/m]
1	150°	91°	162,32	3,45	0,123	10,31
2	150°	91°	162,32	3,45	0,123	10,31
3	150°	90°	150,53	3,45	0,173	14,43
4	150°	92°	164,24	3,45	0,074	6,19
5	150°	91°	162,32	3,45	0,123	10,31
6	150°	92°	164,24	3,45	0,074	6,19
7	150°	92°	164,24	3,45	0,074	6,19
8	150°	91°	162,32	3,45	0,123	10,31
9	150°	91°	162,32	3,45	0,123	10,31
10	150°	92°	164,24	3,45	0,074	6,19
<b>Promedio total</b>		<b>91,3°</b>	<b>161,91</b>	<b>3,45</b>	<b>0,108</b>	<b>9,07</b>

## 5.5. Resultados de Ensayos de Flexión

Se realizaron 5 ensayos de flexión con las probetas de acrílico como se muestra en la figura 152 y los datos obtenidos se observan desde la tabla 52 hasta la 56.

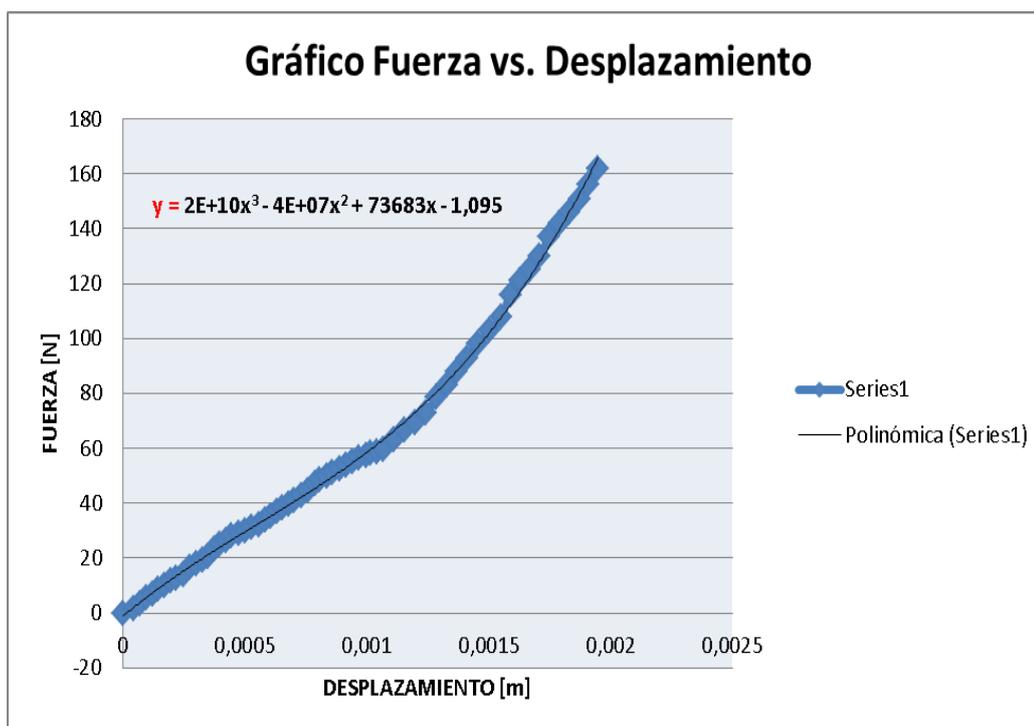


**Figura 152.** Ensayo de flexión en probetas de acrílico.

**Tabla**  
*Datos del Ensayo de Flexión 1*

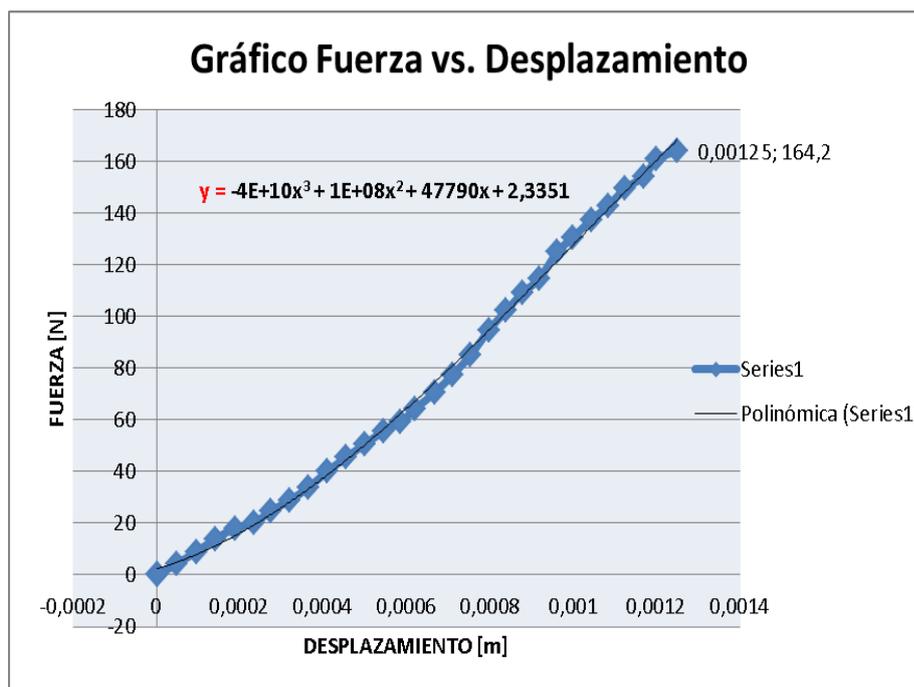
#	Fuerza [N]	Desp.[m]	#	Fuerza [N]	Desp.[m]	#	Fuerza [N]	Desp.[m]
1	0	0	22	32,27	0,000556	43	63,23	0,001108
2	1,48	0,000043	23	33,76	0,000581	44	66,52	0,001155
3	3,29	0,000069	24	35,24	0,000605	45	69,49	0,001198
4	5,43	0,000096	25	36,88	0,000629	46	72,78	0,001243
5	7,08	0,000121	26	38,37	0,000654	47	78,71	0,001286
6	8,56	0,000142	27	39,68	0,000677	48	82,99	0,001328
7	9,88	0,000169	28	41,16	0,000702	49	88,09	0,001368
8	11,53	0,000194	29	42,65	0,000733	50	92,88	0,001411
9	12,68	0,000218	30	44,62	0,000757	51	97,97	0,001453
10	14,16	0,000248	31	47,09	0,000786	52	103	0,001504
11	16,63	0,000275	32	48,41	0,000807	53	108	0,001549
12	17,78	0,000299	33	49,89	0,000834	54	116	0,001588
13	19,27	0,000324	34	51,21	0,000859	55	121	0,001628
14	20,75	0,000349	35	52,36	0,000887	56	125	0,001666
15	23,38	0,000373	36	53,68	0,000914	57	130	0,001706
16	25,03	0,000395	37	55,33	0,000939	58	137	0,001748
17	26,35	0,00042	38	56,64	0,000966	59	142	0,001792
18	27,99	0,000445	39	57,3	0,000995	60	146	0,001831
19	29,14	0,000472	40	58,12	0,001016	61	151	0,001871
20	29,97	0,000498	41	58,78	0,001042	62	156	0,001909
21	31,12	0,000528	42	59,77	0,001066	63	162	0,001948

**Gráfico Fuerza vs. Desplazamiento**



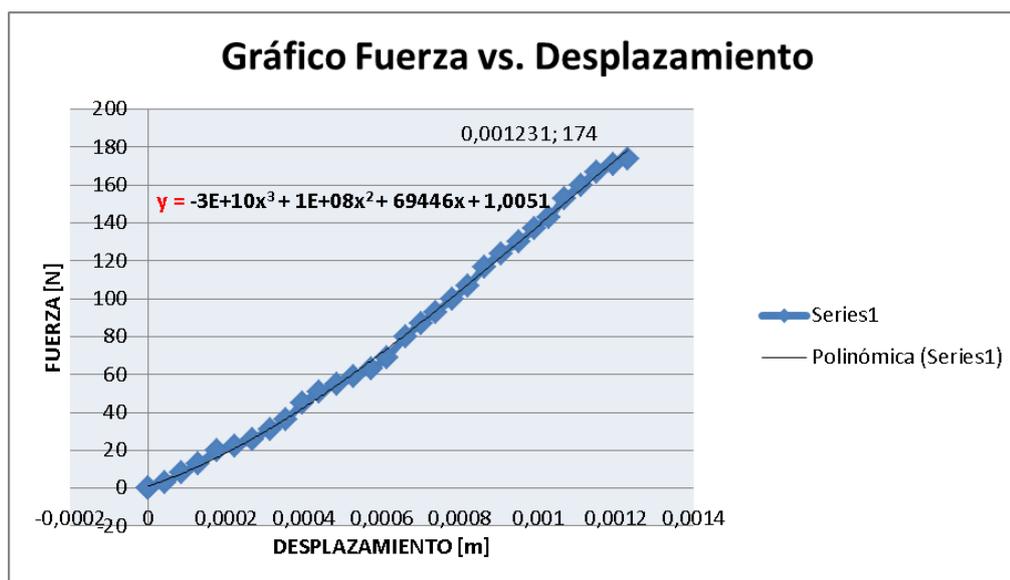
**Tabla**  
*Datos del Ensayo de Flexión 2*

#	Fuerza [N]	Desp. [m]	#	Fuerza [N]	Desp. [m]
1	0	0	17	70,64	0,000668
2	0,165	0,000004	18	77,55	0,000711
3	4,28	0,000048	19	84,96	0,000753
4	9,06	0,000096	20	94,84	0,000798
5	13,99	0,000142	21	102,3	0,000839
6	18,11	0,000188	22	109,1	0,000878
7	20,09	0,000233	23	114,6	0,000918
8	24,69	0,000274	24	124,9	0,000961
9	28,98	0,00032	25	130,7	0,001
10	33,76	0,000364	26	137,4	0,001043
11	40,01	0,000409	27	142,8	0,001084
12	45,61	0,000455	28	149,5	0,001124
13	50,72	0,000501	29	154,3	0,00117
14	55,65	0,000545	30	160,8	0,0012
15	59,11	0,000586	31	164,2	0,00125
16	64,22	0,00062			



**Tabla***Datos del Ensayo de Flexión 3*

#	Fuerza [N]	Desp. [m]	#	Fuerza [N]	Desp. [m]
1	0	0	17	69	0,000612
2	0,165	0	18	80	0,000661
3	0,165	0,000001	19	87	0,0007
4	3	0,000043	20	93	0,000738
5	8	0,000086	21	100	0,000781
6	13	0,00013	22	107	0,000822
7	20	0,000177	23	117	0,000864
8	22	0,000223	24	124	0,000905
9	26	0,000267	25	130	0,000952
10	31	0,000314	26	137	0,000991
11	36	0,000354	27	143	0,001029
12	45	0,000397	28	153	0,001069
13	51	0,00044	29	160	0,00111
14	55	0,000484	30	167	0,00115
15	59	0,000527	31	171	0,001193
16	63	0,000573	32	174	0,001231

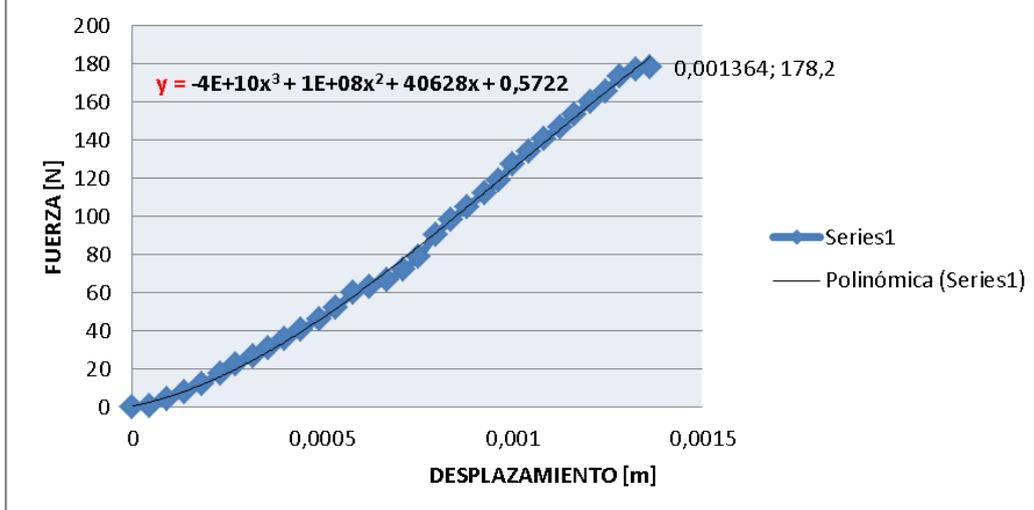


**Tabla**

55.

*Datos del Ensayo de Flexión 4*

#	Fuerza [N]	Desp. [m]	#	Fuerza [N]	Desp. [m]
1	0	0	18	79,036	0,000754
2	0,494	0,000044	19	90,233	0,000798
3	4,116	0,000091	20	98,301	0,00084
4	7,739	0,000137	21	105,1	0,000881
5	12,349	0,000184	22	112,1	0,000927
6	17,948	0,000231	23	118,7	0,000965
7	22,393	0,000272	24	127,6	0,001003
8	26,839	0,000318	25	134,2	0,001043
9	30,956	0,000358	26	140,9	0,001084
10	35,731	0,000401	27	147	0,001126
11	41	0,000445	28	153,5	0,001164
12	46,269	0,000492	29	160	0,001208
13	52,032	0,000536	30	165,8	0,001245
14	59,935	0,000581	31	173,2	0,001285
15	63,229	0,000624	32	177	0,001325
16	66,522	0,000672	33	178,2	0,001364
17	72,12	0,000714			

**Gráfico Fuerza vs. Desplazamiento**

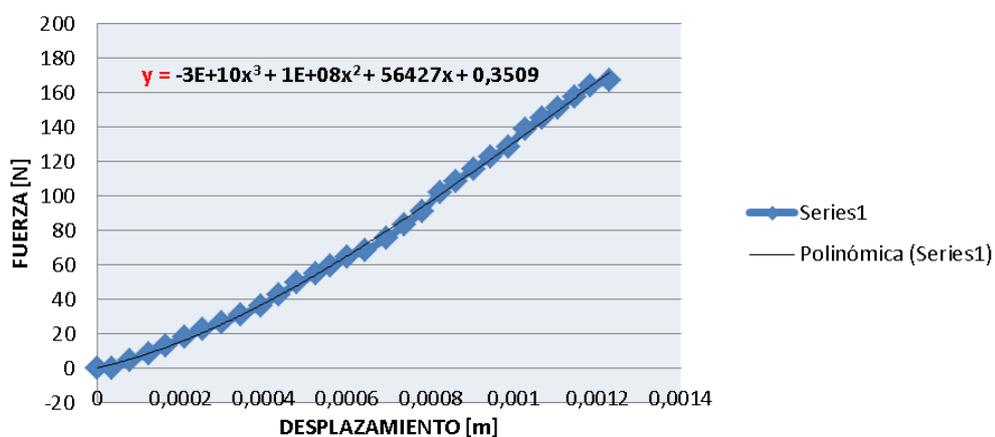
Tabla

56.

Datos del Ensayo de Flexión 5

#	Fuerza [N]	Desp. [m]	#	Fuerza [N]	Desp. [m]
1	0	0	16	68,498	0,000642
2	0,165	0,000033	17	75,907	0,000694
3	4,775	0,000078	18	83,152	0,000736
4	8,727	0,000122	19	91,22	0,000779
5	13,337	0,000164	20	102,1	0,000821
6	18,277	0,000208	21	108,8	0,00086
7	22,723	0,000251	22	115,9	0,000902
8	26,839	0,000298	23	122,5	0,000942
9	31,12	0,000344	24	128,8	0,000985
10	36,389	0,000391	25	139,1	0,001026
11	42,811	0,000436	26	145,1	0,001086
12	49,562	0,000479	27	151	0,001105
13	54,996	0,000525	28	157,6	0,001145
14	59,771	0,000559	29	163,7	0,001182
15	64,875	0,0006	30	167,1	0,001228

Gráfico Fuerza vs. Desplazamiento



## 5.6. Análisis de Resultados del Ensayo de Flexión

Para comprobar que la energía de ruptura obtenida con el péndulo Charpy es la correcta, se realizaron ensayos de flexión con las probetas de acrílico, utilizando el percutor del martillo como elemento para aplicar la fuerza con el fin de que los 2 tipos de ensayos se realicen en las mismas condiciones. Con los datos obtenidos del ensayo de flexión se realizó la gráfica Fuerza vs. Desplazamiento, sabiendo que la energía de ruptura se consigue calculando el área bajo la curva de dicha gráfica, se obtienen los valores de A1, A2, A3, A4 y A5 correspondientes a cada ensayo.

$$A_1 = \int_0^{0,001948} (2 \times 10^{10}x^3 - 4 \times 10^7x^2 + 73683x - 1,095)dx = 0,111 [J] \quad (5.15)$$

$$A_2 = \int_0^{0,00125} (-4 \times 10^{10}x^3 + 1 \times 10^8x^2 + 47790x - 2,3351)dx = 0,075 [J] \quad (5.16)$$

$$A_3 = \int_0^{0,001231} (-3 \times 10^{10}x^3 + 1 \times 10^8x^2 + 69446x + 1,0051)dx = 0,099 [J] \quad (5.17)$$

$$A_4 = \int_0^{0,001364} (4 \times 10^{10}x^3 + 1 \times 10^8x^2 + 40628x - 0,5722)dx = 0,156 [J] \quad (5.18)$$

$$A_5 = \int_0^{0,001228} (-3 \times 10^{10}x^3 + 1 \times 10^8x^2 + 56427x - 0,3509)dx = 0,087 [J] \quad (5.19)$$

El promedio de energía de ruptura obtenido finalmente es:

$$E_r = \frac{A_1+A_2+A_3+A_4+A_5}{5} = \frac{0,111+0,075+0,099+0,156+0,087}{5} \quad (5.20)$$

$$E_r = 0,106 [J] \quad (5.21)$$

## 5.7. Comparación de resultados

Según [Norma ASTM D788, 2012] (Clasificación estándar de acrílico “PMMA”) la energía de ruptura tiene un rango de 0,05 hasta 0,17 [J]. De los ensayos de flexión se obtuvo un valor de energía absorbida por la probeta de 0,106 [J] y con el péndulo charpy para polímeros se tiene una energía de 0,108 [J], lo cual cumple con lo establecido en la norma ASTM D788. Se obtuvo un porcentaje de error del 1,8% como se muestra en la ecuación (5.22).

$$\%error = \frac{0.108 - 0.106}{0.106} \times 100 = 1.8 \% \quad (5.22)$$

## 5.8. Resumen

El capítulo describe el proceso que se llevó a cabo para ensamblar y poner en marcha la máquina acompañadas de sus respectivas hojas de proceso. Adicionalmente se presentan las pruebas y resultados del ensayo tipo Charpy realizadas en probetas de acrílico muescadas como describe la norma ASTM D6110 – 02. Los resultados se compararon con los del ensayo de flexión realizado en el Laboratorio de Mecánica de Materiales, corroborando que los datos obtenidos en la máquina construida son confiables y el ensayo se está realizando correctamente.

## Capítulo 6

### Costos

Los costos del proyecto se detallarán a continuación.

#### 6.1. Costos generales directos e indirectos

##### 6.1.1. Materiales

En la tabla 57 se detallan los gastos correspondientes a materiales para el péndulo Charpy.

**Tabla 57.**  
*Costos de Materiales*

<b>INSUMOS MECÁNICOS</b>			
<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNIDAD</b>	<b>PRECIO TOTAL</b>
2	Rodamiento lineal	8,5	17
1	Perfil G	26,94	26,94
2	Acoples Metálicos	4,45	8,9
1	Chumacera	3,82	3,82
1	Pernos motor	0,8	0,8
1	Eje A36 de 5/8"	5,42	5,42
1	Rodamiento 5/8"	10	10
1	Piezas impresión 3D	22,5	22,5
1	1/4 litro Pintura negra	19,84	19,84
1	Embrague Electromagnético	125	125
30	Probetas Acrílico	1,16	34,8
1	Laca y lija	2,11	2,11
2	Banda Embrague	5,3	10,6
1	Materiales mecánicos	61,37	61,37
<b>INSUMOS ELÉCTRICOS</b>			
2	Servomotor MG 995	13,5	27
1	Fuente 12 VDC-5A	10	10
1	Encóder incremental	69,48	69,48
1	Pantalla táctil 7"	113,49	113,49
1	Acelerómetro	7,5	7,5
1	Sensor LM35	2,35	2,35
1	Gabinete y componentes	136,66	136,66
1	Alzas metálicas	4,5	4,5
2	Relé 120VAC-5A	9,9	19,8
1	Arduino UNO	15	15
1	Estaño	1,75	1,75
1	Motor a pasos y Driver	230,93	230,93

Continúa

1	Fuente 48VDC-6A	77,57	77,57
1	Arduino MEGA	20	20
2	Módulo relé	4,5	9
3	Fuente 5V-1A	2,41	7,23
1	Papel adhesivo	1,2	1,2
1	Espiral Eléctrico y extensión	12,41	12,41
1	Canaleta	3,99	3,99
<b>TOTAL</b>			1118,96

### 6.1.2. Costos mano de obra

Los costos de mano de obra incluyen solamente sobre algunos detalles de la construcción mecánica del equipo que se reflejan en la tabla 58.

**Tabla 58.**  
*Costos de Mano de obra*

<b>MANO DE OBRA</b>			
1	Mano de obra mecánico	350	350
<b>TOTAL</b>			350

### 6.1.3. Costos extras del martillo y mordazas

Para que el martillo y mordazas cumplan con la norma, se debió mecanizarlos por electrohilo y someterlos a tratamientos térmicos. Los costos de estas operaciones se indican en la tabla 59.

**Tabla 59.**  
*Costos extras del martillo.*

<b>COSTOS MARTILLO</b>			
1	Mecanizado martillo	272	272
1	Mecanizado mordazas	140	140
1	Nitrurado y Templado	12,26	12,26
<b>TOTAL</b>			424,26

### 6.1.4. Costo Total

**Tabla 60.**  
*Costo Total.*

<b>INSUMOS MECÁNICOS</b>			
<b>CANTIDAD</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNIDAD</b>	<b>PRECIO TOTAL</b>
2	Rodamiento lineal	8,5	17
1	Perfil G	26,94	26,94
2	Acoples Metálicos	4,45	8,9
1	Chumacera	3,82	3,82
1	Eje A36 de 5/8"	5,42	5,42
1	Rodamiento 5/8"	10	10
1	Piezas impresión 3D	22,5	22,5
1	1/4 litro Pintura negra	19,84	19,84
1	Embrague Electromagnético	125	125
30	Probetas Acrílico	1,16	34,8
1	Laca y lija	2,11	2,11
2	Banda Embrague	5,3	10,6
1	Materiales mecánicos	61,37	61,37
<b>INSUMOS ELÉCTRICOS</b>			
2	Servomotor MG 995	13,5	27
1	Fuente 12 VDC-5A	10	10
1	Encóder incremental	69,48	69,48
1	Pantalla táctil 7"	113,49	113,49
1	Acelerómetro	7,5	7,5
1	Sensor LM35	2,35	2,35
1	Gabinete y componentes	136,66	136,66
1	Alzas metálicas	4,5	4,5
2	Relé 120VAC-5A	9,9	19,8
1	Arduino UNO	15	15
1	Estaño	1,75	1,75
1	Motor a pasos y Driver	230,93	230,93
1	Fuente 48VDC-6A	77,57	77,57
1	Arduino MEGA	20	20
2	Módulo relé	4,5	9
3	Fuente 5V-1A	2,41	7,23
1	Papel adhesivo	1,2	1,2
1	Espiral Eléctrico y extensión	12,41	12,41
1	Canaleta	3,99	3,99
<b>MANO DE OBRA</b>			
1	Mano de obra mecánico	350	350
<b>COSTOS MARTILLO</b>			
1	Mecanizado martillo	272	272
1	Mecanizado mordazas	140	140
1	Nitrurado y Templado	12,26	12,26
<b>TOTAL</b>			<b>1893,22</b>

## Capítulo 7

# Conclusiones y Recomendaciones

### 7.1. Conclusiones

- Se diseñó, construyó y automatizó una máquina para realizar ensayos de impacto tipo Charpy en polímeros basada en la norma ASTM D6110 – 02, que alcanza un máximo de 5,4 J y permite variar la posición angular inicial del ensayo entre 120° y 150°, verificar la posición de la probeta y medir la temperatura del polímero antes del impacto. Todo el proceso se lleva a cabo mediante un HMI por pantalla táctil implementado en el panel de control.
- Se diseñó mediante análisis estático y a fatiga el sistema mecánico de la máquina que corresponde al bastidor, ejes, martillo, percutor, buje, y mordazas. Cada elemento fue diseñado para resistir la máxima fuerza de 1476,18 [N] en el momento de impacto. Después del estudio realizado los componentes mecánicos fueron simulados mediante software CAD, comprobándose los valores calculados de esfuerzos máximos y factores de seguridad superiores a 1,5.
- Se dimensionó y seleccionó los elementos eléctricos-electrónicos de mando y control correspondientes al motor paso a paso de 4.5 [N.m] / 48[V] / 6 [A], embrague electromagnético de 12[V] / 3.5 [A], servomotores de 8.5[Kgf.cm] / 4.8[V], acelerómetro 3g / 3.6 [V] y sensor de temperatura LM35. Se tomó en cuenta la disponibilidad y el costo de los dispositivos en el mercado. Se diseñó adicionalmente una HMI que mediante una pantalla táctil de 7", permitió el monitoreo de los sensores y control de los actuadores del equipo, brindando al usuario un entorno amigable y de fácil navegación. Todo el sistema eléctrico-electrónico fue ensamblado en un panel de control metálico que contiene el switch de encendido, botón de reset y paro de emergencia, cada uno de ellos con una luz indicadora de color verde, azul y rojo respectivamente.
- Se realizó un total de diez ensayos con el equipo construido en probetas de acrílico de 12.7x12x12.7 [mm] y muescadas a 45° según especifica la norma. Se obtuvo un valor de energía de ruptura para el acrílico de 0.108 [J]. Se comparó el

resultado con los datos obtenidos del ensayo de flexión, mediante el área bajo la curva Fuerza Vs Desplazamiento que representa la energía de ruptura del material y se obtuvo un valor de 0.106 [J]. Se calculó finalmente un porcentaje de error del 1.8 % que nos indica que el equipo se encuentra calibrado y sus resultados son confiables.

## 7.2. Recomendaciones

- La máquina de Péndulo Charpy para polímeros permite obtener la energía de ruptura hasta de un 5.4 [J], sin embargo se recomienda realizar ensayos alternativos como el de flexión para comparar los resultados obtenidos con la prueba de impacto.
- La automatización del proceso de impacto mediante ensayos tipo Charpy se lo realizó mediante programación en la plataforma de software libre Arduino, sin embargo para futuros trabajos se recomienda cambiar la tarjeta Arduino por dispositivos más robustos como una tarjeta DAQ o un PLC.
- La máquina construida solo realiza ensayos de impacto tipo Charpy. Se recomienda realizar adecuaciones en las mordazas del equipo para implementar adicionalmente el ensayo tipo Izod para polímeros. De ser el caso se debe tomar en cuenta el posicionamiento del martillo y la energía máxima a entregar.

## Bibliografía

- [Avallone et al., 2007] Avallone, E., Baumeister, T. & Sadegh, A. (2007). Standard Handbook for mechanical engineers.
- [Budynas & Nisbett, 2012] Budynas, R., Nisbett, J. (2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México.
- [Carlisle, 2016] Carlisle (2016). Bandas Sección V.
- [DIPAC, 2017] DIPAC (2017). Perfiles estructurales G.
- [Electrotec, 2017] disponible en: <http://electrotec.pe/tienda/sensor-de-temperatura-lm35>.
- [INSTRON, 2017] INSTRON (2017). Ensayos de impacto.
- [Intermec, 2017] Intermec (2017). Bandas en V y Cuñas y Cuñeros.
- [Lasluisa & Viracocha, 2014] Lasluisa, E. Viracocha, C. (2015). Diseño y construcción de una máquina de ensayo de impacto charpy, para el laboratorio de electromecánica de la universidad técnica de Cotopaxi en el periodo 2014.
- [Luis Llamas, 2017] disponible en: <https://www.luisllamas.es/arduino-acelerometro-adxl345/>.
- [Martínez & Preciado, 2011] Martínez, P. Preciado, F. (2011). Diseño y construcción de una máquina transportadora y clasificador de humus de lombriz de capacidad de 1500 kg/h.
- [Maxwell, 2017] Maxwell (2017). Encoder MCT38A.
- [Metrotec, 2017] Metrotec (2017). Impacto/Resilencia.
- [Mott, 2006] Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México.
- [Norma ASTM D6110, 2002] Norma ASTM D6110 (2002). Standard Test Methods for Determining the Charpy Impact Resistance of Notched Specimens of Plastics.

- [Norma ASTM D788, 2012] Norma ASTM D788 (2012). Standard Classification System for Poly(Methyl Methacrylate) (PMMA) Molding and Extrusion Compounds.
- [Núñez et al., 2004] Núñez, C., Roca, A y Jorba, J. (2004). Comportamiento mecánico de los materiales. España.
- [Primopal, 2017] Primopal (2017). Motor a pasos PHB86S y driver PSR8078.
- [Pulsar, 2017] disponible en: [http://pulsar.pl/ES\\_1319\\_RSP-150-48\\_rsp-48v,150w,3,2a-fuente-de-alimentaci%C3%B3n-empotrada](http://pulsar.pl/ES_1319_RSP-150-48_rsp-48v,150w,3,2a-fuente-de-alimentaci%C3%B3n-empotrada).
- [Riba, 2002] Riba, C. (2002). Diseño Concurrente. Universidad Politécnica de Cataluña. España.
- [Readingrat, 2017] disponible en: <http://readingrat.net/arduino-mega-2560-circuit-diagram/arduino-mega-2560-circuit-diagram-the-wiring-diagram/>.
- [Roflex, 2016] Roflex, (2016). Bandas y poleas.
- [Rubio & Yuquilema, 2012] Rubio, I. & Yuquilema, B. (2012). Diseño, construcción e implementación de un sistema de elevación y frenado del péndulo charpy.
- [SANDEN SD, 2017] SANDEN SD (2017). Compresores.
- [Schaeffler, 2017] Schaeffler (2017). Rodamientos.
- [SCHNEIDER Electric, 2017] SCHNEIDER Electric (2017). Breakers eléctricos.
- [Stiopin, 1976] Stiopin, P. (1976). Resistencia de Materiales. Moscú.
- [Telkron, 2017] disponible en: <http://www.telkron.es/asp/herramientas.asp?id=1100>.
- [Ulrich & Eppinger, 2012] Ulrich, K., Eppinger, S. (2012). Diseño y desarrollo de productos. México.
- [Vallejo et al., 2006] Vallejo, Zambrano. (2006). Física Vectorial II. Quito.
- [Zwick/Roell, 2017] Zwick/Roell (2017). Equipos para ensayos de impacto.