

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

*Trabajo de titulación previo
a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico*

PROYECTO TÉCNICO:

**“REDISEÑO DE UN MINI ELEVADOR DE PLUMA CON MANDO
MECÁNICO PARA LA EMPRESA TALLERES CASTRO”**

AUTORES:

MATEO XAVIER CASTRO CAMPOVERDE
CESAR XAVIER DELGADO DELGADO

TUTOR:

ING. PAUL BOLÍVAR TORRES JARA, MSC.

CUENCA - ECUADOR

2020

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Mateo Xavier Castro Campoverde con documento de identificación N° 0106424328 y Cesar Xavier Delgado Delgado con documento de identificación N° 0106676901, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación: **“REDISEÑO DE UN MINI ELEVADOR DE PLUMA CON MANDO MECÁNICO PARA LA EMPRESA TALLERES CASTRO”**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: *Ingeniero Mecánico*, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato digital a la biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, abril del 2020



Mateo Xavier Castro Campoverde
C.I. 0106424328



Cesar Xavier Delgado Delgado
C.I. 0106676901

CERTIFICACIÓN

Yo, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **“REDISEÑO DE UN MINI ELEVADOR DE PLUMA CON MANDO MECÁNICO PARA LA EMPRESA TALLERES CASTRO”**, realizado por Mateo Xavier Castro Campoverde y Cesar Xavier Delgado Delgado, obteniendo el *Proyecto Técnico*, que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, abril del 2020

A handwritten signature in blue ink, enclosed within an oval shape. The signature appears to read "Paul Torres".

Ing. Paul Bolívar Torres Jara, MSc.

C.I. 0102776036

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Mateo Xavier Castro Campoverde con documento de identificación N° 0106424328 y Cesar Xavier Delgado Delgado con documento de identificación N° 0106676901, autores del trabajo de titulación: **“REDISEÑO DE UN MINI ELEVADOR DE PLUMA CON MANDO MECÁNICO PARA LA EMPRESA TALLERES CASTRO”**, certificamos que el total contenido del *Proyecto Técnico*, es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, abril del 2020

Mateo Xavier Castro Campoverde
C.I. 0106424328

Cesar Xavier Delgado Delgado
C.I. 0106676901

DEDICATORIAS

El presente proyecto técnico está dedicado a Dios, por ser inspirador y ser quien me dio las fuerzas para continuar en este proceso de obtención de uno de los sueños más deseados.

A mis padres, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ustedes he logrado cumplir una meta más de vida y convertirme en lo que soy, es para mí un orgullo y un privilegio ser su hijo, son los mejores padres.

A todas las personas que me han apoyado y han hecho que el trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que nos abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

Mateo

El esfuerzo plasmado en este proyecto va dedicado a mis padres, Cesar y Marisol; pues ellos han sido quienes me han forjado y dado el ejemplo de resiliencia para no desfallecer ante los problemas que se puedan presentar, a confiar en mi voluntad, arriesgarme e intentar, aunque el miedo nos invada, porque la idea no es tener miedo al hacer algo sino hacerlo con todo y miedo.

“Nada que pueda conseguirse sin pena y sin trabajo, es verdaderamente valioso”.

Joseph Addison

Xavier

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por bendecirme cada día, por guiarme a lo largo de mi existencia, ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

Gracias a mis padres: Ángel y María, por ser los principales promotores de mis sueños, por confiar y creer en mis capacidades, por los consejos, valores y principios que me han inculcado.

Agradezco a mis docentes y compañeros de clase de la Universidad Politécnica Salesiana, en especial a Xavier Delgado quien ha sido mi compañero y amigo a lo largo de la preparación de mi profesión, de manera especial, al Ing. Paul Bolívar Torres Jara. MSc. y al Dr. Efrén Vázquez Silva, quienes me han guiado con su paciencia, conocimientos y rectitud como docentes; a pesar de la emergencia sanitaria por lo cual atraviesa el país.

Un agradecimiento especial también para todo el personal de la empresa Talleres Castro, quienes me brindaron toda la información necesaria para el desarrollo de mi proyecto de titulación.

Mateo

Complacido de haber compartido con grandes personas, excelentes compañeros, entrañables amigos durante mi vida universitaria, no puedo estar más agradecido por su tiempo, su palabra y más que nada por su fé en nosotros.

Agradezco a mis padres por permitirme y darme la oportunidad de cursar por la grandiosa UPS y continuar con el camino Salesiano.

Agradezco a nuestros grandes profesores Ingeniero Paúl, Doctor Efrén, Ingeniera Gabriela, por su motivación y esfuerzo dedicado a nosotros.

Finalmente, pero no menos importante, agradezco a mi estimado amigo y compañero Mateo por su paciencia, dedicación y empeño, que me serán siempre de inspiración para seguir con los retos venideros.

Gracias infinitas

Xavier

RESUMEN

En el presente proyecto de tesis se ha evaluado el diseño original de un mini elevador de pluma utilizado principalmente en las construcciones civiles con el fin de trasladar materiales a grandes alturas.

El diseño evaluado es construido por la empresa Talleres Castro, la cual cuenta con más de 20 años de experiencia en el desarrollo de la industria en la ciudad de Cuenca.

Cabe mencionar que la empresa no cuenta con registros de funcionamiento, planos, estudios técnicos sobre el mini elevador de pluma por lo que como primer paso se recolectó información sobre modelos comercializados en la ciudad, datos técnicos, precios de venta, y se los comparó con la información proporcionada por el gerente de Talleres Castro acerca de su proceso de trabajo y su diseño, con el fin de empezar el rediseño considerando las falencias de los modelos ya comercializados, con el objetivo de alcanzar un producto de calidad y rendimiento a un coste accesible en el mercado actual.

También se elaboró encuestas sobre las fallas y problemas que presentan los equipos durante el trabajo, estas preguntas fueron tratadas directamente con los usuarios o consumidores de dichos equipos. Como resultado de las encuestas se determinó el principal problema que mantienen este tipo de maquinaria, el mismo que resulta de la ineficiencia del freno para impedir que la carga transportada se deslice o presenta resorteo debido al paro brusco, generalmente producido durante las primeras horas de trabajo del elevador.

Otro problema frecuente es el traslado del equipo, puesto a que resulta excesivamente pesado haciendo que su montaje resulte riesgoso para los obreros o incluso daños en el equipo por caídas principalmente.

Para el rediseño propuesto se ha optado por redimensionar los elementos, haciendo cálculos y simulaciones de resistencia mecánica, asegurando que los nuevos componentes soporten y cumplan con el trabajo.

Cabe recalcar que el modelo de elevador construido por la empresa Talleres Castro y los modelos comercializados en la ciudad no usan normativas para su fabricación o normas de seguridad. Por lo que en el rediseño propuesto ya se mencionan normas de seguridad y sobre el funcionamiento del sistema, entre estas normas están la CPE INEN 010:2013 Seguridad en el uso de grúas, la DSST-NT-34 Cargas en elevación, la NTP 866 - Eslingas de cables de acero, la UNE 58132-2 - Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 2: Solicitaciones y casos de solicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos, entre otras más.

ABSTRACT

In this thesis project, the original design of a mini boom lift used mainly in civil construction has been evaluated in order to move materials to high altitudes.

The evaluated design is built by the company Talleres Castro, which has more than 20 years of experience in the development of the industry in the city of Cuenca.

It is worth mentioning that the company does not have operating records, plans, technical studies on the mini boom lift, so as a first step information was collected on models sold in the city, technical data, sales prices, and compared with the information provided by the manager of Talleres Castro about its work process and its design, in order to begin the redesign considering the shortcomings of the models already marketed, with the aim of achieving a quality and performance product at an affordable cost in the current market.

Surveys were also carried out on the failures and problems presented by the equipment during work, these questions were directly addressed with the users or consumers of said equipment. As a result of the surveys, the main problem with this type of machinery was determined, the same that results from the inefficiency of the brake to prevent the transported cargo from being silky or springing due to sudden stoppage, generally produced during the first hours of work of the elevator.

Another frequent problem is the movement of the equipment, since it is excessively heavy, making its assembly risky for the workers or even damage to the equipment due to falls, mainly.

For the proposed redesign we have chosen to resize the elements, making calculations and simulations of mechanical resistance, ensuring that the new components support and do the job.

It should be noted that the elevator model built by the Talleres Castro company and the models marketed in the city do not use regulations for their manufacture or safety standards. So the proposed redesign already mentions safety standards and on the operation of the system, among these standards are the CPE INEN 010: 2013 Safety in the use of cranes, the DSST-NT-34 Lifting loads, NTP 866 - Steel cable slings, UNE 58132-2 - Lifting devices. Calculation rules. Part 2: Requests and requests cases that must intervene in the calculation of structures and mechanisms, among others.

Contenido

1	Glosario	1
2	Abreviaturas.....	1
3	Introducción.....	2
4	Problema.....	2
4.1	Antecedentes.....	2
4.2	Tabulación de los resultados obtenidos mediante encuesta	3
4.3	Problema general	5
4.4	Problemas específicos.....	5
5	Justificación.....	5
6	Grupo Objetivo	6
7	Objetivos.....	7
7.1	Objetivo General.....	7
7.2	Objetivos Específicos.....	7
8	Marco teórico.....	7
8.1	Tipos de grúas	7
8.1.1	Mini elevador de pluma.....	7
8.1.2	Polipastos.....	8
8.2	Celosías o estructuras metálicas.....	9
8.2.1	Condiciones que debe cumplir una estructura.....	9
8.3	Identificación y selección de cables de acero	10
8.4	Tipos de rodamientos.....	11
8.4.1	Rodamientos de rodillos cilíndricos	11
8.4.2	Rodamientos rígidos de bolas.....	12
8.4.3	Rodamientos de agujas	12
8.4.4	Aspectos a considerar para la selección de un rodamiento	12
8.5	Tipos de sistemas de freno.....	13
8.5.1	Frenos de tambor	13
8.5.2	Freno de disco.....	14
8.6	Pistones de Gas	14
8.7	Materiales para freno	14
8.8	Materiales para tracción.....	15
8.8.1	Celorón	15

8.9	Fuerza de accionamiento en frenos de contracción externa.....	15
8.10	Diseños patentados.....	17
8.11	Software de ingeniería.....	18
9	Metodología.....	19
9.1	Identificación de las condiciones de trabajo de los mini elevadores de pluma	20
9.2	Análisis mecánico y estructural del diseño propuesto del mini elevador de pluma.	26
9.2.1	Aspectos a considerar para el rediseño del mini elevador de pluma	26
9.2.2	Subconjunto Pluma.....	29
9.2.3	Subconjunto Cuerpo	53
9.2.4	Subconjunto Base	101
9.2.5	Señaléticas de precaución e identificación del mini elevador de pluma	118
9.2.6	Protección anticorrosiva y color del mini elevador de pluma diseñado .	120
9.2.7	Comparativa entre mini elevadores de pluma ya construidos vs el diseño propuesto	121
9.2.8	Diseño propuesto	125
9.2.9	Mantenimiento del mini elevador de pluma rediseñado.....	128
9.3	Análisis de precio unitarios.....	129
9.3.1	Modelo comercializado actualmente	129
9.3.2	Modelo propuesto usando resorte a compresión	134
9.3.3	Modelo propuesto usando pistón neumático	140
10	Conclusiones.....	147
11	Recomendaciones	148
12	Referencias bibliográficas	149
13	Anexos	154

Índice de figuras

Figura 1 Resultados de la pregunta a parte 1. Fuente: Autores.	3
Figura 2 Resultados de la pregunta a parte 2. Fuente: Autores.	4
Figura 3 Resultado de la pregunta b. Fuente: Autores.	4
Figura 4 Resultados de la pregunta c. Fuente: Autores.	5
Figura 5 Esquema del posible rediseño del mini elevador de pluma. Fuente: Autores...	6
Figura 6 Mini grúa o elevador de pluma [8].....	7
Figura 7 Carrete o tambor del cable [9].....	8
Figura 8 Polipasto para grúas [10].....	8
Figura 9 Mini polipasto eléctrico para el traslado de material en construcciones civiles, patentado en China [11].....	9
Figura 10 Componentes de la unión por soldadura [19].	10
Figura 11 Tipos de uniones con pernos [13].	10
Figura 12 Alambre de acero o eslinga de acero [15]	10
Figura 13 Cable de acero 6 x 19 F [16].	11
Figura 14 Cable de acero 19 x 7 F [16].	11
Figura 15 Rodamiento de rodillos cilíndricos en corte [17].....	11
Figura 16 Rodamiento rígido de bolas [17].....	12
Figura 17 Rodamiento de agujas [17].....	12
Figura 18 Despiece del freno de tambor [20].....	13
Figura 19 Disco de freno [21].....	14
Figura 20 Bujes de Celorón [25].	15
Figura 21 Embrague-freno de contracción externa que se acciona mediante la expansión del tubo flexible con aire comprimido [26].	16
Figura 22 Notación de zapata de contacto externo [26].	16
Figura 23 Mini elevador con motor eléctrico patentado en China [27].....	17
Figura 24 Mini grúa para uso doméstico patentado en China [28].	18
Figura 25 Mini elevador con motor eléctrico patentado en Brasil [29].....	18
Figura 26 Subconjuntos del mini elevador de pluma. Fuente: Autores.....	23
Figura 27 Deficiencia de diseño en la carcasa parte superior. Fuente: Autores.	25
Figura 28 Mal dimensionado y falta de sistema de freno automático. Fuente: Autores.	26
Figura 29 Base mal dimensionada y demasiado pesada. Fuente: Autores,	26

Figura 30 Valor de ε [44].	28
Figura 31 Subconjunto Pluma. Fuente: Autores.	29
Figura 32 Eslingas abrazantes de la carga [40].	30
Figura 33 Longitud nominal de la eslinga [14].	31
Figura 34 Ojal con casquillo [42].	32
Figura 35 h de ojal flexible [42].	32
Figura 36 Guardacabo [42].	33
Figura 37 Gancho de seguridad [42].	33
Figura 38 Detalles del rodamiento utilizado [18].	34
Figura 39 Resultados del rodamiento 62305-2RS1 [18].	35
Figura 40 Eje del rodamiento de la pluma y sus elementos cercanos. Fuente: Autores.	36
Figura 41 Mallado del eje del rodamiento y sus elementos cercanos. Fuente: Autores.	36
Figura 42 Primera tensión principal del eje del rodamiento obtenida de inventor. Fuente: Autores.	37
Figura 43 Deformación del eje del rodamiento obtenida de inventor. Fuente: Autores.	37
Figura 44 Conjunto de la punta de la pluma. Fuente: Autores.	38
Figura 45 Simulación de polea en Inventor para obtener el esfuerzo de cedencia. Fuente: Autores.	38
Figura 46 Deformación de la polea obtenida de Inventor. Fuente: Autores.	39
Figura 47 Celosía armada. Fuente: Autores.	39
Figura 48 Representación de cargas en la celosía. Fuente: Autores.	40
Figura 49 Esfuerzos generados con la carga máxima. Fuente: Autores.	40
Figura 50 Deformación de la celosía en el eje X. Fuente: Autores.	41
Figura 51 Deformación de la celosía en el eje Y. Fuente: Autores.	41
Figura 52 Deformación de la celosía en el eje Z. Fuente: Autores.	41
Figura 53 Esfuerzo máximo generado en la celosía. Fuente: Autores.	42
Figura 54 Esfuerzo de fluencia del material. Fuente: Autores.	42
Figura 55 Esfuerzo generado en la soldadura a). Fuente: Autores.	43
Figura 56 Esfuerzo generado en la soldadura b). Fuente: Autores.	44
Figura 57 Gráfica de esfuerzos combinados. Fuente: Autores.	45
Figura 58 Deformación máxima en el eje X. Fuente: Autores.	45
Figura 59 Deformación máxima en el eje Y. Fuente: Autores.	46
Figura 60 Deformación máxima en el eje Z. Fuente: Autores.	46
Figura 61 Esfuerzo máximo generado en la nueva celosía. Fuente: Autores.	47

Figura 62 Esfuerzo generado en la soldadura a) Fuente: Autores.	48
Figura 63 Esfuerzo generado en la soldadura b) Fuente: Autores.	48
Figura 64 Esquema de unión entre la pluma y el cuerpo. Fuente: Autores.	51
Figura 65 Unión de pluma y cuerpo mediante pernos. Fuente: Autores.	52
Figura 66 Carcasa giratoria, diseño actual. Fuente: Autores.	54
Figura 67 Carcasa giratoria diseñada en el software Inventor, diseño actual. Fuente: Autores.	54
Figura 68 Distribución de cargas generadas por la pluma en la carcasa, diseño actual. Fuente: Autores.	55
Figura 69 Mallado de la carcasa en software Inventor, diseño actual. Fuente: Autores.	55
Figura 70 Esfuerzo máximo de fluencia generado en la carcasa obtenido con el software Inventor. Fuente: Autores.	56
Figura 71 Deformación de la carcasa obtenida del software Inventor, diseño actual. Fuente: Autores.	56
Figura 72 Carcasa giratoria. Fuente: Autores.	57
Figura 73 Carcasa giratoria diseñada en el software Inventor. Fuente: Autores.	58
Figura 74 Distribución de cargas generadas por la pluma en la carcasa. Fuente: Autores.	58
Figura 75 Mallado de la carcasa en software Inventor. Fuente: Autores.	59
Figura 76 Esfuerzo máximo de fluencia generado en la carcasa obtenido con el software Inventor. Fuente: Autores.	59
Figura 77 Deformación de la carcasa obtenida del software Inventor. Fuente: Autores.	60
Figura 78 Esfuerzo máximo de fluencia en los puntos de soldadura obtenido de Inventor. Fuente: Autores.	60
Figura 79 Eje excéntrico. Fuente: Autores.	63
Figura 80 Diagrama de cuerpo libre del eje excéntrico. Fuente: Autores.	64
Figura 81 Diagrama de corte y momento. Fuente: Autores.	64
Figura 82 Mallado del elemento. Fuente: Autores.	66
Figura 83 Resultados de la simulación. Fuente: Autores.	66
Figura 84 Deformación máxima en el eje excéntrico. Fuente: Autores.	66
Figura 85 Detalles del rodamiento utilizado para el eje excéntrico [18].	68
Figura 86 Resultados del rodamiento 6007-2Z [18].	68
Figura 87 Tapas de la excéntrica con sus respectivos pernos. Fuente: Autores.	69
Figura 88 Tapa y bujes de bronce del eje excéntrico a ser simulados. Fuente: Autores.	71

Figura 89 Tapas y bujes de bronce SAE 40 de eje excéntrico. Fuente: Autores.	71
Figura 90 Distribución de fuerzas para obtener la simulación de las tapas y el buje del eje excéntrico, obtenido de Inventor. Fuente: Autores.....	72
Figura 91 Mallado de las tapas y del buje del eje excéntrico. Fuente: Autores.	72
Figura 92 Esfuerzo máximo de fluencia generado en las tapas y en el buje del eje excéntrico obtenido de Inventor . Fuente: Autores.....	72
Figura 93 Deformación máxima de la tapa y el buje de bronce del eje excéntrico obtenido de Inventor. Fuente: Autores.	73
Figura 94 Canales de lubricación para cojinetes de bronce [59].....	74
Figura 95 Esquema del eje de tracción. Fuente: Autores.	75
Figura 96 Detalles del rodamiento utilizado para el eje de tracción [18].....	78
Figura 97 Resultados del rodamiento E2.YAR 207-2F [18].....	78
Figura 98 Pernos sujetadores de las chumaceras del eje de tracción. Fuente: Autores. .	79
Figura 99 Partes del sistema de freno. Fuente: Autores.	82
Figura 100 Dimensionado del tambor. Fuente: Autores.....	84
Figura 101 Torque ejercido en el tambor. Fuente: Autores.....	87
Figura 102 Carrete y tambores de freno. Fuente: Autores.	88
Figura 103 Detalle, sección de carrete donde se enrolla en cable. Fuente: Autores.	89
Figura 104 Parámetros necesarios para dimensiona resortes [62].....	92
Figura 105 Palanca de accionamiento. Fuente: Autores.....	95
Figura 106 Pernos sujetadores de las zapatas de freno. Fuente: Autores.	96
Figura 107 Ubicación de las fuerzas y restricciones generadas durante el frenado del carrete. Fuente: Autores.....	96
Figura 108 Mallado de los elementos involucrados para determinar la resistencia de los pernos que sujetan las zapatas. Fuente: Autores.....	97
Figura 109 Esfuerzo de fluencia generado en los pernos que sujetan las zapatas. Fuente: Autores.....	97
Figura 110 Deformación de los pernos que sujetan las zapatas. Fuente: Autores.....	98
Figura 111 Motor Honda GX 270 [64].....	101
Figura 112 Subconjunto Base. Fuente: Autores.	101
Figura 113 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos a 45° y 315°. Fuente: Autores.....	102
Figura 114 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma a 0° . Fuente: Autores.	102
Figura 115 Esfuerzo de fluencia máximo a 45° y 315°. Fuente: Autores.	103

Figura 116 Deformación máxima en la base a 45° y 315°. Fuente: Autores.	103
Figura 117 Subconjunto Base. Fuente: Autores.	104
Figura 118 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos a 0°. Fuente: Autores.....	105
Figura 119 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma a 0°. Fuente: Autores.	105
Figura 120 Esfuerzo de fluencia máximo a 0°. Fuente: Autores.	106
Figura 121 Deformación máxima en la base a 0°. Fuente: Autores.	106
Figura 122 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos 45° y 315°. Fuente: Autores.....	107
Figura 123 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma 45° y 315°. Fuente: Autores.	108
Figura 124 Esfuerzo de fluencia máximo a 45° y 315°. Fuente: Autores.	108
Figura 125 Deformación máxima en la base 45° y 315°. Fuente: Autores.	109
Figura 126 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos 90° y 270°. Fuente: Autores.....	110
Figura 127 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma 90° y 270°. Fuente: Autores.	110
Figura 128 Esfuerzo de fluencia máximo a 90° y 270°. Fuente: Autores.	111
Figura 129 Deformación máxima en la base 90° y 270°. Fuente: Autores.	111
Figura 130 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos 180°. Fuente: Autores.....	112
Figura 131 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma 180°, Fuente: Autores,	113
Figura 132 Esfuerzo de fluencia máximo a 180°. Fuente: Autores.	113
Figura 133 Deformación máxima en la base a 180°. Fuente: Autores.	114
Figura 134 Anclaje para Carga Pesada HSL [66].....	116
Figura 135 Esfuerzos combinados generados en toda la estructura. Fuente: Autores.	116
Figura 136 Esfuerzos generados en la estructura. Fuente: Autores.....	117
Figura 137 Esfuerzos principales generados en los empotramientos del equipo. Fuente: Autores.....	117
Figura 138 Detalles para la fijación de los pernos de anclaje [66].[71].	118
Figura 139 Ubicación del logotipo de la empresa. Fuente: Autores.	119
Figura 140 Indicación de riesgo de trabamiento. Fuente: Autores.	119
Figura 141 Capacidad máxima de carga. Fuente: Autores.	120
Figura 142 Fondo gris anticorrosivo [67].....	120

Figura 143 Pinturas Unidas [68].	121
Figura 144 Deficiencia en la protección del carrete. Fuente: Autores.	121
Figura 145 Rediseño del protector del carrete. Fuente: Autores.	121
Figura 146 Base actual del mini elevador de pluma. Fuente: Autores.	122
Figura 147 Rediseño de la base. Fuente: Autores.	122
Figura 148 Refuerzo del tubo que una la carcasa con la base. Fuente: Autores.	123
Figura 149 Deformación en el tubo que uno la carcasa con la base. Fuente: Autores.	123
Figura 150 Rediseño del refuerzo del tubo que una la carcasa con la base. Fuente: Autores.	123
Figura 151 Sistema de frenado del mini elevador de pluma actual. Fuente: Autores.	124
Figura 152 Sistema de frenado automático. Fuente: Autores.	124
Figura 153 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 1. Fuente: Autores.	125
Figura 154 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 2. Fuente: Autores.	125
Figura 155 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 3. Fuente: Autores.	126
Figura 156 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 4. Fuente: Autores.	126
Figura 157 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 5. Fuente: Autores.	127
Figura 158 Colores reales del mini elevador de pluma. Fuente: Autores.	127

Índice de tablas

Tabla 1 Propiedades del celoron [15].	15
Tabla 2 Condiciones de trabajo de los mini elevadores de pluma. Fuente: Autores.	20
Tabla 3 Normas a ser aplicadas. Fuente: Autores.	22
Tabla 4 Subconjunto pluma con sus posibles fallos y razones. Fuente: Autores.	23
Tabla 5 Subconjunto cuerpo con sus posibles fallos y razones. Fuente: Autores.	24
Tabla 6 Subconjunto base con sus posibles fallos y razones. Fuente: Autores.	25
Tabla 7 Porcentaje de deformaciones [14]	31
Tabla 8 Rangos de carga de las grasas [18].....	34
Tabla 9 Comparación de modelos. Fuente: Autores.....	49
Tabla 10 Comparativa entre el diseño actual de la carcasa y el diseño propuesto. Fuente: Autores.....	62
Tabla 11 Cuadro discriminatorio de las diferentes opciones de freno. Fuente: Autores.	81
Tabla 12 Coeficiente de fricción en materiales para frenos [23].....	83
Tabla 13 Alternativas para el accionamiento del freno del equipo. Fuente: Autores.	90
Tabla 14 Materiales más usados para resortes [63]	92
Tabla 15 Comparativa de los diseños actual y propuesto de la base. Fuente: Autores.	115
Tabla 16 Dimensiones de pernos de anclajes Hilti [66].	118
Tabla 17 Materiales para fabricación del subconjunto: Pluma. Fuente: Autores.	129
Tabla 18 Materiales para la fabricación del subconjunto: Cuerpo. Fuente: Autores. ..	130
Tabla 19 Materiales para la fabricación del subconjunto: Base. Fuente: Autores.	132
Tabla 20 Costos totales del elevador comercializado actualmente. Fuente: Autores...	134
Tabla 21 Materiales para la fabricación del subconjunto: Pluma. Fuente: Autores.	134
Tabla 22 Materiales para la fabricación del subconjunto: Cuerpo. Fuente: Autores. ..	136
Tabla 23 Materiales para la fabricación del subconjunto: Base. Fuente: Autores.	138
Tabla 24 Costos totales del mini elevador con resorte mecánico. Fuente: Autores.	139
Tabla 25 Materiales para la fabricación del subconjunto: Pluma. Fuente: Autores.	140
Tabla 26 Materiales para la fabricación del subconjunto: Cuerpo. Fuente: Autores. ..	141
Tabla 27 Materiales para la fabricación del subconjunto: Base. Fuente: Autores.	143
Tabla 28 Materiales para la fabricación del subconjunto: Pistón neumático. Fuente: Autores.....	144
Tabla 29 Costos totales del mini elevador con pistón neumático. Fuente: Autores.	146
Tabla 30 Comparación de precios de venta al público	146

1 Glosario

Celorón: El celoron se obtiene a partir de un proceso de laminado industrial, duro y denso, fabricado a través de la aplicación de calor y prensado de capas de tejido de algodón impregnado con resinas sintéticas (fenólicas) [1].

Ferodos: Son materiales formados con fibras de amianto, asbesto o carbón, que emplean principalmente para forrar las zapatas de los frenos [2].

Eslinga de acero: Se menciona en este proyecto también como cable de acero, es el elemento encargado de unir la máquina de elevación con la carga a ser elevada.

Precarga: Es el torque que se ejerce en un perno para lograr la sujeción adecuada de distintas piezas o elementos.

Esfuerzo de fluencia: Es el esfuerzo máximo que puede soportar un determinado material sin causar una deformación plástica [3].

Primera tensión principal en el software Inventor: Esta tensión permite comprender la tensión de elasticidad máxima inducida en el elemento simulado por las condiciones de carga [4], el cual se puede relacionar con el esfuerzo de fluencia de los materiales utilizados.

Factor de utilización (FU): El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo admisible; el esfuerzo admisible es igual al esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo dividido para el factor de seguridad, como denota la ecuación 19.

2 Abreviaturas

ISO: International Organization for Standardization

INEN: Servicio Ecuatoriano de Normalización

NCH: Norma Chilena de Calidad

DSST-NT: Ministerio de Relaciones Laborales del Ecuador

ASME: The American Society of Mechanical Engineers

NTP: Normas Técnicas de prevención de España

UNE: Asociación Española de Normalización

AWS: American Welding Society

3 Introducción

El trabajo de titulación planteado consiste en realizar un rediseño de una máquina de elevación de materiales, llamado mini elevador de pluma, fabricada por la empresa Talleres Castro. El diseño actual posee muchas falencias en su funcionamiento y su manipulación es muy riesgosa para el operador. Además, se pretende disminuir el precio de venta al público optimizando los materiales requeridos.

La empresa TALLERES CASTRO está conformado por un grupo de expertos en ingeniería que se enfocan en soluciones creativas para proyectos complejos. Desde 1994 han cosechado la confianza y lealtad de innumerables clientes, lo cual se debe a sus productos hechos con materiales de calidad y la tecnología más reciente que cumple con los estándares más altos de la industria; por lo que ha optado por utilizar normas nacionales e internacionales para el nuevo diseño que será realizado, para obtener una ventaja competitiva ante las demás empresas dedicadas a la fabricación de maquinaria similar; además de utilizar los recursos y buenos profesionales que brinda la Universidad Politécnica Salesiana. A continuación se presenta la misión de prestigiosa empresa.

Misión: TALLERES CASTRO cree en la importancia de participar en la comunidad y retribuir parte de lo que hemos recibido, teniendo como misión principal provocar un impacto positivo en cada ciudad donde trabajamos. Nuestra empresa es conocida por su liderazgo y responsabilidad en todos los sectores y proyectos, además de tener la satisfacción del cliente como nuestra prioridad principal.

4 Problema

4.1 Antecedentes

Los mini elevadores de pluma son máquinas que usan el principio de una grúa convencional, las cuales constan de una pluma, torre, cable, carrete, un gancho y una palanca de operación [5]; por su tamaño se les conoce con el nombre de mini grúas. A lo largo del tiempo los mini elevadores de pluma han sido utilizados para el transporte de material a diferentes alturas en donde existe esfuerzo físico desmedido y fatigas musculares, debido a que su operación es realizada manualmente por una persona.

En las máquinas de elevación se emplean frenos para detener el movimiento de la carga, el carrete presenta la particularidad de frenarse cuando se deja de alimentar eléctricamente o por accionamiento mecánico, esto se debe a consideraciones de seguridad. Si el equipo se queda sin tensión, el freno actúa por medio de un resorte. Para poder iniciar el movimiento se acciona el mecanismo del freno y este levanta la cinta o las zapatas, venciendo la fuerza del resorte. Al cortar la tensión se produce una parada brusca, a menos que usemos sistemas especiales que retardan la acción del freno [6], esto es cuando se trata de elevadores eléctricos de carga; sin embargo la posibilidad de usar este tipo de freno eléctrico no es aplicable en la mayoría de trabajos a los que el elevador de pluma está destinado, ya que en el ambiente de trabajo no siempre se cuenta con instalaciones eléctricas.

La aplicación de mini elevadores de pluma está centrada en las construcciones civiles y domiciliarias, por lo general son colocadas a 15 cm del volado de la superficie hasta donde se quiere llevar el material, lo que genera peligro para las personas que se encuentran

manipulando la máquina. Los mini elevadores de pluma que se comercializan en la ciudad de Cuenca requieren que el operador mantenga la palanca de operación accionada para generar la tracción y el frenado del carrete que contiene el cable de acero, lo que demanda un alto esfuerzo físico. Al utilizar un mini elevador de pluma por largos períodos de tiempo se genera fatiga en el operador, por lo tanto, ya no puede ejercer la fuerza suficiente para mantener frenado el carrete o dar la tracción necesaria, causando ciertos problemas como caída del operador, caída de material, desempotramiento de las bases, rotura del cable de acero, deformación de la estructura y ausencia de un sistema de frenado automático.

En la ciudad de Cuenca existen cuatro empresas dedicadas a la fabricación y comercialización de estos elevadores, entre ellas están Talleres Mejía, Talleres Castro, Almacenes Kywi y Almacenes Juan Eljuri; con el pasar de los años estas empresas han modificado el diseño de los elevadores, tratando que estos sean lo menos pesados para que su traslado y montaje no sea complicado y no demande de mucho esfuerzo físico, pero no se ha hecho énfasis en la seguridad del operador al momento de manipular la máquina; además, con el afán de disminuir el peso del mini elevador de pluma, se ha ignorado muchos factores de resistencia de materiales que impiden el funcionamiento correcto del equipo y no garantizan la seguridad del operario.

Se realizó un estudio de campo, mediante encuestas, para determinar con mayor detalle cuáles son las principales fallas que tienen los actuales mini elevadores de pluma, tanto en su diseño como en su funcionamiento. Las encuestas fueron realizadas a las principales constructoras de la ciudad de Cuenca y a los clientes de la empresa Talleres Castro, quienes han adquirido o han pensado comprar dichos mini elevadores de pluma.

4.2 Tabulación de los resultados obtenidos mediante encuesta

Pregunta a (Ver Figura 1 y Figura 2): ¿Utiliza usted un mini elevador de pluma para el traslado de material de construcción a diferentes alturas en casas o edificios?:

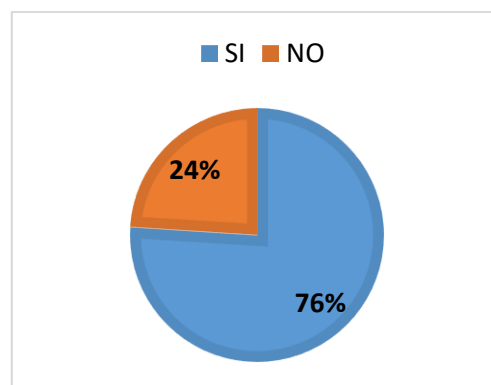


Figura 1 Resultados de la pregunta a parte 1. Fuente: Autores.

Nota: De ser “SI” su respuesta continúe con el literal b, Si es “NO” señale las causas por las cuales no usa dicho mecanismo.

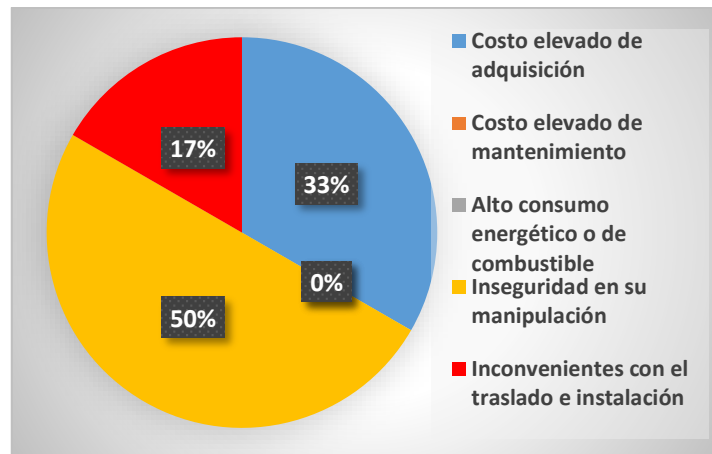


Figura 2 Resultados de la pregunta a parte 2. Fuente: Autores.

En la ciudad de Cuenca el 76% del universo encuestado asegura usar elevadores de pluma, mientras que el 24% afirma no usar este sistema, debido principalmente a la inseguridad que genera su manipulación.

Pregunta b (Ver Figura 3): ¿Con qué frecuencia se presentan los siguientes problemas en su mini elevador de pluma?

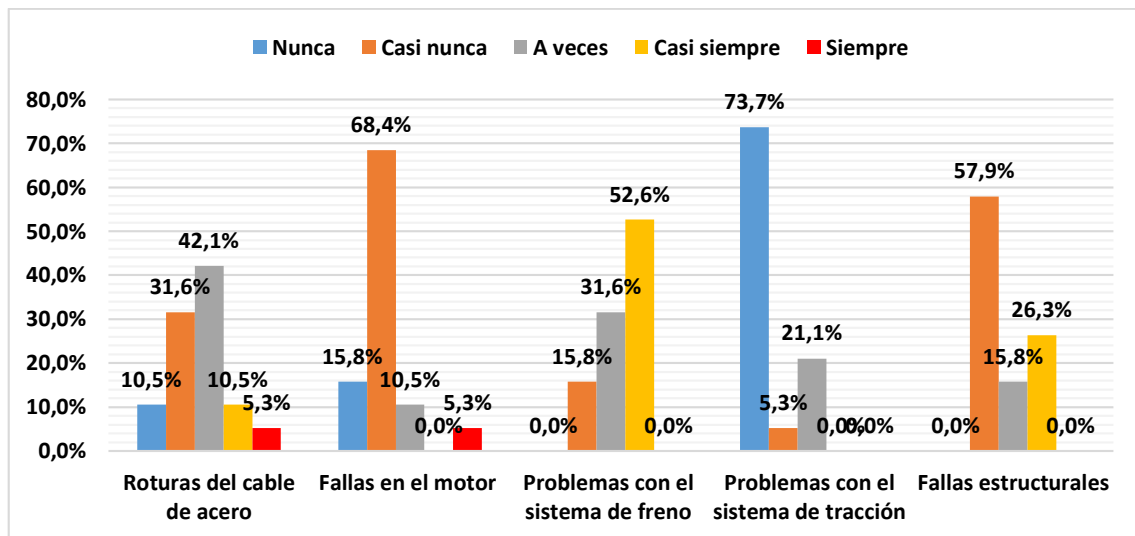


Figura 3 Resultado de la pregunta b. Fuente: Autores.

El 52,6% del universo encuestado afirma tener casi siempre problemas con el sistema de freno, el 26,3 % casi siempre con fallas estructurales, el 10,5% casi siempre presenta roturas en el cable, generalmente producidas por fallas en el frenado del equipo.

Pregunta c (Ver Figura 4): Ya que su mini elevador de pluma requiere intervención humana para realizar el frenado ¿Qué tan riesgoso considera este proceso?

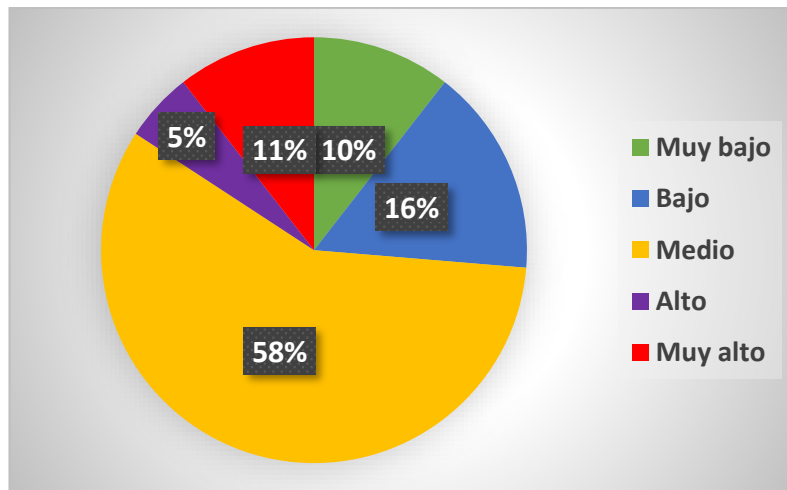


Figura 4 Resultados de la pregunta c. Fuente: Autores.

El 58% de la muestra encuestada asegura que el riesgo al manipular el equipo de elevación es medio, el 16% afirma que el riesgo es bajo, el 11% dice que es muy alto, mientras que el 10% y 5% asevera que el riesgo es muy bajo y alto respectivamente; estas variaciones se deben a que se han presentado accidentes laborales mortales con poca frecuencia y accidentes leves mayoritariamente.

4.3 Problema general

La empresa Talleres Castro ha tenido el mismo diseño de mini elevadores de pluma por más de 20 años, por lo que ha considerado importante realizar una mejora a partir de una intervención ingenieril. Dicha mejora logrará una ventaja competitiva, tanto funcionalmente como en seguridad ocupacional. Por lo tanto, se plantea la siguiente interrogante como problema general del desarrollo del proyecto técnico:

- ¿Cómo mejorar el diseño de un mini elevador de pluma con mando mecánico para la empresa Talleres Castro?

4.4 Problemas específicos

- ¿De qué manera puede identificar las condiciones de trabajo de los mini elevadores de pluma?
- ¿Cómo analizar mecánica y estructuralmente el diseño propuesto del mini elevador de pluma?
- ¿Cómo realizar un análisis de precios unitarios de la propuesta de solución?

5 Justificación

Luego del estudio de campo se corroboró que, en el cantón Cuenca, los mini elevadores de pluma (Figura 5) en lo que respecta al sistema de freno, sistema de tracción y estructura, poseen deficiencias que conllevan riesgos laborales ya que no se construyen en base a la norma ISO 4301 (FUNDAMENTOS DE GRUAS [5]), la cual hace referencia a que todo sistema de elevación debe permanecer frenado en estado de reposo [5]; es por esto que el proyecto presentado propone una alternativa para dicha condición.

Los mini elevadores de pluma fabricados nacionalmente deben responder a una norma de construcción, como la ISO 4301. En el Ecuador existe una norma de seguridad para el uso adecuado de grúas, que es la “CPE INEN 010:2013” [7].

El diseño que se propone para solucionar la problemática identificada ayuda a que el operador demande menor esfuerzo físico para la manipulación del equipo, evite las caídas de la carga cuando el operador suelte la palanca de operación y, a su vez, disminuya los frenados bruscos, manteniendo el buen estado de la estructura del mini elevador de pluma y, sobre todo, evitando accidentes laborales.

Las personas encargadas de manipular los mini elevadores de pluma están sometidas a grandes esfuerzos físicos donde se pueden presentar a largo plazo lesiones dorso-lumbares y/o desgarres musculares, dichas lesiones son conocidas como enfermedades profesionales, las cuales deben ser indemnizadas por los dueños de las obras donde se utilizan los mini elevadores de pluma, así como las distintas acciones legales que se pueden tomar, según el Art. 436 (Suspensión de labores y cierre de locales) del código del trabajo ecuatoriano. El proyecto presentado permite evitar dichos inconvenientes para lograr un beneficio mutuo entre empleados y empleadores, usando como base el Art. 410 (Obligaciones respecto de la prevención de riesgos) del código del trabajo ecuatoriano.

Talleres Castro, al ser una empresa dedicada a la fabricación de maquinaria para la construcción, pretende ser una de las primeras empresas artesanales en utilizar normas para la fabricación de sus productos, es por eso que se realizó dicho proyecto de titulación, permitiendo de esta manera, introducir a esta empresa en un mercado laboral más competitivo y garantizando la seguridad en la manipulación de los mini elevadores de pluma.

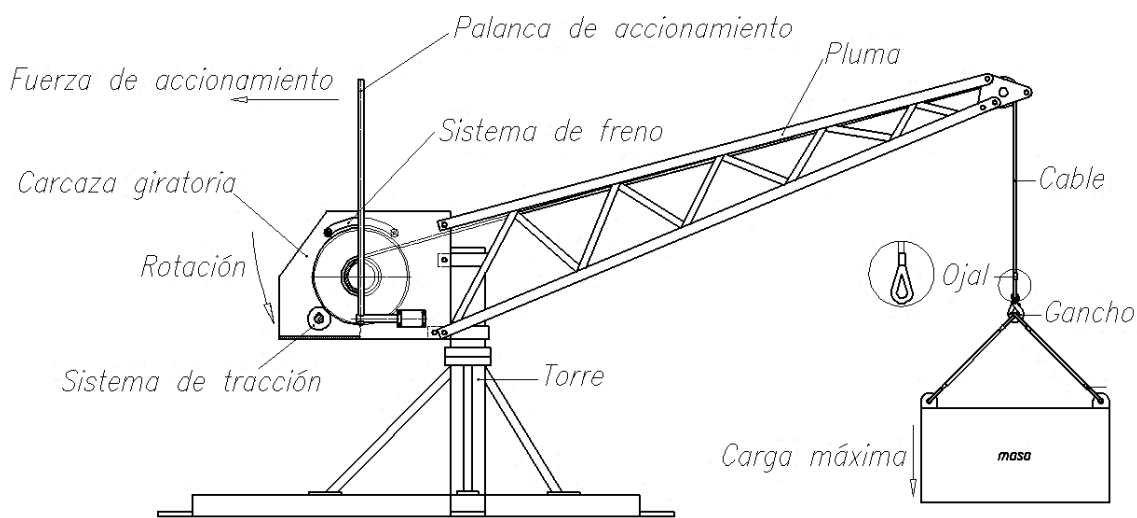


Figura 5 Esquema del posible rediseño del mini elevador de pluma. Fuente: Autores.

6 Grupo Objetivo

Los beneficiarios del proyecto serán el personal de la empresa Talleres Castro, empresa ubicada en la ciudad de Cuenca - Ecuador.

Talleres Castro se dedica a la construcción y mantenimiento de maquinaria para la construcción, mantenimiento de equipo caminero, mantenimiento industrial, cerrajería metálica y trabajos de mecánica de precisión

7 Objetivos

7.1 Objetivo General

- Mejorar el diseño de un mini elevador de pluma con mando mecánico para la empresa Talleres Castro

7.2 Objetivos Específicos

- Identificar las condiciones de trabajo de los mini elevadores de pluma.
- Analizar mecánica y estructuralmente el diseño propuesto del mini elevador de pluma.
- Realizar un análisis de precios unitarios de la propuesta de solución.

8 Marco teórico

Para el estudio del diseño de los elevadores de pluma se investigó sobre diferentes mecanismos que permiten la elevación de cargas pesadas, así como los distintos sistemas de frenado que existen en el medio; se analizó también algunas patentes, las cuales presentan diseños muy similares a los fabricados en Cuenca, pero con motores eléctricos.

8.1 Tipos de grúas

8.1.1 Mini elevador de pluma

Un mini elevador de pluma es una máquina cuya función es levantar mecánicamente determinados materiales o cargas; su uso es muy extendido en las obras de construcción civil, donde es de suma importancia el levantamiento de cargas de alto peso [5]. Las mini-grúas, como las de la Figura 6, ofrecen ventajas que otras máquinas no tienen, desde sus dimensiones simplificadas hasta su capacidad de carga [6].



Figura 6 Mini grúa o elevador de pluma [8].

En los mini elevadores de pluma se emplean frenos para detener el movimiento de la carga, el carrete (Figura 7) presenta la particularidad de que comienza a frenar cuando se deja de alimentarlo eléctricamente o de accionarlo mecánicamente, según la norma ISO 4301.

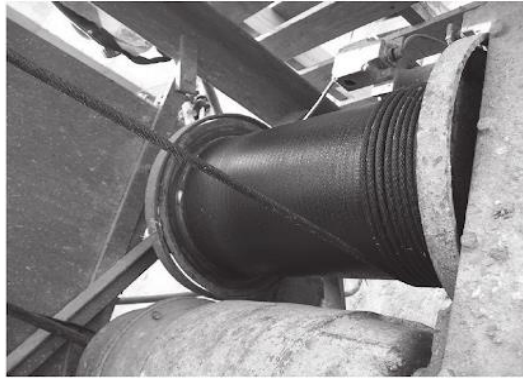


Figura 7 Carrete o tambor del cable [9].

8.1.2 Polipastos

Un polipasto (Figura 8) es una máquina compuesta por dos o más poleas y una cuerda, cable o cadena; dichos mecanismos permiten levantar una carga ejerciendo una fuerza menor al peso que hay que desplazar [10].



Figura 8 Polipasto para grúas [10].

Los polipastos son utilizados en industrias, talleres o en áreas de construcción para cargar y descargar materiales de gran peso [10]. Su capacidad para levantar cargas puede variar en función del número de ramales que se utilice. Por esta razón es pertinente verificar el peso de las cargas que serán levantadas y determinar el equipo de levantamiento más apropiado para levantar y desplazar la carga [10].

Xintian J [8], autor de una patente de China, muestra un polipasto eléctrico (Figura 9) para emplearlo en las construcciones civiles, siempre y cuando exista una columna para su empotramiento; su diseño consta de un muelle que amortiguará la carga cuando se produzca una frenada brusca producida por el motor eléctrico.

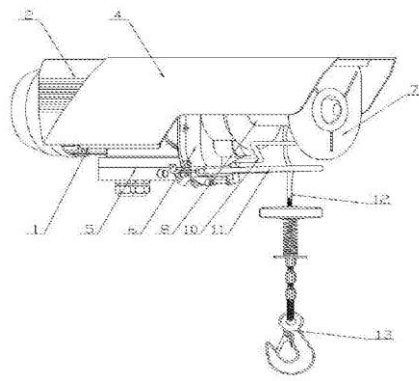


Figura 9 Mini polipasto eléctrico para el traslado de material en construcciones civiles, patentado en China [11].

8.2 Celosías o estructuras metálicas

Una estructura metálica es un conjunto de partes metálicas en su mayoría, unidas entre sí para formar un cuerpo, destinado a soportar cargas o fuerzas que se ejercerán sobre la misma. Las ventajas de este tipo de estructuras se deben al material del que son construidas, pues el acero es capaz de soportar grandes cargas o esfuerzos sin romperse y es flexible, ya que se puede doblar y regresar a su forma original sin romperse, siempre y cuando no se exceda su límite de elasticidad; dotando a la estructura la capacidad de flexionarse debido a la acción del viento o terremotos. Sin embargo, la desventaja del acero es que pierde sus propiedades cuando es sometido a altas temperaturas, permitiendo que no se comporte bien frente a incendios.

8.2.1 Condiciones que debe cumplir una estructura

- Rigidez

La estructura no debe deformarse al aplicar fuerzas.

- Estabilidad

La estructura no debe volcarse al ser sometida a esfuerzos.

- Resistencia

Los elementos de la estructura deben ser capaces de soportar los esfuerzos generados por las fuerzas aplicadas sobre los mismos.

Tipos de uniones

Para asegurar que la estructura se comporte como se prevé en los diseños es necesario ensamblar o unir todos los componentes. Para seleccionar el tipo de unión hay que considerar el comportamiento de la unión, pues existen uniones rígidas, semirrígidas y flexibles, además que muchas veces es necesario que estas estructuras se puedan desmontar. Por ello se consideran dos tipos de uniones como fundamentales.

- Unión por soldadura

Este tipo de unión es la más utilizada en estructuras metálicas y no es más que la unión de dos piezas mediante calor, consiguiendo que se fusionen formando un solo cuerpo (Ver Figura 10).

Para la construcción de armaduras metálicas los procesos de soldadura más aplicados son por electrodo revestido y MIG (metal inert gas) [12].

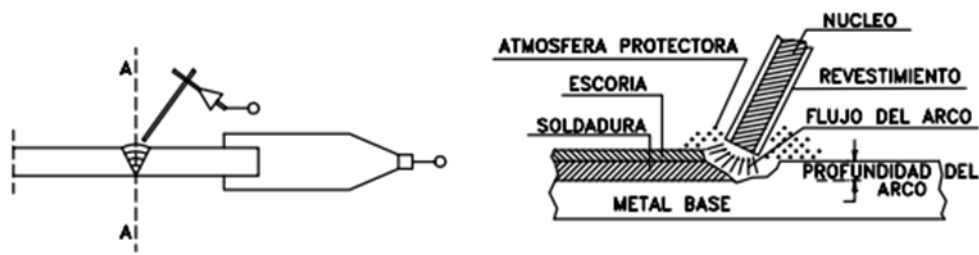


Figura 10 Componentes de la unión por soldadura [19].

- Unión por pernos

El uso de pernos permite una unión rápida y generalmente es aplicable en estructuras ligeras, como en la Figura 11 [13].

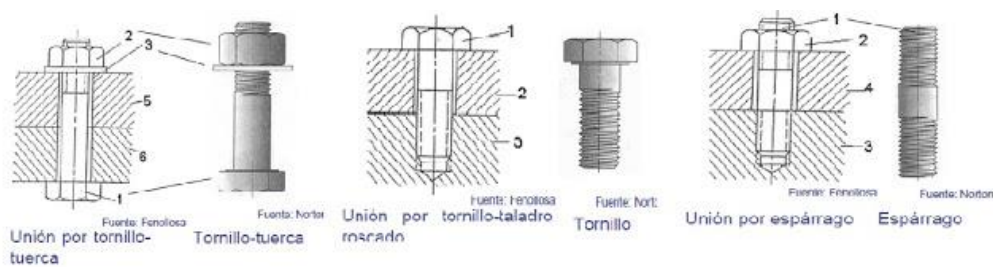


Figura 11 Tipos de uniones con pernos [13].

8.3 Identificación y selección de cables de acero

Para la selección del cable de acero que se utilizará se toma como base la norma chilena NCH 666 y la norma NCH 667.

Se define como cable de acero al conjunto de cordones de alambres de acero y trenzados en forma de espiral formando torones alrededor de un alma que suele ser de acero o fibra como se muestra en la Figura 12 [14].

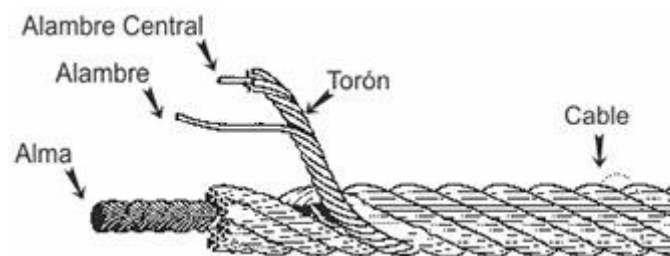


Figura 12 Alambre de acero o eslinga de acero [15] .

Para identificar los cables de acero se considera principalmente tres aspectos [16]:

- El número de torones en el cable
- El número de alambres en el torón
- El arreglo geométrico de los alambres en el torón

Se dispone de cables de 6x19F (Ver Figura 13) que está formado de 6 torones de 19 alambres cada torón y la letra F significa un arreglo filler negro con alma de fibra, además de su gran flexibilidad tiene la ventaja de ser muy resistente a la abrasión y al aplastamiento que es fundamental para este caso de aplicación, ya que el cable va enrollado en un carrete donde mayormente sufrirá aplastamiento [16].

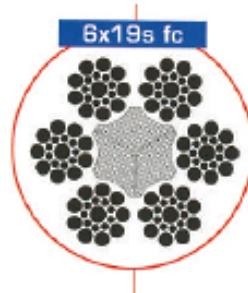


Figura 13 Cable de acero 6 x 19 F [16].

Se dispone de otro tipo de cable que posee las mismas características técnicas del tipo filler, pero con la diferencia de ser un cable 19 x 7 F, es decir 19 torones y 7 alambres cada uno como, se muestra en la Figura 14.

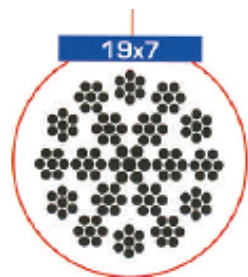


Figura 14 Cable de acero 19 x 7 F [16].

Los dos tipos de cables antes mencionados son los más utilizados generalmente para ascensores, elevadores, funiculares, etc.; según indica la norma chilena NCH 667 [14].

8.4 Tipos de rodamientos

8.4.1 Rodamientos de rodillos cilíndricos

Los rodamientos de rodillos cilíndricos son capaces de resistir altas cargas radiales. Esta gama de rodamientos cuenta con gran resistencia a aceleraciones rápidas y en altas velocidades, debido al contacto de línea entre rodillos y caminos de rodadura, dicho rodamiento se indica en la Figura 15 [17].



Figura 15 Rodamiento de rodillos cilíndricos en corte [17].

8.4.2 Rodamientos rígidos de bolas

Los rodamientos rígidos de bolas (Ver Figura 16) son los que más se utilizan en el medio industrial, siendo idóneos para soportar cargas axiales y radiales, además su costo es más bajo en relación a los otros tipos de rodamientos. [17].



Figura 16 Rodamiento rígido de bolas [17].

8.4.3 Rodamientos de agujas

Los rodamientos de agujas (Ver Figura 17) se diferencian por estar formados por una jaula que aloja gran cantidad de rodillos de un diámetro muy inferior en relación a su longitud. Los rodamientos de agujas soportan cargas altas teniendo en cuenta el tamaño de su sección y se usan donde el espacio radial es limitado ya que las caras de la aplicación donde apoya el rodamiento sirven de camino de rodadura [17].



Figura 17 Rodamiento de agujas [17].

8.4.4 Aspectos a considerar para la selección de un rodamiento

Al seleccionar rodamientos se debe asegurar el alcance del nivel requerido de rendimiento del equipo, y al menor costo posible. La resistencia también es muy importante porque puede que no se conozcan con precisión las condiciones en las que el equipo se monta, funciona y se mantiene y, de hecho, pueden variar con el tiempo [18].

Conjuntamente con la vida nominal, existen factores importantes que se deben tener en cuenta para seleccionar un rodamiento, dichos factores son [18]:

- Lubricante y el método de suministro
- Ajustes del eje y el soporte
- Clase de juego del rodamiento
- Material de la jaula y la orientación
- Estabilidad dimensional
- Temperatura de trabajo
- Carga de trabajo
- Velocidad de rotación
- Espacio disponible
- Requisitos de precisión

- Sellado del rodamiento
- Método de montaje y el mantenimiento

8.5 Tipos de sistemas de freno

8.5.1 Frenos de tambor

Este tipo de freno está constituido por un tambor, que es el elemento móvil, montado sobre el buje de la rueda por medio de unos espárragos, tuercas, y un plato de freno el cual está sujeto al puente o a la mangueta, que consiste en un elemento estático de soporte para el conjunto del freno. En este plato van instalados los elementos de fricción, llamados ferodos, y los mecanismos de accionamiento para el desplazamiento de las zapatas, ver Figura 18 [19].

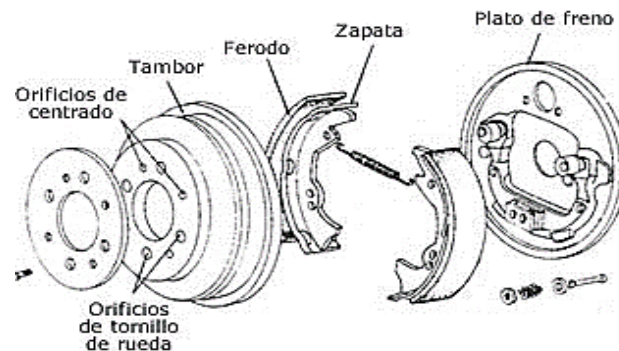


Figura 18 Despiece del freno de tambor [20].

8.5.1.1 Elementos de un freno de tambor.

- **Tambor**

Es el elemento que constituye la parte giratoria del freno y que recibe la casi totalidad del calor desprendido en el frenado. Se fabrica en fundición gris perlítica con grafito esferoidal, material que se ha impuesto por su elevada resistencia al desgaste y menor costo de fabricación [19].

- **Plato de freno**

Está constituido por un plato porta frenos o soporte de chapa embutida y troquelada, sobre el que se monta el bombín o bombines de accionamiento hidráulico, las zapatas de freno y, además, elementos de fijación y regulación. Las zapatas se unen por un extremo al bombín y por el otro a un soporte fijo o regulable; a su vez, se mantienen unidas al plato por medio de un sistema elástico de pasador y muelle, que permite un desplazamiento de aproximación al tambor y las mantiene fijas en su desplazamiento axial [19].

- **Forma y características de las zapatas**

Las zapatas de freno están fabricadas por dos chapas de acero soldadas en forma de media luna y recubiertas en su zona exterior por los ferodos, que son los encargados de efectuar el frenado por fricción con el tambor [19]. En nuestro medio, los ferodos utilizados son fabricados de asbesto.

8.5.2 Freno de disco

Este tipo de freno (Ver Figura 19) aventaja al freno de tambor en su acción de frenado ya que resulta más enérgica, obteniendo, por tanto, un menor tiempo de frenado que se traduce en una menor distancia de parada. Otra de las ventajas de estos frenos es que no aparece el fenómeno “fading”. El termino fading es un anglicismo utilizado por los mecánicos para referirse a la pérdida de eficacia en el frenado como suele presentarse en los frenos de tambor [19].



Figura 19 Disco de freno [21].

- **Constitución y funcionamiento de los frenos de disco**

Este tipo de mecanismo está formado por un disco de fundición gris perlítica que se une al buje de la rueda o forma parte de él. Sobre este disco, ocupando la quinta parte de la superficie del mismo, va montada una mordaza sujeta al puente, en cuyo interior se forman los cilindros por los que se desplazan los pistones. A estos pistones se unen las pastillas de freno, hechas de un material similar a los ferodos de las zapatas utilizadas en los frenos del tambor [19].

8.6 Pistones de Gas

Son dispositivos neumáticos que manejan gas a alta presión (generalmente nitrógeno) para ejecutar su expansión en el área de presión donde es ubicado. Sus diferentes diseños permiten ser utilizados en áreas donde es difícil utilizar muelles convencionales [22].

8.7 Materiales para freno

Actualmente existen infinidad de composiciones para la elaboración de pastillas y recubrimientos para frenos; entre los cuales tenemos [23]:

- Asbesto: uno de los materiales más usados debido a su bajo costo y múltiples aplicaciones en comparación con los compuestos de frenos para alto rendimiento [24].
- Resinas fenólicas y caucho: 20%
- Caucho molido
- Metal: lana de acero, virutas de cobre, virutas de zinc, virutas de latón, polvo de aluminio, etc.: 10%
- Fibras: fibra de carbón, fibra orgánica, fibra de vidrio, etc.: 10%
- Lanos: lana de roca, lana de hierro

- Barita (óxido de bario)
- Otros materiales como el óxido de aluminio u óxido de hierro: 25%
- Deslizantes como el grafito, sulfuro de cobre o sulfuro de antimonio: 35%

8.8 Materiales para tracción

8.8.1 Celorón

El celorón (Figura 20) se obtiene a partir de un proceso de laminado industrial, es duro y denso, fabricado a través de la aplicación de calor y prensado de capas de tejido de algodón impregnado con resinas sintéticas (fenólicas) [15]. Las propiedades del celorón se indican en la Tabla 1.



Figura 20 Bujes de Celorón [25].

Tabla 1 Propiedades del celorón [15].

Resina	Fenólica
Material base	Papel saturado
Gravedad específica	1.34
Absorción de agua % en 24 horas	1:30
Fuerza de adherencia kg/cm ²	2490
Resistencia a la flexión kg/cm ²	1054
Resistencia a la tensión kg/cm ²	843
Resistencia a la compresión kg/cm ²	2490
Temp. Máxima de operación °C	138

8.9 Fuerza de accionamiento en frenos de contracción externa

El embrague-freno (Ver Figura 21) tiene elementos de fricción externos contráctiles, pero el mecanismo de accionamiento es neumático. En este proyecto sólo se estudiarán los frenos y embragues con zapatas externas articuladas.

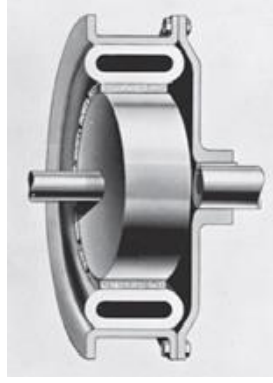


Figura 21 Embrague-freno de contracción externa que se acciona mediante la expansión del tubo flexible con aire comprimido [26].

La notación para zapatas externas contráctiles se muestra en la Figura 22. Los momentos de las fuerzas de fricción y normal, respecto del pasador de la articulación, son los mismos que los de las zapatas internas expansibles. Se aplican las ecuaciones siguientes [26].

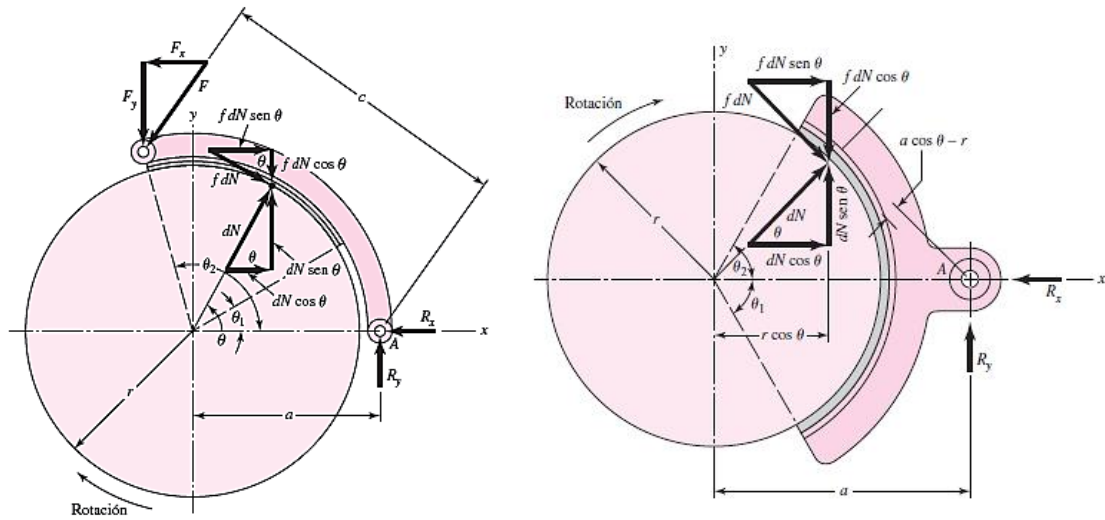


Figura 22 Notación de zapata de contacto externo [26].

$$M_f = \frac{f \cdot p_a \cdot bra}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (r - a \cdot \cos \theta) \sin \theta \cdot d\theta \quad (1)$$

$$M_n = \frac{p_a \cdot bra}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\sin \theta)^2 \cdot d\theta \quad (2)$$

Las dos ecuaciones dan valores positivos para momentos en el sentido de las manecillas del reloj (Figura 22) cuando se emplean para zapatas contráctiles externas. La fuerza de accionamiento debe ser suficientemente grande para equilibrar ambos momentos [26].

$$F = \frac{M_N + M_f}{c} \quad (3)$$

Las reacciones horizontal y vertical en el pasador de la articulación se determinan de la misma manera que la correspondiente a las zapatas de expansión interna. Son las siguientes [26]:

$$R_x = \int dN \cdot \cos \theta + \int f \cdot dN \cdot \sin \theta - F_x \quad (4)$$

$$R_y = \int f \cdot dN \cos \theta + \int dN \cdot \sin \theta - F_y \quad (5)$$

Resolviendo las integrales tenemos:

$$R_x = \frac{p_a \cdot br}{\sin \theta_a} (A + f \cdot B) - F_x \quad (6)$$

$$R_y = \frac{p_a \cdot br}{\sin \theta_a} (f \cdot A - B) + F_y \quad (7)$$

8.10 Diseños patentados

Existen varios diseños de mini elevadores de pluma patentados en Brasil, China y España. Su diseño está basado principalmente en una pluma, base, motor, y una columna o torre que soporta a toda la estructura.

Según Hongyu [26], en China existe una patente (Ver Figura 23) cuya principal innovación es la implementación de un radiador en la punta de la pluma, el cual disipa el calor del cable de acero que se genera por efecto de la fricción entre el este y la guía de la pluma; al igual que otras plumas, esta puede girar 360° sobre la torre [27].

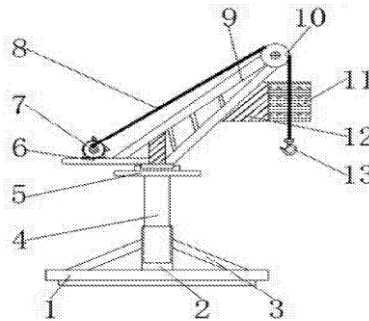


Figura 23 Mini elevador con motor eléctrico patentado en China [27].

Otro modelo de mini elevador patentado en China por Z. Pingliang [18] es el indicado en la Figura 24, con el nombre de mini grúa para uso doméstico. El frenado es realizado eléctricamente gracias a un polipasto.

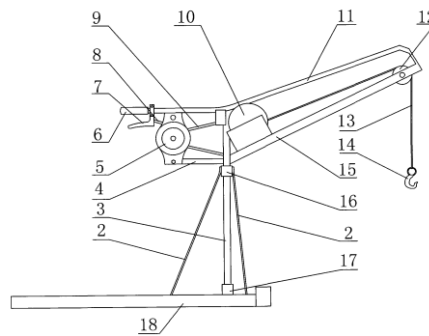


Figura 24 Mini grúa para uso doméstico patentado en China [28].

En Brasil existe un modelo (Ver Figura 25) patentado por C. R. Agostini y T. Agostini, el cual es similar al que se encuentra patentado en China [18], este elevador consta de una pluma, base, motor eléctrico, soporte para motor y una columna o torre que soporta toda la estructura; este diseño soporta cargas de hasta 600 kg y dispone de un mando el cual contiene dos pulsantes, uno para subir la carga y otro para bajar la carga, el frenado del motor se produce al dejar de pulsar cualquiera de los dos botones [29].

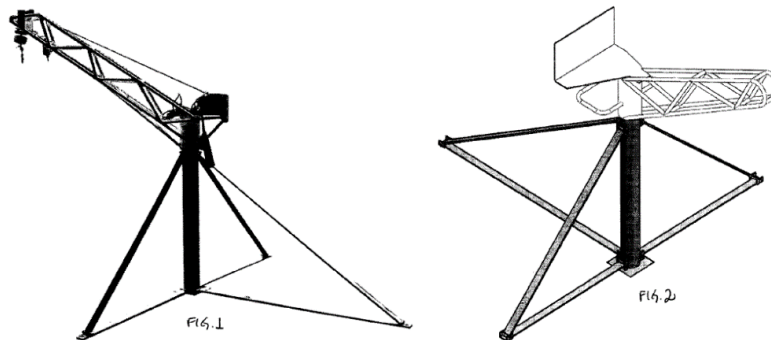


Figura 25 Elevador con motor eléctrico patentado en Brasil [29].

Los modelos de grúas mencionados anteriormente usan el principio de las grandes grúas, el cual es tener una pluma, carro de pluma, contra pluma, contrapeso, corona de giro, torre, base, lastre y un órgano de aprehensión; su diseño se ha modificado dependiendo de su utilidad y de la zona de trabajo en el lugar donde será manipulado, entre ellas están las grúas para elevación de motores, carrocerías, para sacar material pétreo de los ríos, carga de contenedores y construcciones civiles [30], [31], [32], [33], [34].

8.11 Software de ingeniería

Los llamados software de ingeniería son unas herramientas informáticas desarrolladas mediante lenguajes de programación, creadas por un programador; el programa se ejecuta en una computadora, equipo o dispositivo capaz de procesarlo y ejecutarlo [35].

Tipos de software para ingeniería

Existen algunos tipos de programas de ingeniería, entre ellos están:

- Diseño asistido por computadora CAD
- Programas de ingeniería asistidos por computadora destinados al análisis, simulación avanzada CAE.
- Los programas enfocados a la automatización de manufactura CAM.

En este proyecto de titulación se utilizaron los softwares CAD y CAE, los cuales son:

AutoCAD: Es un software enfocado al diseño de elementos en dos dimensiones (2D) y tres dimensiones (3D) asistido por computadora. La aplicación de AutoCAD es casi infinita; sirve para crear desde simples líneas o puntos hasta el modelado de estructuras complejas, dicho software es un referente importante dentro de la industria del diseño, manufactura y producción de cualquier objeto [35].

Inventor: Es un software de ingeniería para el modelado mecánico, fue desarrollado por la empresa Autodesk y lanzada en 1999. Autodesk Inventor es un programa muy activo y completo en su categoría para los ingenieros. Inventor brinda a sus usuarios herramientas que les permita diseñar, analizar, modelar y simular desde piezas y productos sencillos hasta complejas máquinas [35].

En el análisis por el software Inventor, se considerará el criterio de la densidad de energía de distorsión o mejor conocido como criterio de Von Mises, el cual establece que la fluencia en un punto inicia cuando la densidad de energía de distorsión es igual a la densidad de energía de distorsión de una prueba uniaxial en tensión o compresión, es decir la fluencia se produce cuando la energía de distorsión alcanza un valor crítico [36].

Este criterio es usado normalmente para análisis con metales dúctiles y también se le conoce como energía por variación de forma por unidad de volumen con base a las tensiones principales. La teoría establece que un material dúctil cede en un punto cuando la tensión de von Mises es igual al límite de tensión del material. Para esta comparación el software utiliza el límite de tensión de *tracción/ruptura* o también nos permite ingresar un valor propio de límite elástico; este esfuerzo combinado se expresa con la siguiente ecuación [37].

$$\sigma_{adm} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (8)$$

Otro criterio a ser considerado para la explicación de los resultados de la simulación es la primera tensión principal, la cual proporciona el valor de la tensión normal al plano en el que la tensión de corte es cero. Esta tensión permite comprender la tensión de elasticidad máxima inducida en el elemento simulado por las condiciones de carga [4].

9 Metodología

Método cuantitativo

Para la realización de este proyecto se estableció el método cuantitativo, el cual consiste en exponer y encontrar el conocimiento ampliado de un caso mediante datos detallados y principios teóricos. La investigación es normativa, apuntando a leyes generales relacionadas con el caso de estudio. Para la recolección de datos se realiza en base a pruebas objetivas, instrumentos de medición y pruebas de funcionamiento.

Método descriptivo

Se realizó una investigación previa que incluye revisión, selección de bibliografía y análisis de patentes para establecer un diseño no existente aún en el mercado, para garantizar una ventaja competitiva. A continuación se detalla cada una de las fases a ser desarrolladas:

9.1 Identificación de las condiciones de trabajo de los mini elevadores de pluma

En la Tabla 2 se detallan las condiciones de trabajo bajo las que se desempeña un mini elevador de pluma, las cuales fueron de referencia para las mejoras realizadas.

Tabla 2 Condiciones de trabajo de los mini elevadores de pluma. Fuente: Autores.

FACTORES	EXIGENCIAS	PROBLEMÁTICA
Clima	Debido a las condiciones climáticas de la ciudad de Cuenca, el mini elevador de pluma deber estar sometido a veranos frescos y nublados y a inviernos cortos, fríos, secos y parcialmente nublados. Durante el transcurso del año, la temperatura generalmente varía de 7 °C a 17 °C y rara vez baja a menos de 5 °C o sube a más de 19 °C. La probabilidad de días mojados en Cuenca varía considerablemente durante el año. La temporada más húmeda dura 3,9 meses, de 16 de enero a 12 de mayo, con una probabilidad de más del 34 % de que cierto día sea un día mojado. La probabilidad máxima de un día mojado es del 55 % el 3 de marzo. La temporada más seca dura 8,1 meses, del 12 de mayo al 16 de enero. La probabilidad mínima de un día mojado es del 13 % el 19 de agosto [38].	Al utilizar materiales que se corroen fácilmente con ambientes húmedos se requiere recubrimientos de pintura de alto rendimiento en las partes metálicas. El cable de acero es el más expuesto a la corrosión, por lo cual se deberá analizar distintos tipos de cables de acero que mejoren esta condición, sin embargo, se debe realizar un mantenimiento preventivo adecuado al mismo para lograr un trabajo en óptimas condiciones.
Número de obreros para manipulación	Una persona, la cual debe respetar todos los lineamientos establecidos en la norma “SEGURIDAD EN EL USO DE GRÚAS CPE INEN 010:2013” , para garantizar seguridad y una buena manipulación del mini elevador de pluma [7].	Las personas encargadas de manipular los mini elevadores de pluma están sometidas a grandes esfuerzos físicos, por lo cual, a largo plazo, pueden presentar lesiones dorso-lumbares y/o desgarres musculares, dichas lesiones son conocidas como enfermedades profesionales; es por eso que la finalidad del proyecto fue disminuir esos esfuerzos físicos elevados que generalmente se producen en el momento de frenado y de tracción.
Carga máxima de trabajo	250 kg	Generalmente las estructuras no son diseñadas para los esfuerzos de impacto, produciendo deformación o roturas de la estructura y del cable de acero. Para garantizar un buen uso de la máquina se debe analizar el sistema de frenado y el sistema de tracción para disminuir los esfuerzos físicos generados por los operadores de la máquina.
Velocidad de subida de carga	35 m/min	La velocidad debe ser moderada ya que si es demasiado alta se corre mayor riesgo de latigazo en el cable de acero al momento del frenado, pero a la vez, no puede ser muy lento ya que retrasa el trabajo del operador.

Velocidad de bajada de carga	Depende del operador, sin embargo, para el análisis de carga de impacto se considerara la situación más crítica que es cuando la carga de 250 kg se encuentra en caída libre y se da un frenado repentino.	El sistema de frenado debe permitir una bajada suave o rápida dependiendo del operador, pero con un control adecuado del sistema de freno.
Carga de impacto	Se considera como carga de impacto dinámico a la fuerza provocada sobre una estructura, ya sea móvil o estática, al momento de aplicar una carga de corta duración debido a su movimiento.	Este factor es muy importante ya que al momento que la carga está en el aire el frenado provoca cierta fuerza sobre la estructura y el cable de acero (eslinga de acero), el cual puede deformar o romper la estructura si no se considera dicho factor. La carga de impacto debe ser sumada a los 250 kg nominales de trabajo para realizar los cálculos respectivos del dimensionamiento de la máquina.
Ergonomía	La revista de investigación E-life, en conjunto con la Organización Mundial de la Salud (OMS), indican que El Ecuador se ubica en el tercer lugar de los países con población más pequeña de Sudamérica, tanto en hombres como en mujeres. El sexo masculino tiene una altura promedio de 167,1 cm y el femenino de 154,2 cm [39].	En ocasiones los mini elevadores son fabricados más grandes o más pequeños de acuerdo al consumidor, por lo cual se pretende estandarizar el tamaño en base a la estatura promedio de hombres y mujeres en el país.
Rotación de la carga	El mini elevador de pluma deberá ser diseñado para un giro de la pluma de 360° para garantizar el traslado de la carga a conveniencia del operador.	En esta sección no se han presentado posibles problemáticas relevantes según el estudio de campo realizado.
Altura máxima de carga	El diseño del mini elevador de pluma debe responder a una altura de elevación de 20 m.	La altura de elevación debe responder a la fuerza de impacto que puede producirse por caída de carga o bajada rápida de carga, con lo cual si la altura de elevación es muy alta la carga de impacto será mayor lo cual genera un diseño de la estructura más robusto y pesado; para nuestro caso se requiere obtener un mini elevador de pluma fácil de instalar y transportar por lo cual deberá ser ligero.
Señalización	La máquina debe disponer de la siguiente señalización: • Placa de identificación del fabricante, año de fabricación • Señales de peligros en el lugar dónde éstos se puedan producir, como: atrapamientos en partes mecánicas o caída en altura. • Señales de advertencias, tales como peso máximo a levantar o el uso de arnés de seguridad.	La falta de señalización de seguridad de operación en el mini elevador de pluma puede provocar accidentes laborales.

En la Tabla 3 se muestran las normas que se utilizaran para la realización del proyecto de titulación, las normas serán tanto para seguridad en la manipulación del equipo como para la realización del diseño mecánico.

Tabla 3 Normas a ser aplicadas. Fuente: Autores.

Norma	Detalle
Seguridad en el uso de grúas CPE INEN 010:2013 [7].	• Este Código establece recomendaciones generales para la operación segura de las grúas [7]. • Se establecen las recomendaciones para ensayo, mantenimiento, armado y desarmado, así como localización de las grúas [7]. • Se establece los requisitos mínimos para entrenamiento de personal de maquinistas, señalizador, señaladores y ayudantes [7].
DSST-NT-34 Cargas en elevación [40].	Dicha norma nos ayuda a establecer las responsabilidades y reglas necesarias, para una operación segura en el manejo de cargas en elevación [40].
ISO 4301 - Fundamentos de grúas [5].	Dicha norma hace referencia a que todo sistema de elevación debe permanecer frenado en estado de reposo [5].
NTP 736 - Grúa de brazo giratorio (o de palomilla) [41].	Esta norma tiene por objeto describir: los tipos, características, parámetros, operaciones y diseño, relativas a estas grúas. Del mismo modo explica los riesgos principales, expone los dispositivos de seguridad exigibles y las medidas de prevención en diseño, montaje, utilización y mantenimiento [41].
NTP 866 - Eslingas de cables de acero [47].	Las eslingas de cables de acero proporcionan un sistema muy versátil y seguro como sistema de conexión entre las cargas y los sistemas de elevación, siempre que se utilicen de forma correcta [42].
NCH 666/667 – Terminología y clasificación de los cables de acero [18].	Se detalla la clasificación de los cables de acero de acuerdo a la aplicación que se requiera, conjuntamente con las características técnicas de diseño [18].
NTP 971 - Andamios colgados móviles de accionamiento manual [43].	En esta norma se especifica el factor de seguridad a considerarse para el diseño y cálculo de la eslinga de acero, así con las características principales de los elementos de sujeción del cable a la máquina donde será instalado dicha eslinga.
UNE 58132-2 - Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Parte 2: Solicitaciones y casos de solicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos [44].	La norma mencionada expone una serie de solicitaciones y casos de carga que deben ser considerador para los cálculos respectivos, en el cual se tienen dos casos de análisis: • Caso I. Solicitaciones verticales • Caso II. Servicio con viento límite de servicio [44].
Factor de seguridad para diseño de máquinas [50].	El factor de seguridad para el caso del acero dulce es de 1,67 con respecto al esfuerzo de fluencia de los materiales escogidos [50].

Para un mejor entendimiento se ha dividido al mini elevador de pluma en tres subconjuntos (Ver Figura 26), cada subconjunto tiene diferentes partes que serán analizadas a continuación para realizar una evaluación de su funcionamiento y determinar qué mejoras pueden ser realizadas.

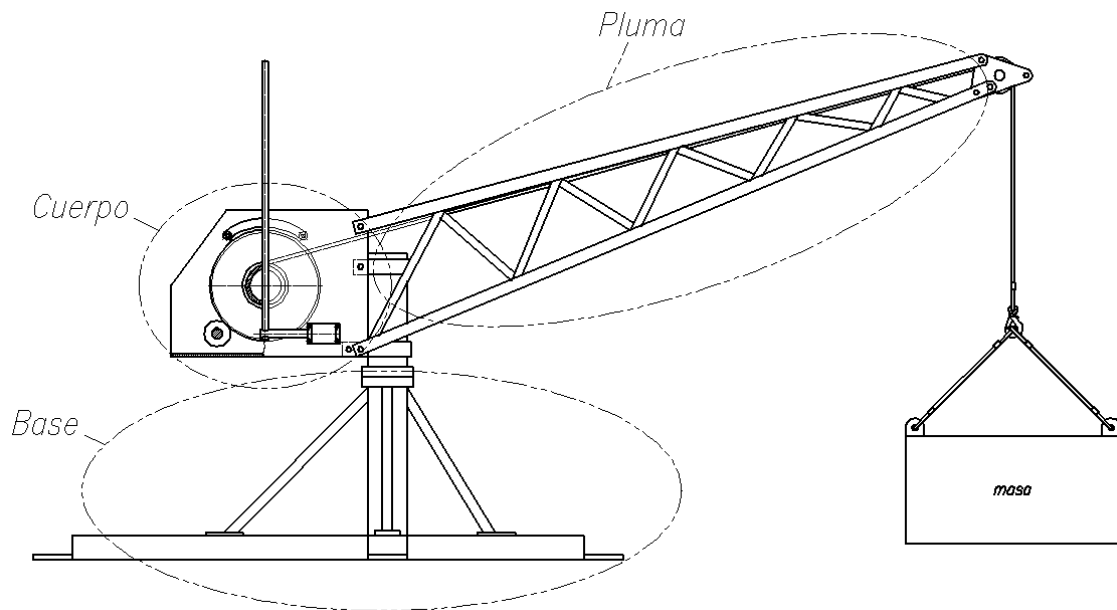


Figura 26 Subconjuntos del mini elevador de pluma. Fuente: Autores.

En la Tabla 4,

Tabla 5 y Tabla 6 se muestran las partes de cada subconjunto del mini elevador de pluma con sus respectivos posibles problemas y cuáles podrían ser las razones de dichos fallos.

Tabla 4 Subconjunto pluma con sus posibles fallos y razones. Fuente: Autores.

SUBCONJUNTO: PLUMA			
Partes	Material	Posibles problemas	Razones
Celosía	Tubo estructural redondo	Deformaciones, Roturas	No se considera cargas de impacto
Polea	Eje de acero St-37, diámetro 80 mm	Torsión, Roturas	Sobrecarga, mal dimensionado
Rodamiento de polea	Según el fabricante	Desgaste prematuro	Incorrecta selección de rodamiento
Gancho	Acero fundido	Deformaciones, Roturas	Sobrecarga o mala selección del gancho.
Cable de acero (eslinga de acero)	Acero 6 x 7 con alma de fibra	Rotura del cable	Sobrecarga, mal dimensionamiento, mala selección del tipo de cable.
Pernos de unión de pluma con el cuerpo	Perno de diámetro 9/16" x 1 1/2", grado 5.	Rotura de los pernos por falla de corte	Corrosión, mala manipulación del mini elevador de pluma

Tabla 5 Subconjunto cuerpo con sus posibles fallos y razones. Fuente: Autores.

SUBCONJUNTO: CUERPO			
Partes	Material	Posibles problemas	Razones
Carcaza giratoria	Plancha ASTM-37 de 5/16" de espesor	Deformación (Ver Figura 27)	Mal dimensionado
Palanca de accionamiento	Eje de acero ST-37, diámetro 1"	Deformaciones, falta de freno automático (Ver Figura 28)	No se considera cargas de trabajo
Base para zapata	Plancha ASTM-37 de 5/16" de espesor	Desempotramiento por rotura	Mal dimensionamiento de los pernos de agarre
Zapatillas de freno	Revestimiento de asbesto	Desgaste prematuro, Endurecimiento superficial	Ajuste inadecuado del freno
Émbolo neumático o muelle metálico	Acero ST-37	----	----
Eje transmisor	Eje de acero 705, diámetro 38 mm	Deformaciones, Cizalladura	Dimensionamiento incorrecto, no se consideran todas las cargas
Rodete de fricción	Eje de celorón, diámetro 50 mm	Desgaste prematuro, Endurecimiento superficial, Rotura	Dimensionamiento inadecuado
Tambores de freno	Plancha ASTM-37 de 3/8"	Deformaciones	Dimensionamiento inadecuado
Carrete	Tubo estructural redondo, diámetro 100 mm	Deformaciones, Cizalladura	Dimensionamiento inadecuado, no se considera sobrecargas
Rodamientos para carrete		Desgaste prematuro	Selección inadecuada del rodamiento
Eje excéntrico	Eje de acero ST-37, diámetro 38 mm	Rotura	Dimensionamiento inadecuado
Bujes para excéntrica	Bronce fosfórico	Desgaste prematuro	Dimensionamiento o material inadecuado. Falta de lubricación.
Chumaceras de pared	SKF E2 con soporte de brida ovalada de material compuesto y prisioneros	Desgaste prematuro	
Polea conductora	Aluminio	Torsión	Cuerpo esbelto
Polea conducida	Aluminio	Deformaciones, Rotura	
Motor	13.5 hp		
Pernos para chumacera	Cabeza hexagonal de 1/2"x1"	Cizalladura	Dimensionamiento inadecuado
Pernos para base de zapata	Cabeza hexagonal de 1/2"x1"	Cizalladura	Dimensionamiento inadecuado
Pernos para sujeción de motor	Cabeza hexagonal de 9/16"x1"	Cizalladura	Dimensionamiento inadecuado

Tabla 6 Subconjunto base con sus posibles fallos y razones. Fuente: Autores.

SUBCONJUNTO: BASE			
<i>Partes</i>	<i>Material</i>	<i>Posibles problemas</i>	<i>Razones</i>
Cruz de piso	Tubo estructural rectangular	Deformaciones, sobrepeso. (Ver Figura 29)	No se considera cargas de impacto y resorteo para el dimensionamiento
Bases para empotramiento	Plancha ASTM-37 DE 3/8"	Roturas	No se considera cargas de impacto y resorteo para el dimensionamiento
Soportes laterales	Tubo estructural redondo	Deformaciones	
Torre	Tubo estructural redondo, diámetro 3"	Deformaciones	No se considera cargas de impacto y resorteo para el dimensionamiento
Bujes de torre	Bronce aluminio	Desgaste prematuro	Falta de lubricación
Pernos de anclaje	3/4"x 2"	Desempotramiento, Cizalladura	Dimensionamiento inadecuado por falta de consideraciones de sobrecarga. No se analiza la base a la cual se empotrará el elevador.



Figura 27 Deficiencia de diseño en la carcasa parte superior. Fuente: Autores.



Figura 28 Mal dimensionado y falta de sistema de freno automático. Fuente: Autores.



Figura 29 Base mal dimensionada y demasiado pesada. Fuente: Autores,

9.2 Análisis mecánico y estructural del diseño propuesto del mini elevador de pluma.

En esta sección se analiza mecánica y estructuralmente el diseño propuesto del mini elevador de pluma, estudiando la versión ya existente en la empresa Talleres Castro y realizando las modificaciones pertinentes para obtener un rediseño bajo las normativas ya antes mencionadas. Primero se analiza el subconjunto pluma seguido del subconjunto cuerpo para finalmente analizar el subconjunto base.

9.2.1 Aspectos a considerar para el rediseño del mini elevador de pluma

Existen fuerzas y cargas que se dan por acción al depósito en donde se colocan los elementos a levantar, dichas cargas son:

9.2.1.1 Carga de impacto

Los impactos sobre las estructuras son sucesos dinámicos de corta duración, pero de elevada intensidad, capaces de provocar daños considerables en las mismas, ya sea en su estabilidad o movimiento [45].

Es un tipo de carga que se aplica en un instante de tiempo sobre un cuerpo, producto del efecto dinámico provocado por una carga móvil [46].

Para determinar la carga de impacto o sobrecarga se debe considerar el factor de amplificación de impacto:

$$F = 1 + k_D \quad (9)$$

Donde:

- k_D : *Coeficiente dinámico de impacto*

Este coeficiente dinámico de impacto se determina por:

$$k_D = \frac{V}{\sqrt{g \cdot \Delta_{st}}} \quad (10)$$

Donde:

- V : *Velocidad de descenso*
- g : *Gravedad*
- Δ_{st} : *Deformación resultante de la detención abrupta*

Tanto la velocidad de descenso como la gravedad son datos conocidos, sin embargo, la deformación resultante de la detención abrupta se debe calcular mediante la ecuación:

$$\Delta_{st} = \frac{PP_T \cdot L}{E_S \cdot A} \quad (11)$$

Donde:

- PP_T : *Carga de trabajo*
- L : *Longitud máxima de izaje*
- E_S : *Módulo de elasticidad del cable de acero*
- A : *Área del cable de izaje*

Esta carga de impacto se obtuvo a partir de un análisis matemático y computacional dando como resultado un valor de 301,815 kg, esta carga debe ser aumentada a los 250 kg de

carga de trabajo para un dimensionado correcto del cable; por lo tanto, la carga real sería de 551,815 kg.

9.2.1.2 Solicitaciones verticales

Dichas solicitaciones provienen del levantamiento brusco de la carga de servicio, de las aceleraciones o paradas en el movimiento de elevación. Dicha solicitación aumenta la carga de servicio con un coeficiente dinámico Ψ que se calcula mediante la siguiente fórmula [44]:

$$\Psi = 1 + \varepsilon * V_L \quad (12)$$

Donde,

- V_L : Velocidad de elevación en m/s = 0,583 m/s
- ε : Coeficiente experimental = 0,3

Sin embargo, existe otra manera más sencilla de encontrar el coeficiente dinámico mediante la Figura 30.

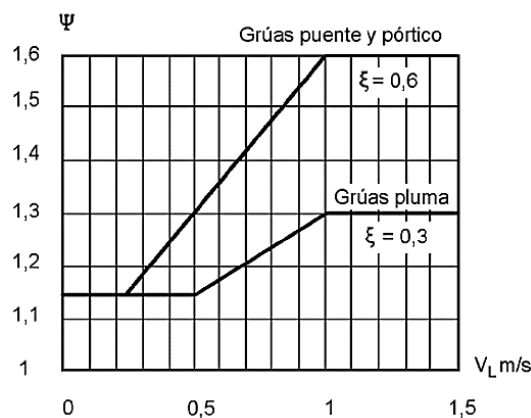


Figura 30 Valor de ε [44].

Por lo tanto, $\Psi = 1,18$

Ahora se multiplica dicho coeficiente por la fuerza ejercida por los 551,815 kg

$$F' = 551,815 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 1,18 = 6387,7 \text{ N}$$

9.2.1.3 Acción del viento

Las acciones sobre la carga elevada debidas al viento, estando el mini elevador de pluma en servicio, vienen descritas en la norma UNE 58113:1985. Para el cálculo de dicha fuerza ejercida por el viento sobre la carga se tiene la siguiente fórmula [44]:

$$F'' = A \cdot p \cdot C_f \quad (13)$$

Donde,

- F'' : Fuerza debida al viento en kN

- A: Superficie neta del elemento considerado en m^2 y es $0,4 m^2$
- p: es la presión del viento en kN/m^2
- Cf: Coeficiente de forma del elemento considerado

Para todo tipo de grúa que se instalen al aire libre se tiene una presión del viento de $0,25 kN/m^2$ [44]. Martínez [44] expone que el coeficiente de forma para perfiles redondos es de 0,8.

$$F'' = A \cdot p \cdot C_f = 0,4m^2 \cdot 0,25 \frac{kN}{m^2} \cdot 0,8 = 80 N$$

Una vez consideradas las cargas de impacto, solicitaciones verticales y acciones generadas por el viento se obtiene una fuerza total de:

$$F_{Total} = 6467,7 N$$

La cual será usada para todos los cálculos realizados a continuación.

9.2.2 Subconjunto Pluma

En la Figura 31 se muestra el subconjunto pluma con todos los elementos a ser analizados.

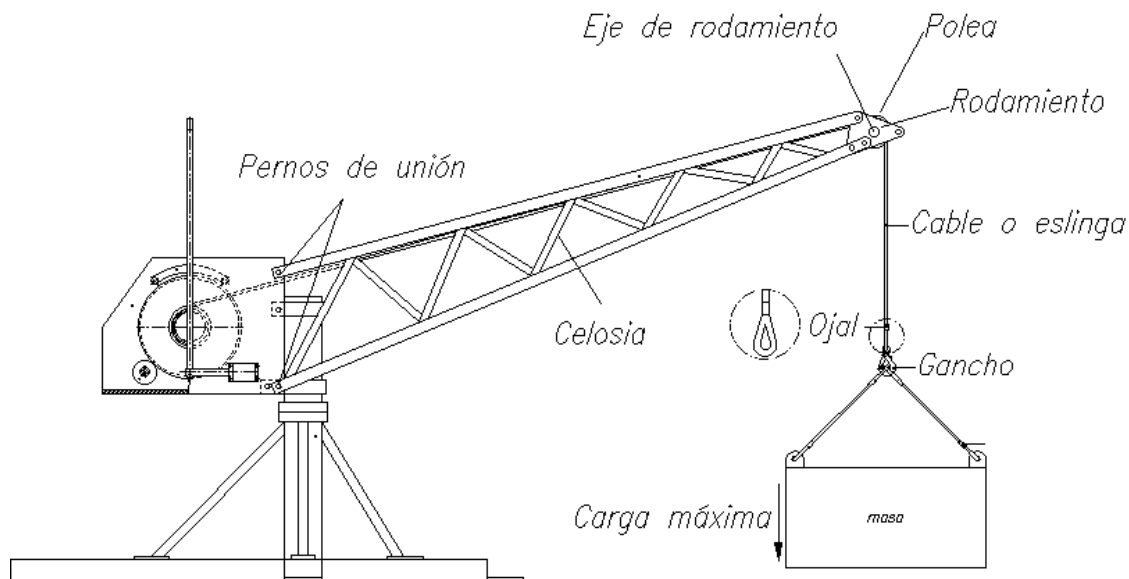


Figura 31 Subconjunto Pluma. Fuente: Autores.

Se debe considerar la forma correcta de sujeción de la carga al cable de acero según la norma ecuatoriana DSST-NT-34 Cargas en elevación [40]. Las eslingas abrazantes son las que sujetan al contenedor de carga a elevar, hay que considerar que el ángulo formado por dichas eslingas debe ser menor a 60° y la carga debe estar correctamente balanceada, como muestra la Figura 32.

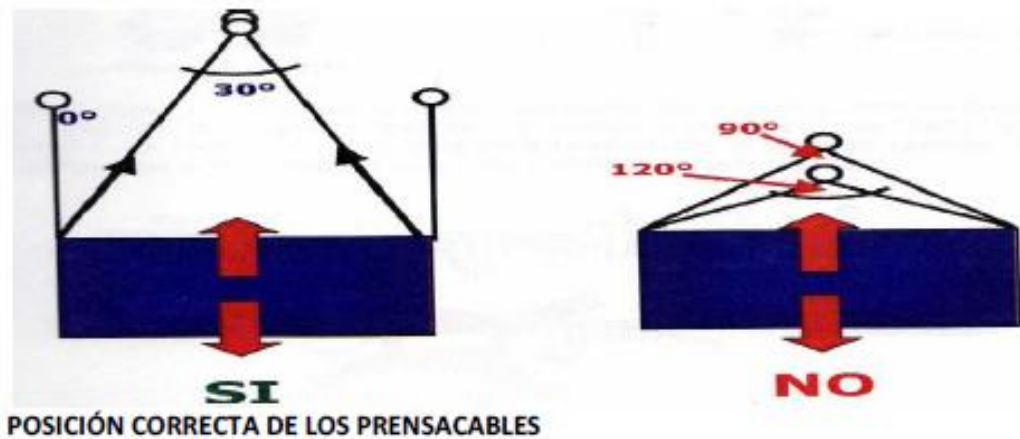


Figura 32 Eslingas abrazantes de la carga [40] .

9.2.2.1 Cable o eslinga de acero

El cable o eslinga de acero es parte fundamental del mini elevador de pluma, ya que este ayuda a transportar la carga de trabajo, por ende, el análisis y dimensionamiento del mismo debe ser adecuado, el cable de acero seleccionado es de tipo 6 x 19 F con alma de fibra (Ver Figura 13) y 3/8" de diámetro. Para el diseño del cable de acero se considera la norma NTP 971[43] la cual indica que se debe utilizar un factor de seguridad de 8 para el diseño.

A continuación se muestran los datos iniciales para el cálculo del cable de acero.

M = 659,296 kg	Masa
F = 6467,7 N	Fuerza de trabajo
L = 20 m = 20 000 mm	Longitud máxima de elevación
E _s = 5000 kg/mm ²	Módulo de elasticidad de cable de acero [16]
D = 9,5 mm o 3/8"	Diámetro del cable de acero establecido
Q _{mín} = 67175,55 N	Carga mínima de rotura garantizada [16]

- *Área de sección*

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{9,5 \text{ mm}^2}{4} = 70,882 \text{ mm}^2 = 7,0882 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (14)$$

- *Alargamiento elástico*

Es importante conocer el alargamiento elástico del cable para identificar si la carga de trabajo es liviana, normal, pesada o carga pesada con dobles y deflexión del cable, los valores se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7 Porcentaje de deformaciones [14]

Carga liviana (Factor de seguridad 8:1)	0,25
Carga normal (Factor de seguridad 5:1)	0,5
Carga pesada (Factor de seguridad 3:1)	1
Carga pesada con dobles y deflexión del cable	2

$$\Delta_{st} = \frac{M \cdot L}{E_s \cdot A} = \frac{659,296 \text{ kg} \cdot 20000 \text{ mm}}{5000 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot 70,882 \text{ mm}^2} = 37,205 \text{ mm} \quad (15)$$

$$\text{Deformación} = \frac{\Delta_{st} \cdot 100}{L} = 0,186 \quad (16)$$

Se corrobora que es una carga liviana con un factor de seguridad de 8:1.

Longitud nominal

Según la norma NTP 866 la longitud nominal de las eslingas se mide entre los apoyos como muestra la Figura 33, además la longitud mínima debe ser igual a 20 veces el diámetro del cable en milímetros [42], por lo tanto:

$$\text{Longitud mínima} = 20 \cdot 9,5 \text{ mm} = 190 \text{ mm}$$

La longitud mínima en este diámetro es de 190 mm, sin embargo, para el mini elevador de pluma se necesita una longitud de 25 m debido a los 20 m de altura máxima de elevación y 5 m extras de seguridad.

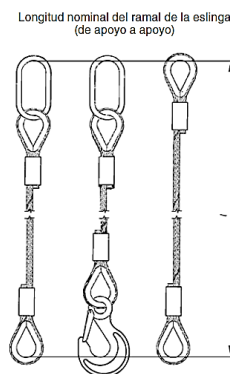


Figura 33 Longitud nominal de la eslinga [14].

9.2.2.2 Utillajes para sujeción de la carga al cable de acero

Los utillajes para sujeción de la carga son conocidos como ojales o gazas y son seleccionados en base a la norma NTP 866 [42], los ojales son aberturas alargadas y con bordes rematados que se hacen en el extremo de un cable para que pueda ingresar un gancho.

Formación de los ojales o gazas

Según la norma NTP 866 [42] se utiliza el ojal rígido con casquillo y guardacabos como se muestra en la Figura 34.

Ojal con guardacabos y casquillo

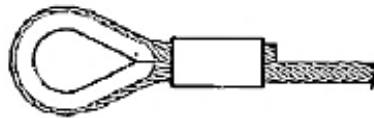


Figura 34 Ojal con casquillo [42]

Los ojales rígidos tienen una longitud h de como mínimo $15 \cdot d$, donde d es el diámetro del cable en mm (Ver Figura 35); por lo tanto: $h = 15 \cdot 9 \text{ mm} = 135 \text{ mm}$; entonces, la altura del ojal de la punta del cable de acero para el mini elevador de pluma es de 135 mm.

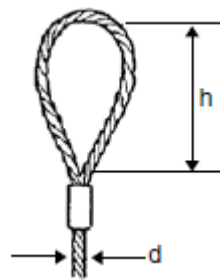


Figura 35 h de ojal flexible [42].

Cuando se usa un gancho de seguridad al extremo, los ojales deben ser del tipo rígido, es decir, protegidos mediante un guardacabo. Los guardacabos utilizados deben responder a ciertas características dimensionales como se muestra a continuación en la Figura 36. La cota a es igual a 3,5 veces el diámetro del cable de acero de la siguiente manera: $3,5 \cdot d = 3 \cdot 9,5 \text{ mm} = 33,25 \text{ mm}$, por lo tanto, la cota a es igual a 33,25 mm. La cota b es 1,5 multiplicado por la cota a , de esta manera: $(2) \cdot (33,25 \text{ mm}) = 66,5 \text{ mm}$, y el ángulo del ojal interno es $\alpha_k = 50^\circ$.

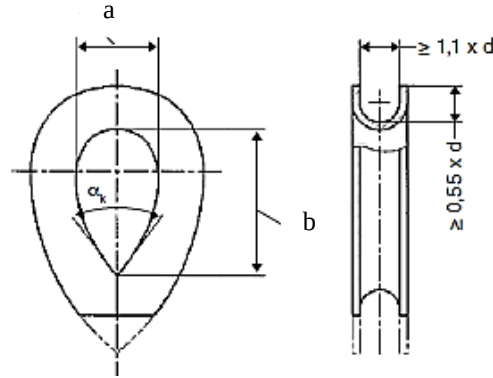


Figura 36 Guardacabo [42]

Los ganchos de elevación se eligen en función de la carga, en este caso un gancho que soporte 551 kg mínimo; además se equiparan con un pestillo de seguridad (Ver Figura 37) y cumplirán con lo especificado en las Normas NTP 866.



Figura 37 Gancho de seguridad [42].

9.2.2.3 Selección de rodamiento para la polea

Carga = 6467,7 N

Velocidad = 265,26 rpm

SKF presenta una tabla de posibles horas de funcionamiento de los rodamientos, en el caso de máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.; recomienda una vida útil de 8000 a 12000 horas de trabajo [47].

Para la selección del rodamiento se utiliza la herramienta en línea que brinda SKF: <https://www.skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing> [18].

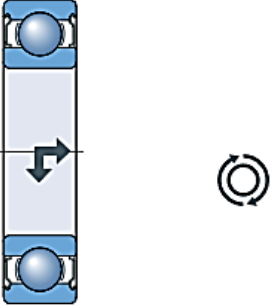
En la Tabla 8 se explica el rango de carga del rodamiento seleccionado.

Tabla 8 Rangos de carga de las grasas [18]

Rango de carga		Relación de carga (C/P)
L	Baja	> 15
M	Media	> 8
H	Alta	> 4
VH	Muy alta	> 2

Debido a que se tiene una carga radial de 6,467 kN y una carga axial de 0,855 kN, necesitamos un rodamiento 62305-2RS1 (Ver propiedades en el anexo 2) de la marca SKF. Se utiliza rodamientos rígidos de bolas ya que soportan cargas altas radiales y moderadamente axiales, además el área donde se ubica el rodamiento es adecuada y no limitada como para utilizar rodamientos de agujas, conjuntamente no se requiere esfuerzos combinados axial y radial alto, sino más bien solo una alta carga radial por lo tanto no se escogen rodamientos cónicos.

En la Figura 38 se detalla los datos ingresados en la herramienta de SKF para el análisis del rodamiento.



Forces		Speed
Radial kN	Axial	r/min
6.467	0.855	265.25

[Add load case](#)

Operating conditions


Lubrication & Contamination
Grease
GJNwith effective EP
High cleanliness


Shaft orientation
Vertical


Radial clearance
Normal

Figura 38 Detalles del rodamiento utilizado [18]

Dando como resultado los datos mostrados en la Figura 39.

⬇	MINIMUM LOAD	$F_{rm} = 0.06 \text{ kN}$
💧	VISCOSITY	$\kappa = 1.41$
⬇	BEARING LOADS	$C/P = 5.43$
⬇	BEARING RATING LIFE	
	Designation	Life model
		Basic
		L_{10h}
		h
	► 6307-2Z	10000
μ	FRICTION	$M: 292 \text{ Nmm}, P_{loss}: 8 \text{ W}$

Figura 39 Resultados del rodamiento 62305-2RS1 [18].

Según la Tabla 8 debido al C/P de 5,43 el rodamiento soporta cargas medias. Cuando la relación de viscosidad k es < 1 , se recomienda seleccionar un lubricante de mayor viscosidad o mejorar el enfriamiento; no es apropiado mirar solo la vida del rodamiento en horas, sino más bien se recomienda usar aditivos antidesgaste (AW) o de presión extrema (EP) para reducir el desgaste, para este caso la relación de viscosidad $k = 1.41$. La vida nominal SKF con 90% de confiabilidad para el rodamiento seleccionado es 10000 horas de trabajo, el cual está dentro del rango de vida útil según SKF [47] para elevadores. Se tiene una pérdida de potencia de 8 W debido a la fricción generada.

9.2.2.4 Diseño del eje del rodamiento para la polea

El material utilizado es acero de transmisión o acero SAE 1018 (Ver propiedades en el anexo 3). Para analizar el eje del rodamiento se utiliza el Software Inventor, donde se simula el eje en condiciones de trabajo.

- Carga de trabajo, $F = 6467,7 \text{ N}$
- Resistencia a la cedencia del acero SAE 1018 = 304 MPa [48].

Para el análisis se coloca las dos placas que soportan al eje, el rodamiento y la polea como se aprecia en la Figura 40.

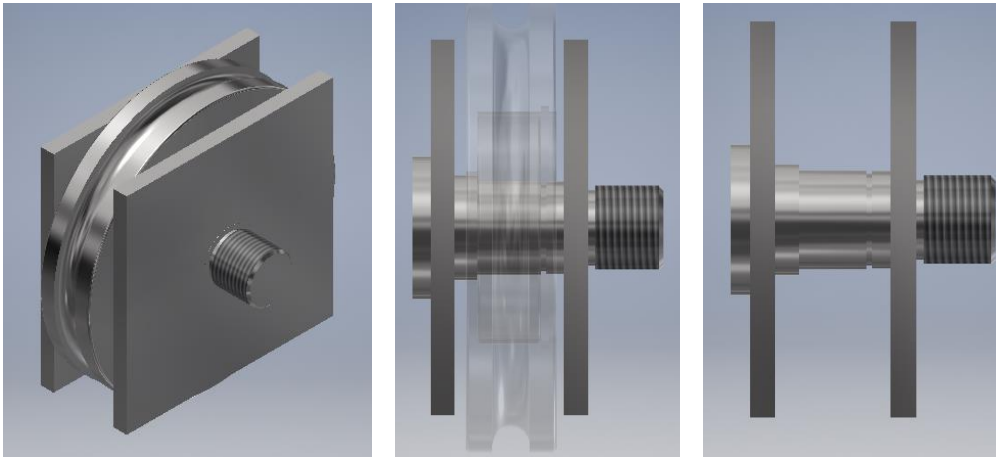


Figura 40 Eje del rodamiento de la pluma y sus elementos cercanos. Fuente: Autores.

Se selecciona el material de los elementos a ser simulados modificando respectivamente las propiedades mecánicas de acuerdo al catálogo de Ivan Bohman [48]. El mallado de los elementos se muestran en la Figura 41, utilizando un afinada de malla de 1 garantizando que los resultados sean más reales y confiables.

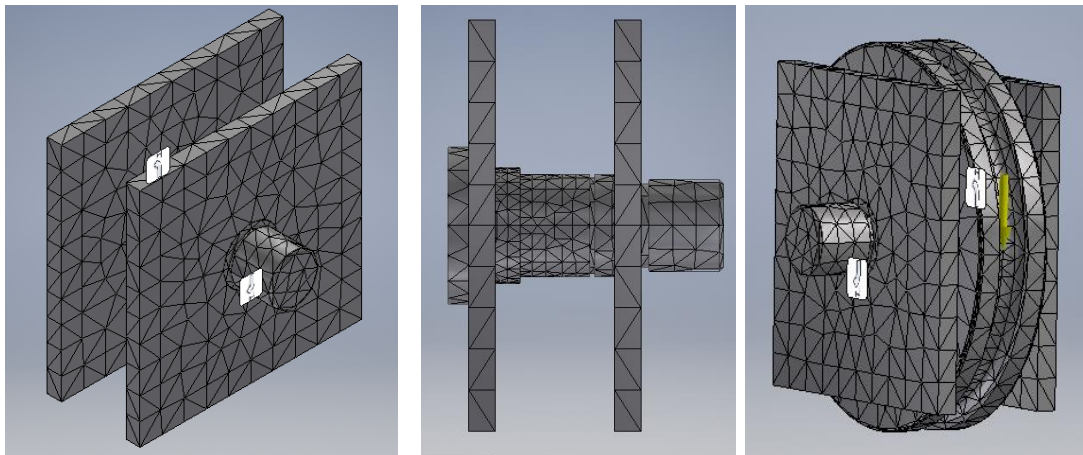


Figura 41 Mallado del eje del rodamiento y sus elementos cercanos. Fuente: Autores.

Los resultados obtenidos se encuentran en la Figura 42, donde se obtiene un esfuerzo de fluencia de 33,8 MPa y el material soporta 304 MPa, el sobredimensionado en el eje se debe al rodamiento ya que el diámetro mínimo debe ser de 35 mm, por esta razón es innecesario calcular el factor de utilización.

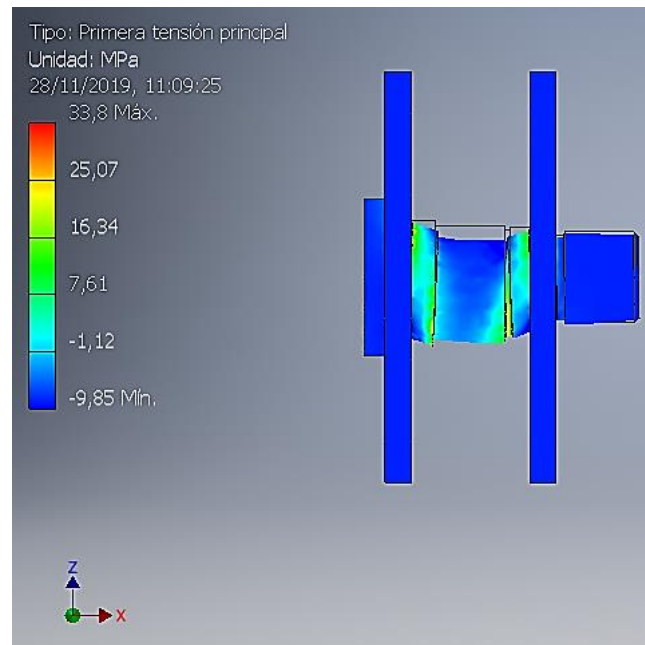


Figura 42 Primera tensión principal del eje del rodamiento obtenida de inventor. Fuente: Autores.

En cuanto a la deformación se tiene 0,0026 mm como se muestra en la Figura 43, demostrando una vez más el sobredimensionamiento del eje el cual depende únicamente del diámetro interno del rodamiento 6307-2Z a ser utilizado, caso contrario se usaría un eje de menor diámetro, pero el rodamiento no sería el adecuado provocando ruptura prematura del mismo.

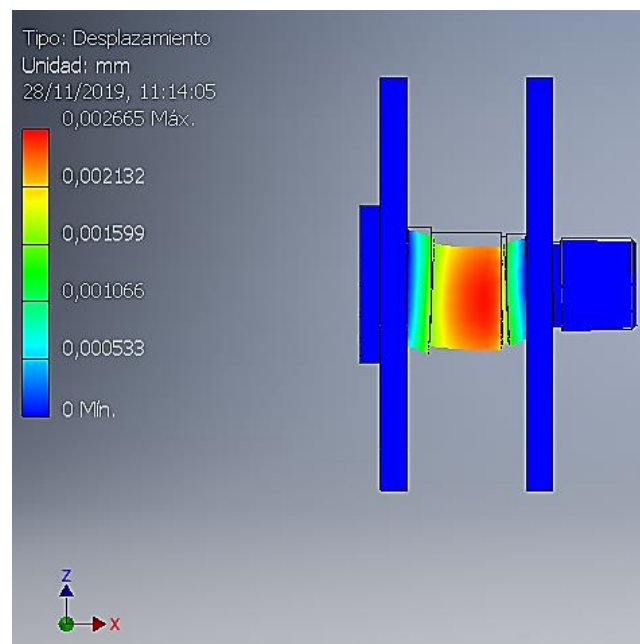


Figura 43 Deformación del eje del rodamiento obtenida de inventor. Fuente: Autores.

9.2.2.5 Diseño de la polea

Para el diseño de la polea se toma en cuenta las dimensiones del rodamiento utilizado, la distancia libre entre las placas que sujetan el eje del rodamiento y se fabrica en acero SAE 1018 (Ver propiedades en el Anexo 3), la polea se muestra en la Figura 44 de color rojo, conjuntamente con el rodamiento en color cian, el eje del rodamiento en color amarillo y las placas sujetadoras de color azul.

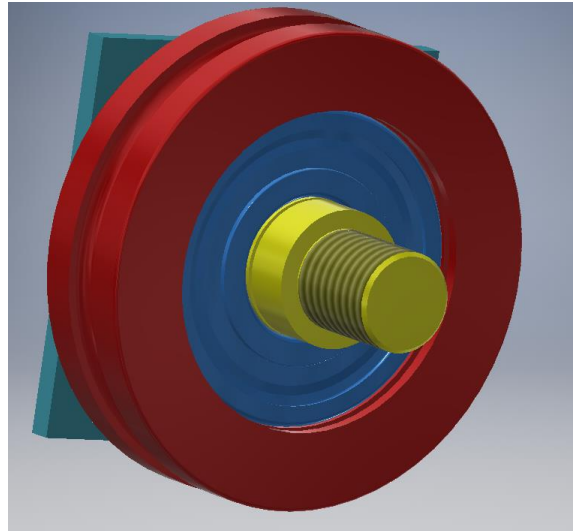


Figura 44 Conjunto de la punta de la pluma. Fuente: Autores.

Se realizó una simulación para verificar las cargas (Ver Figura 45) donde se obtiene un esfuerzo de fluencia de 2,57 MPa y el material soporta 304 MPa, se requiere hacer de ese tamaño por cuestiones de ubicación del elemento y diámetro del cable que será usado.

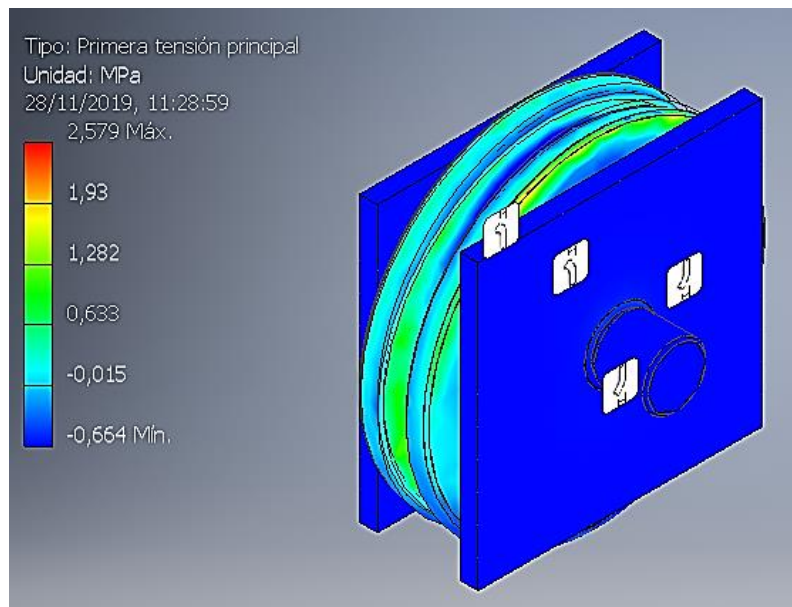


Figura 45 Simulación de polea en Inventor para obtener el esfuerzo de cedencia. Fuente: Autores.

La deformación de la polea se muestra en la Figura 46, obteniendo 2,62e-0,4 mm, la cual es despreciable por lo cual se descarta fallas futuras en dicho elemento.

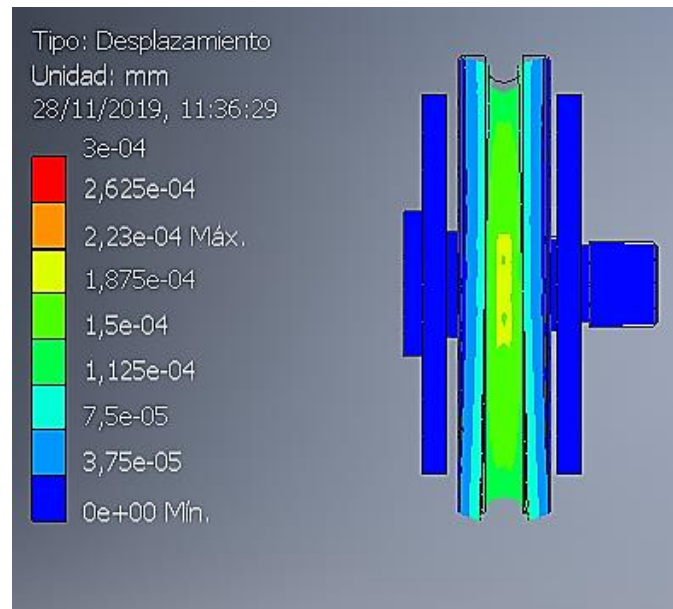


Figura 46 Deformación de la polea obtenida de Inventor. Fuente: Autores.

9.2.2.6 Análisis y diseño de la celosía

9.2.2.6.1 Diseño actual fabricado por la empresa

Para la fabricación de la celosía la empresa ocupa tubo de acero estructural redondo de la empresa DIPAC, fabricado bajo la norma NTE INEN 2415 de calidad SAE J 403 1008, con medidas de diámetro $1\frac{1}{2}$ " y espesor de 2mm para los largueros y de 1" con espesor de 2mm para los travesaños [49].

Para el análisis estructural de la celosía se usó el software de diseño Inventor, en el cual se construye el modelo bajo las especificaciones de la empresa y se simula las condiciones de trabajo con la carga máxima a la que será sometido el elemento, como se aprecia en la Figura 47.



Figura 47 Celosía armada. Fuente: Autores.

La carga de trabajo es de $F = 3233,85 \text{ N}$; ya que la carga máxima es de $6467,7 \text{ N}$, la misma que se divide a la mitad debido a que el conjunto armado del elevador está formado por dos celosías iguales.



Figura 48 Representación de cargas en la celosía. Fuente: Autores.

Con la simulación se aprecia la deformación y los esfuerzos generados al aplicar la carga; determinando si el diseño y el material seleccionado es el adecuado para el trabajo.

Como resultado de la simulación, se conoce mediante el diagrama de esfuerzos combinados las zonas donde se producen los esfuerzos máximos, las cuales son los cordones de soldadura y el punto de apoyo del larguero superior esto debido a la tensión generada por la carga, se aprecia en la Figura 49, con un valor de 200 MPa como esfuerzo máximo.

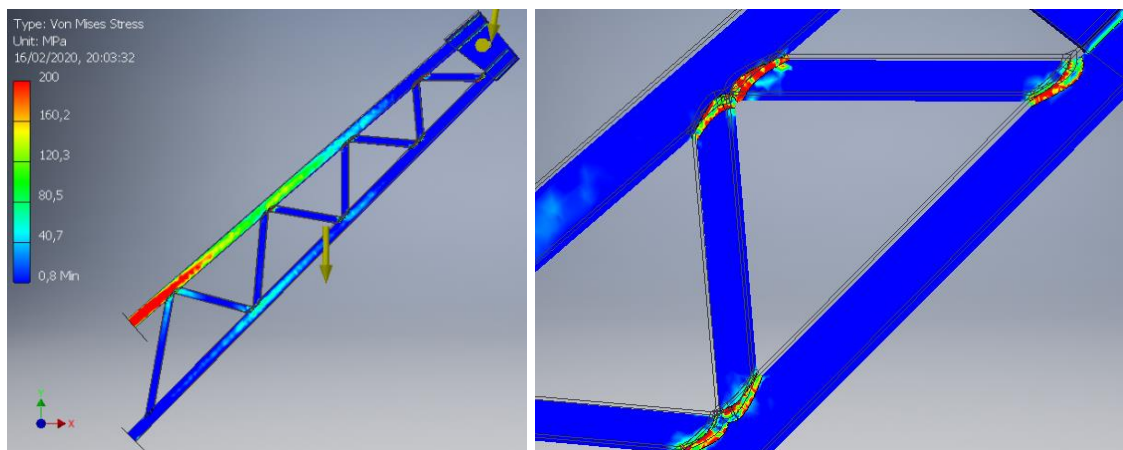


Figura 49 Esfuerzos generados con la carga máxima. Fuente: Autores.

- Deformaciones en el elemento

Analizando la deformación del elemento se estima en los diferentes ejes una deformación máxima de $39,63 \text{ milímetros}$ en el eje Z (Figura 52), seguido de una deformación de $2,34 \text{ milímetros}$ en el eje Y (Figura 51), terminando con un valor máximo de $2,23 \text{ milímetros}$ en X (Figura 50).

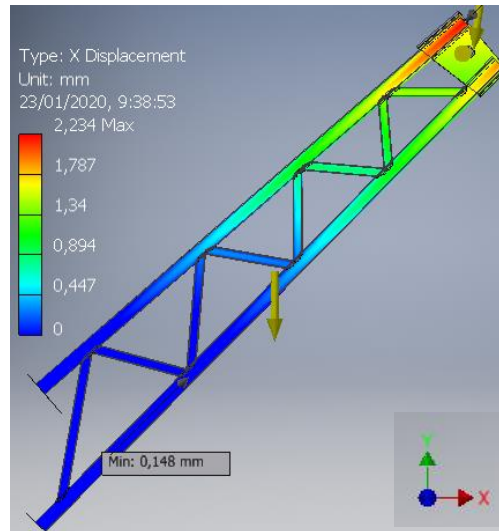


Figura 50 Deformación de la celosía en el eje X. Fuente: Autores.

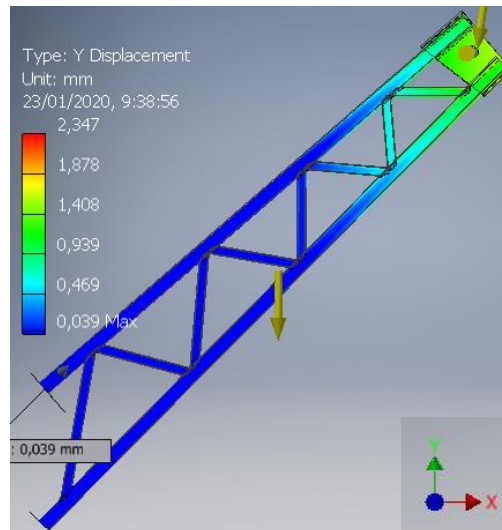


Figura 51 Deformación de la celosía en el eje Y. Fuente: Autores.

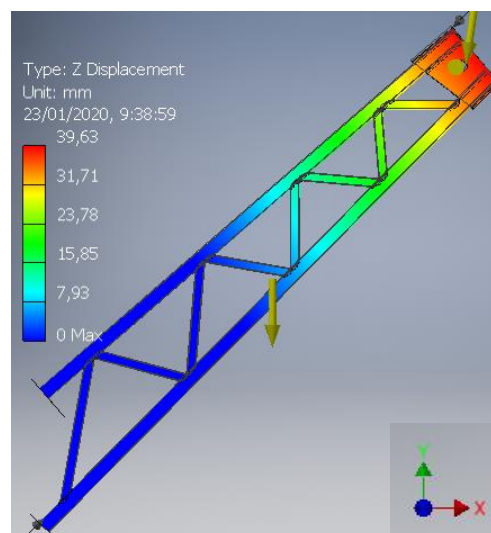


Figura 52 Deformación de la celosía en el eje Z. Fuente: Autores.

- **Factor de utilización**

El esfuerzo máximo de fluencia del material obtenido por catálogo es de 41500 *psi* [50], en cambio el esfuerzo obtenido en la simulación supera los 300 MPa como se aprecia en la Figura 53; lo que da un factor de utilización de 1,75; es decir que la celosía se encuentra trabajando al 175% de su capacidad.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 41500 \text{ psi} = 286,132 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 300 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{300 \text{ MPa}}{\frac{286,132 \text{ MPa}}{1,67}} = 1,75 \quad (17)$$

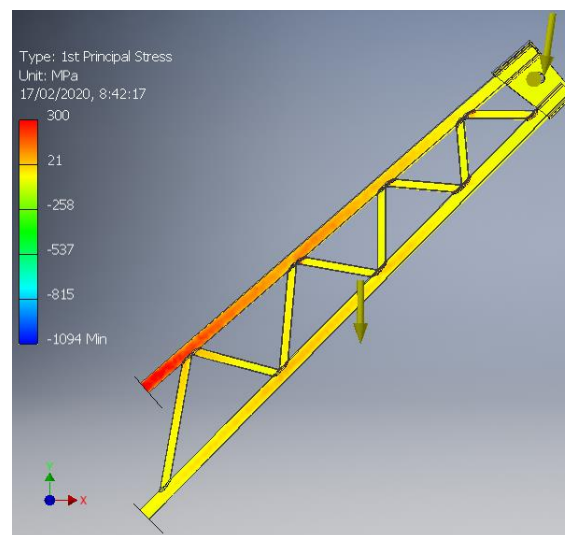


Figura 53 Esfuerzo máximo generado en la celosía. Fuente: Autores.

Si ajustamos la escala de la simulación al valor de fluencia del material 286 MPa podemos apreciar en la Figura 54 que la estructura se torna de color rojo la casi en su totalidad sinónimo de trabajo al límite de su capacidad.

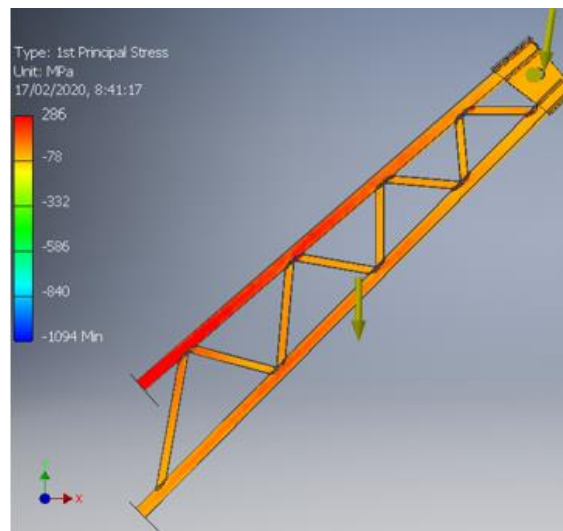


Figura 54 Esfuerzo de fluencia del material. Fuente: Autores.

- **Factor de utilización de la soldadura**

El proceso de soldadura ocupado para la construcción de la celosía será el mismo que se aplica actualmente en la empresa, mediante arco eléctrico con electrodo revestido E7018 cuya resistencia a tensión es de 482 MPa y con una resistencia a la fluencia de 393 MPa bajo la normativa AWS [33] [58].

Fu de la soldadura a tensión

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 482 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 100 \text{ MPa}$$

$$fs = 1,67$$

$$FU = \frac{\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_y (\text{catálogo})}}{fs} = \frac{\frac{100 \text{ MPa}}{482 \text{ MPa}}}{1,67} = 0,35$$

FU de la soldadura en aplastamiento

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 393 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 100 \text{ MPa}$$

$$fs = 1,11$$

$$FU = \frac{\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_y (\text{catálogo})}}{fs} = \frac{\frac{100 \text{ MPa}}{393 \text{ MPa}}}{1,11} = 0,28$$

En la Figura 55 se aprecia el compartamiento de los cordones de soldadura al ser sometido el elemento a la carga de diseño.

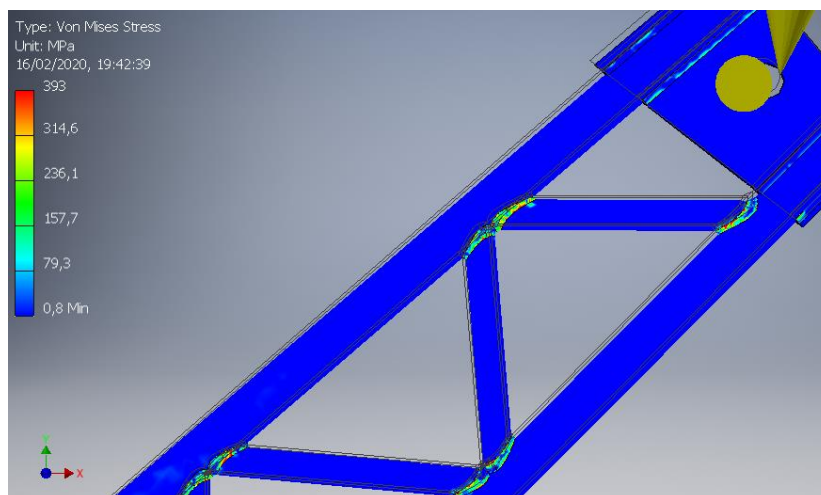


Figura 55 Esfuerzo generado en la soldadura a). Fuente: Autores.

En la Figura 56 se muestra los esfuerzos generales que se generan en el elemento junto con los cordones de soldadura, se aprecia que en los contornos de la soldadura se producen esfuerzos cuyo valor va de 70 a 80 MPa, muy por debajo del esfuerzo máximo que soporta la soldadura 7018.

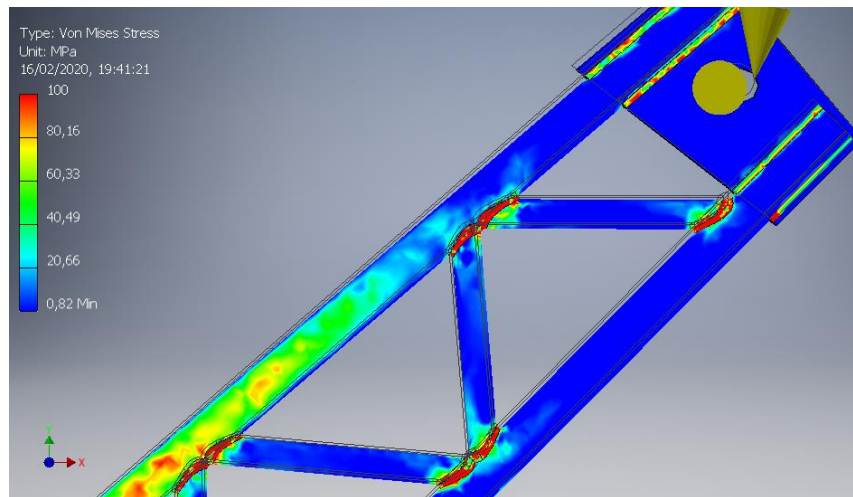


Figura 56 Esfuerzo generado en la soldadura b). Fuente: Autores.

9.2.2.6.2 Diseño propuesto

El material seleccionado para realizar la celosía es tubo de cañería; de calidad ISO - 65 serie liviana tipo II o conocido también como tubería sin costura cedula 80 (Ver propiedades en el Anexo 5 y Anexo 6). Este tipo de cañerías es ideal para el abastecimiento de agua en grandes estructuras, su elevada resistencia a la presión y baja deformación permiten su aplicación en estructuras sometidas a cargas temporales elevadas como el resorteo que se presenta al elevar cargas a alta velocidad.

Para el nuevo diseño se aumenta el número de travesaños ya que esto dota de rigidez a la estructura, dándole mayor soporte e incrementa la seguridad al realizar el trabajo.

El material propuesto soporta hasta 241,24 MPa, en comparación con el material utilizado habitualmente cuyo módulo de fluencia es de 176 MPa.

En la simulación percibimos que el esfuerzo máximo se muestra en los cordones de soldadura, por esta razón es que se ocupa el diagrama de esfuerzos combinados o esfuerzo de Von Mises puesto que es donde se puede apreciar los esfuerzos generados en la soldadura y en la estructura.

El proceso de soldadura será el mismo, mediante arco eléctrico con electrodo revestido E7018, ya que con esta soldadura garantizamos que los cordones soportarán la carga a la que será sometida la estructura, ya que soportan hasta 70 kpsi con una penetración media, tomando como referencia la normativa AWS [51] para nombrar electrodos.

Este electrodo es de bajo hidrógeno, comúnmente requiere una soldadora CD (corriente continua), para todas las posiciones, se usa cuando la calidad es un problema en los metales difíciles de soldar. Tiene la capacidad de producir una soldadura de metal más uniforme, la cual tiene mejores propiedades de impacto a temperaturas bajo cero [52].

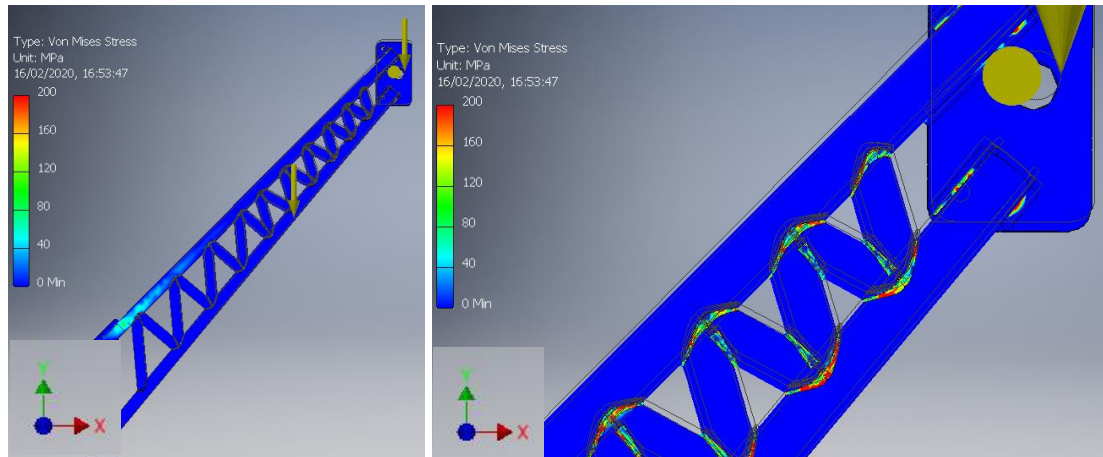


Figura 57 Gráfica de esfuerzos combinados. Fuente: Autores.

- **Deformaciones del elemento**

Analizando la deformación del elemento se estima una deformación máxima de 10,52 milímetros en el eje Z (Figura 60), seguido de una deformación de 0,966 milímetros en el eje Y (Figura 59), terminando con un valor máximo de 0,424 milímetros en el eje X (Figura 58).

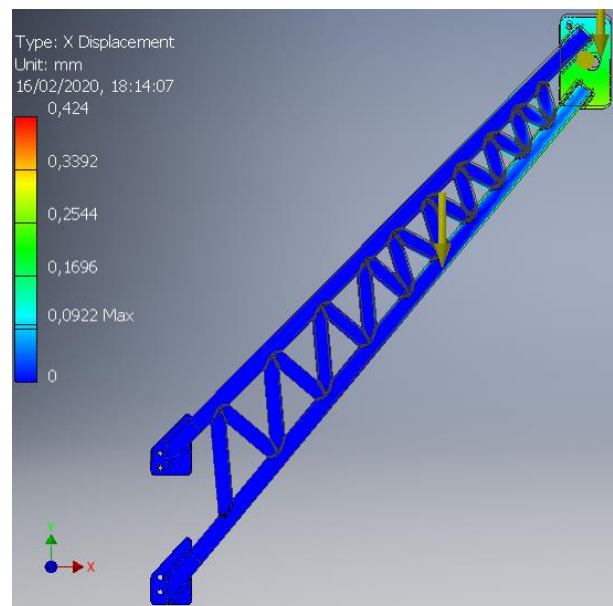


Figura 58 Deformación máxima en el eje X. Fuente: Autores.

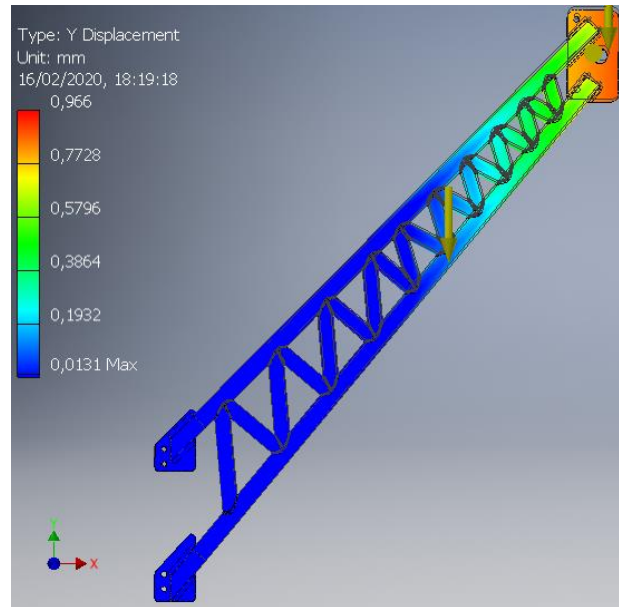


Figura 59 Deformación máxima en el eje Y. Fuente: Autores.

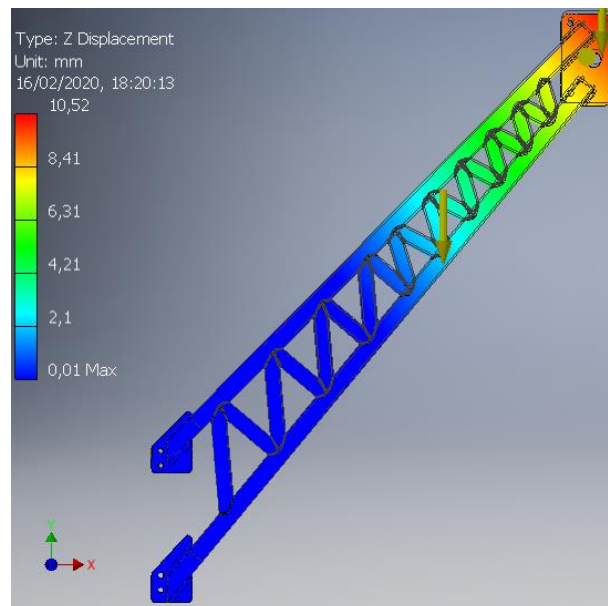


Figura 60 Deformación máxima en el eje Z. Fuente: Autores.

- **Factor de utilización**

Como se mencionó anteriormente el material para la construcción del nuevo diseño es tubería de cedula 80 con una sección de $1 \frac{1}{2}$ " de diámetro y 3,68 mm de espesor de pared, con un módulo de fluencia de 241,24 MPa.

El esfuerzo obtenido en la simulación reduciendo la escala al valor de fluencia del material de la celosía que se construye originalmente de 176 MPa para una mejor apreciación; se denota por la escala de colores en el lateral izquierdo de la Figura 61 que el esfuerzo generado en la nueva celosía oscila entre 80 y 110 MPa, muy por debajo del esfuerzo del material de 241,24 MPa, dando un factor de utilización de 0,55; es decir que la celosía se encuentra trabajando al 55 % de su capacidad.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 241,24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 80 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{80 \text{ MPa}}{\frac{241,24 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,55$$

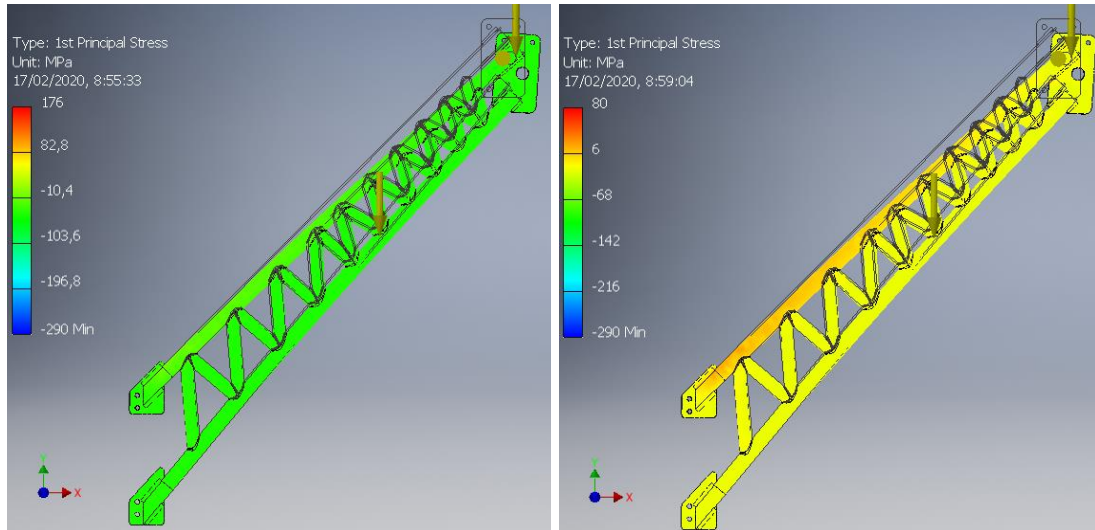


Figura 61 Esfuerzo máximo generado en la nueva celosía. Fuente: Autores.

Factor de utilización de la soldadura

El proceso de soldadura seleccionado para la construcción de la celosía será el mismo que se aplica actualmente en la empresa, mediante arco eléctrico con electrodo revestido E7018, cuya resistencia a tensión es de 482 MPa y con una resistencia a la fluencia de 393 MPa bajo la normativa AWS [33] [58].

Como se aprecia en la Figura 62 el esfuerzo generado en las uniones soldadas es bastante bajo comparado con el esfuerzo de fluencia del material, si lo identificamos en la barra de esfuerzos y hacemos una escala de ampliación como se muestra en la Figura 63, el esfuerzo máximo generado en los cordones oscila entre 90 y 100 MPa. Lo que resulta en un factor de utilización no mayor al 28 % del permitido por el material de la soldadura.

- FU de la soldadura a tensión

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 482 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 100 \text{ MPa}$$

$$fs = 1,67$$

$$FU = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{100 \text{ MPa}}{\frac{482 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,35$$

- FU de la soldadura en aplastamiento

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 393 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 100 \text{ MPa}$$

$$fs = 1,11$$

$$FU = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{100 \text{ MPa}}{\frac{393 \text{ MPa}}{1,11}} = 0,28$$

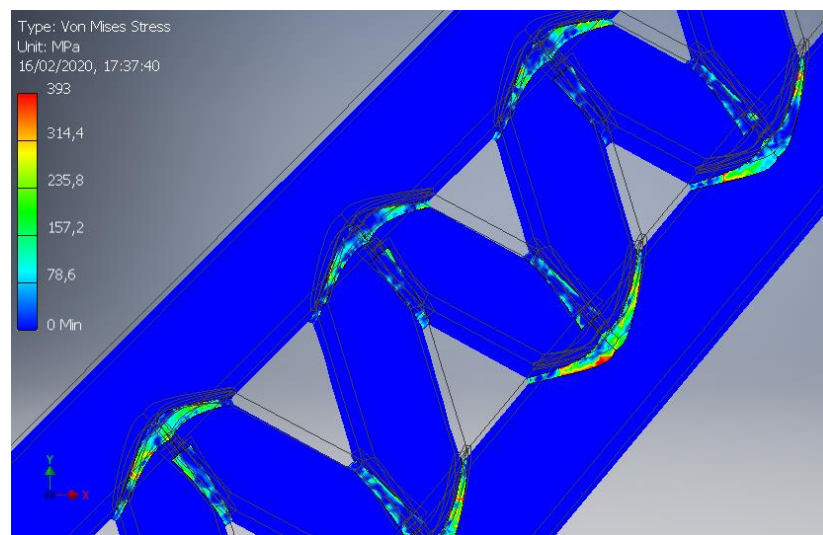


Figura 62 Esfuerzo generado en la soldadura a) Fuente: Autores.

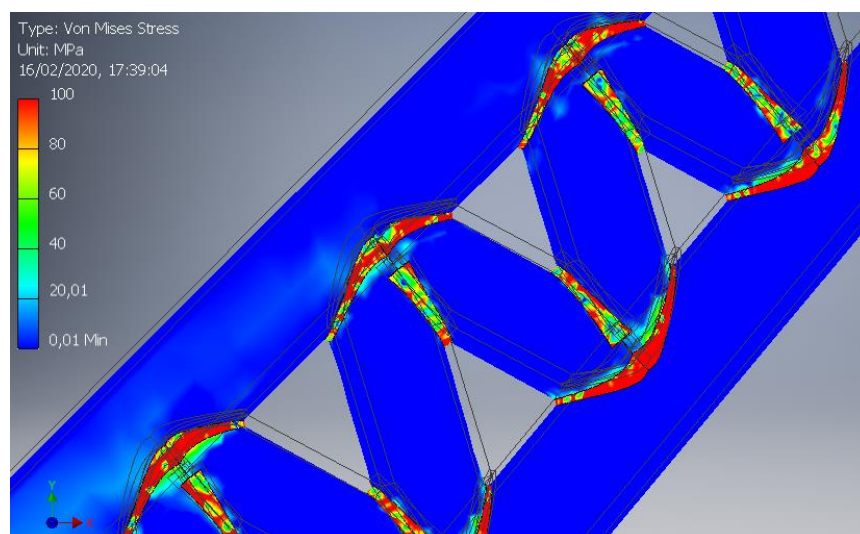
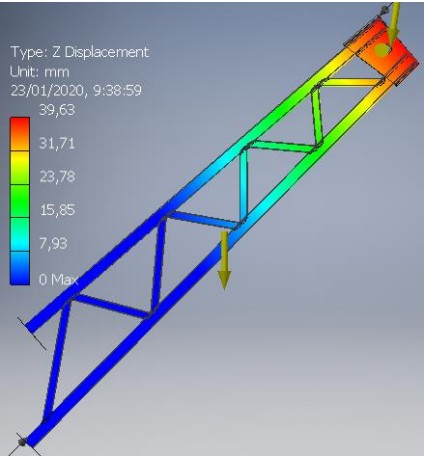
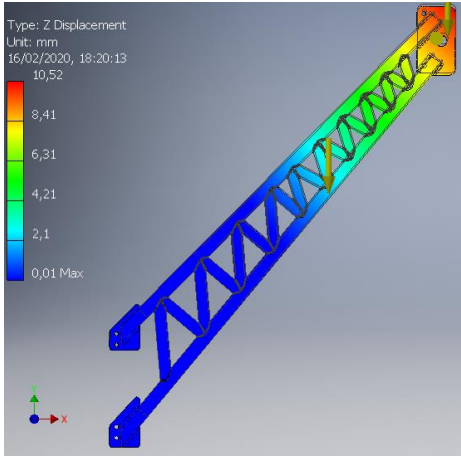
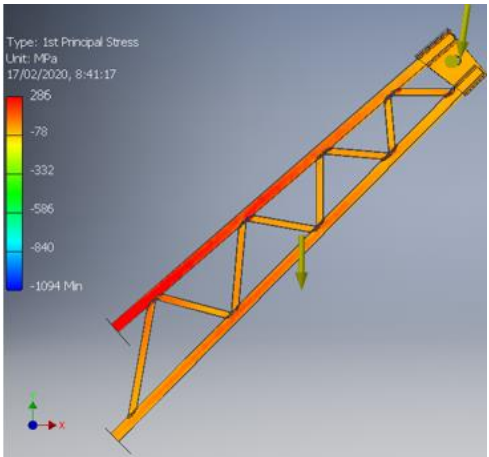
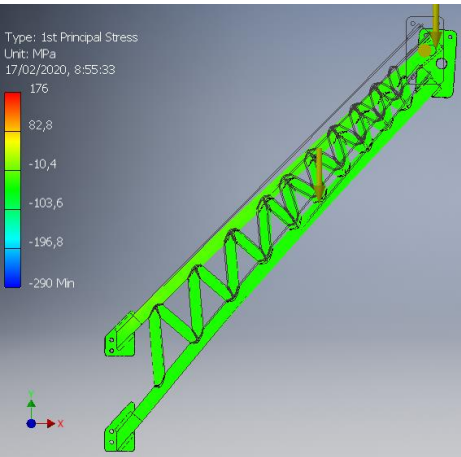


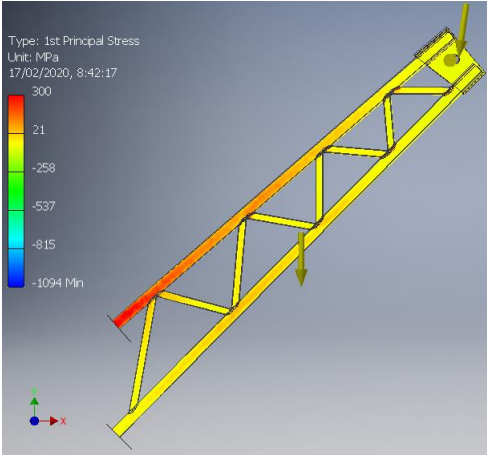
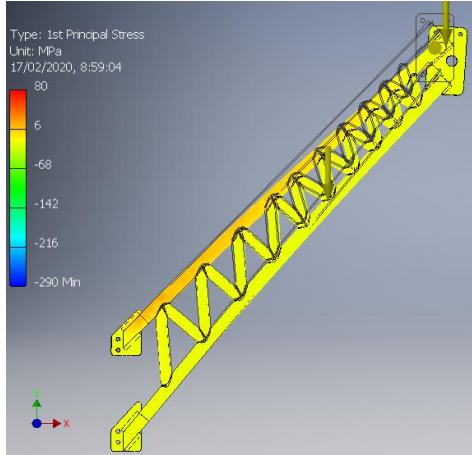
Figura 63 Esfuerzo generado en la soldadura b) Fuente: Autores.

9.2.2.6.3 Comparación de diseños

Para validar el diseño propuesto y realizar las mejoras en el elemento se muestra en la Tabla 9 una comparación de resultados entre el modelo que se construye actualmente en la empresa Talleres Castro y el modelo que se propone.

Tabla 9 Comparación de modelos. Fuente: Autores.

Modelo actual	Modelo propuesto
<i>Deformación máxima (Eje Z)</i>	
 Type: Z Displacement Unit: mm 23/01/2020, 9:38:59 39,63 31,71 23,78 15,85 7,93 0 Max	 Type: Z Displacement Unit: mm 16/02/2020, 18:20:13 10,52 8,41 6,31 4,21 2,1 0,01 Max
39,63 mm	10,52 mm
<i>Módulo de fluencia del material usado</i> 286,132 MPa	<i>Módulo de fluencia del material usado</i> 241,24 MPa
 Type: 1st Principal Stress Unit: MPa 17/02/2020, 8:41:17 286 -78 -332 -586 -840 -1094 Min	 Type: 1st Principal Stress Unit: MPa 17/02/2020, 8:55:33 176 82,8 -10,4 -103,6 -196,8 -290 Min

Esfuerzo máximo	
	
300 MPa	80 MPa
FU	
1,75	0,55
PESO	
26,14 kg	11 kg

9.2.2.7 Diseño de los pernos de unión entre la pluma y el cuerpo

Para obtener la carga total que soportan los pernos se considera:

- carga de trabajo = 6467,7 N
- carga generada por el peso de la celosía y soldadura = 203,238 N
- carga generada por el peso de los elementos de la punta (polea, placas, eje, rodamiento, seguros seeger) = 98,1 N

La carga total considerada para el cálculo es de 6769,038 N; sin embargo, esta es la fuerza generada en la punta y en el centro de gravedad de la celosía respectivamente, pero lo que se requiere es la fuerza ejercida en el inicio de la pluma por lo tanto se realiza un cálculo de momentos para obtener la fuerza ejercida sobre los pernos de unión como se muestra en la Figura 64. Cada perno soporta una carga distinta debido a la ubicación de cada uno, por lo tanto, se calcula la fuerza ejercida en los pernos más lejanos a los puntos de carga; en la Figura 64 se nombra a los pernos del 1 al 4 y la fuerza encontrada será dividida para dos ya que la pluma es simétrica y se colocan pernos de ambos lados.

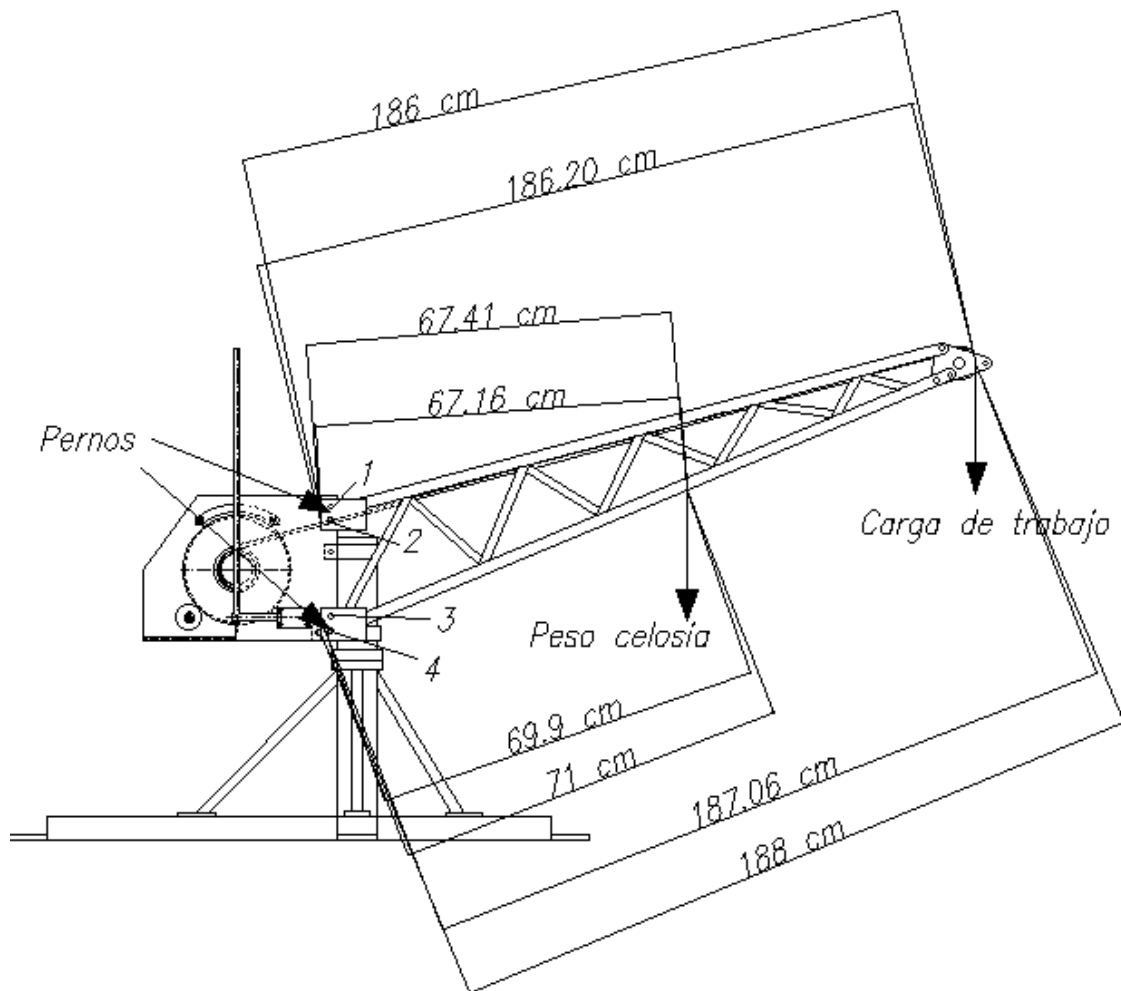


Figura 64 Esquema de unión entre la pluma y el cuerpo. Fuente: Autores.

Momento generado por la carga de trabajo y por los elementos de la punta en el perno 4.

$$M' = F \cdot d = 6769,038 \text{ N} \cdot 1,88 \text{ m} = 12725,79 \text{ N m} \quad (18)$$

Fuerza ejercida en los pernos por la carga de trabajo: Se considera que el perno se coloca a 0,025 m del filo del tubo en el perno 4.

$$F' = \frac{M'}{d} = \frac{12725,79 \text{ N m}}{0,025 \text{ m}} = 509031,6 \text{ N} \quad (19)$$

Momento generado por la carga de la celosía en el perno 4:

$$M'' = F \cdot d = 203,238 \text{ N} \cdot 0,71 \text{ m} = 144,298 \text{ N m}$$

Fuerza ejercida en los pernos por la carga de la celosía: Se considera que el perno se coloca a 0,025 m del filo del tubo en el perno 4.

$$F'' = \frac{M''}{d} = \frac{144,298 \text{ N m}}{0,025 \text{ m}} = 5771,95 \text{ N}$$

La fuerza total del perno 4 es 514803,55 N, equivalente a 11,57 kpsi

➤ Dimensionado de los pernos bajo esfuerzos de corte y aplastamiento

Se utiliza planchas de acero laminadas en caliente A36 de 3/8" de espesor para sujetar la celosía, el espesor del segmento donde van los pernos en la celosía es de 3/8" como se muestra en la Figura 65.

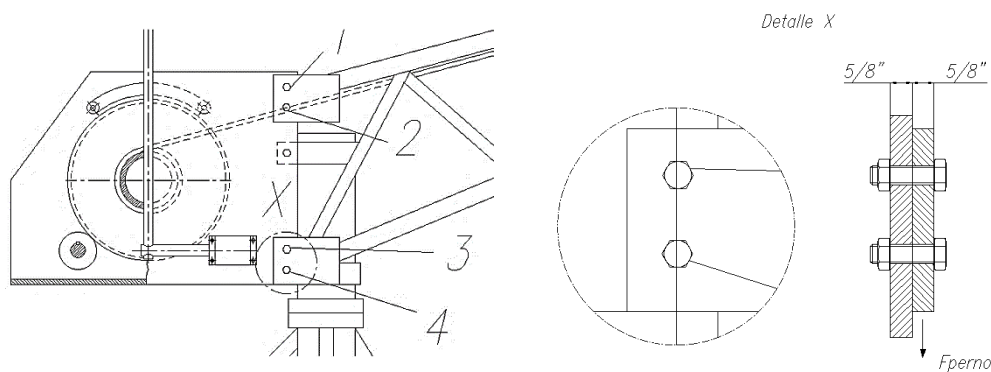


Figura 65 Unión de pluma y cuerpo mediante pernos. Fuente: Autores.

Para el cálculo se considera un factor de diseño $n_d = 1,5$ [26] y se estima la fuerza que puede soportar un perno de 5/8" UNF grado 5 al momento de perder la precarga.

Del Anexo 4 se determinan las resistencias mínimas [53] de las placas de sujeción $S_y(\text{placa}) = 35,98 \text{ kpsi}$ y del Anexo 7 se obtienen las resistencias mínimas de los pernos $S_p = 85 \text{ kpsi}$ y $S_{ut} = 120 \text{ kpsi}$ [54].

Aplastamiento de las placas con los pernos activos:

$$\sigma = \frac{F}{2 \cdot t \cdot d} = \frac{S_y(\text{placa})}{n_d} \quad (20)$$

Donde:

- F: Fuerza de aplastamiento en las placas
- T: Espesor donde trabaja el perno (Carcasa)
- d: Diámetro del perno
- $S_y(\text{placa})$: Resistencia a la fluencia
- n_d : Factor de diseño

$$F = \frac{2 \cdot t \cdot d \cdot Sy(placa)}{nd} = \frac{2 \cdot 5/8" \cdot 5/8" \cdot 35.98 \text{ Kpsi}}{1,5} = 18,739 \text{ kips} \quad (21)$$

Cortante del perno, todos los pernos activos: si las roscas de los pernos no se extienden en los planos de cortante:

F: Fuerza ejercida sobre el perno

$$\tau = \frac{F}{\frac{4 \cdot \pi \cdot d^2}{4}} = 0,577 \frac{Sp}{nd}$$

$$F = 0,577 \pi \cdot d^2 \frac{Sp}{nd} = 0,577 \cdot \pi \cdot (5/8")^2 \frac{85 \text{ kpsi}}{1,5} = 40,12 \text{ kips} \quad (22)$$

Cortante del perno, todos los pernos activos: si las roscas de los pernos se extienden en uno de los planos:

$$\tau = \frac{F}{4 \cdot Ar} = \frac{0,577 \cdot Sp}{nd} \quad (23)$$

Donde,

- F: Fuerza ejercida sobre el perno
- Ar: Área del diámetro menor del perno (Anexo 8)

$$F = \frac{0,577 \cdot 4 \cdot Ar \cdot Sp}{nd} = \frac{0,577 \cdot 4 \cdot (0,202")^2 \cdot 35,98 \text{ Kpsi}}{1,5} = 11,18 \text{ Kips}$$

Según el cortante del perno, el valor limitante de la fuerza es **11,18 kips**, suponiendo que las roscas se extienden en un plano cortante. Sin embargo, permitir que las roscas se extiendan en un plano cortante sería un diseño pobre. Por lo tanto, si se supone un diseño mejor basado en el corte del perno, el valor limitante de la fuerza es **40,12 kips**. Para las placas de unión, el esfuerzo limitante delimita la carga a **18,739 kips**.

Por lo tanto, los pernos escogidos de 5/8" UNF grado 5 son los correctos ya que la fuerza ejercida sobre cada perno es $F_{perno} = 11,57 \text{ kips}$ y en el diseño propuesto soporta hasta 18,739 kips.

9.2.3 Subconjunto Cuerpo

9.2.3.1 Diseño actual de la carcasa giratoria de la empresa

Para los siguientes análisis se utiliza la carga generada en los apoyos de los pernos, cuya magnitud es de 357449,796 N $\approx$ 80,357 kips.

El material utilizado para la carcasa (Ver Figura 66) es de Acero A36 laminado en caliente espesor de 5/16" y posee una resistencia a la fluencia de 250 MPa, las propiedades del material se muestran en el Anexo 9. Para el tubo que une la carcasa con la base se utiliza tubo redondo de cañería de 3" de diámetro y 4 mm de espesor (Ver propiedades en el Anexo 6). Las platinas de refuerzo y el tubo de 3" de diámetro son ensamblados en la carcasa giratoria mediante soldadura MIG con alambre de 9mm tipo INDURA 70S-6 cuyo límite de fluencia es de 415 MPa de 9 mm diámetro y gas CO₂ [55].

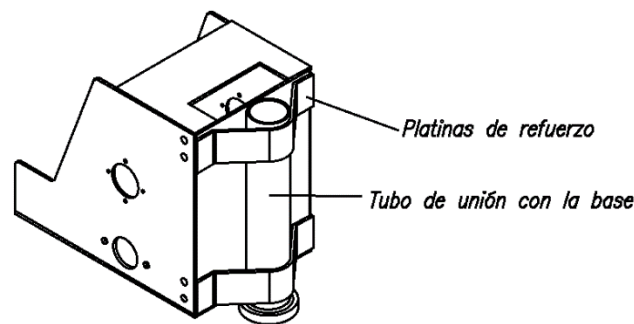


Figura 66 Carcasa giratoria, diseño actual. Fuente: Autores.

En la Figura 67 se muestra la carcasa giratoria conjuntamente con el tubo de unión del cuerpo y la base, se pretende realizar un análisis de tensión con el software Inventor para obtener el máximo esfuerzo de fluencia en toda la carcasa y calcular el factor de utilización.

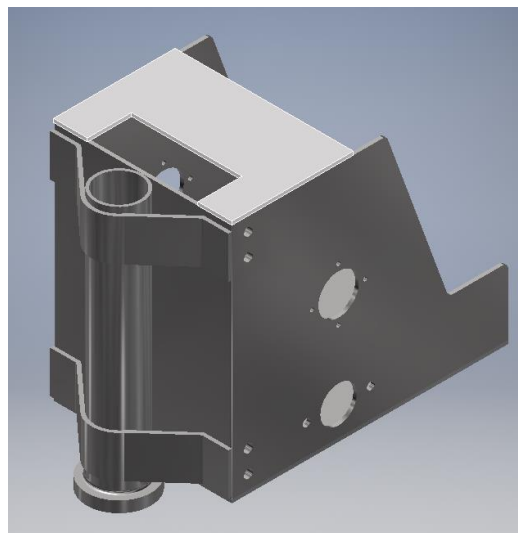


Figura 67 Carcasa giratoria diseñada en el software Inventor, diseño actual. Fuente: Autores.

Se selecciona el material de los elementos a ser simulados modificando respectivamente las propiedades del acero A36 de acuerdo al catálogo de Import Aceros [48]. Se distribuye las fuerzas ejercidas por la pluma en cada agujero de la carcasa colocando las restricciones fijas en la soldaduras y de momentos en los agujeros donde van los pernos, cada agujero soporta una determinada carga distribuida en base a la carga principal de 80,357 kips, como se muestra en Figura 68.

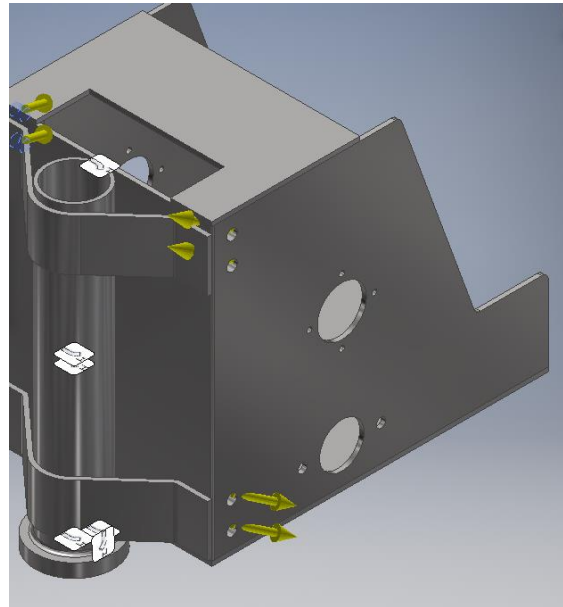


Figura 68 Distribución de cargas generadas por la pluma en la carcasa, diseño actual. Fuente: Autores.

Se selecciona el material de los elementos a ser simulados modificando respectivamente las propiedades mecánicas de acuerdo al catálogo de Import Aceros (Anexo 9). El mallado de los elementos se muestran en la Figura 69 utilizando un afinación de malla de 1 garantizando que los resultados sean más reales y confiables.

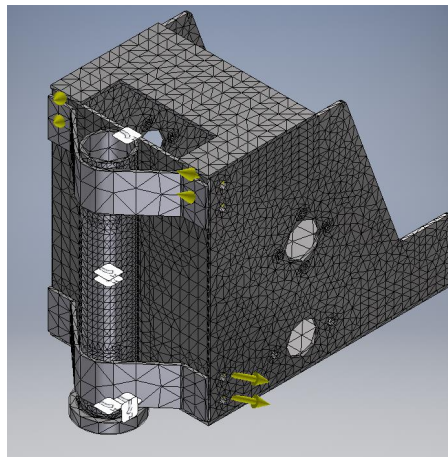


Figura 69 Mallado de la carcasa en software Inventor, diseño actual. Fuente: Autores.

Los resultados obtenidos se encuentran en la Figura 70 en donde se obtiene un esfuerzo de fluencia máximo de 225,36 MPa de color rojo y el material soporta 250 MPa, más adelante se calcula el factor de utilización del elemento.

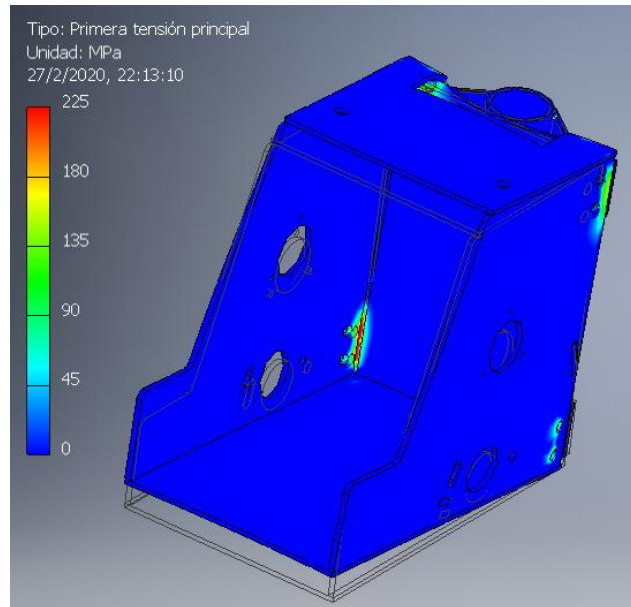


Figura 70 Esfuerzo máximo de fluencia generado en la carcasa obtenido con el software Inventor. Fuente: Autores.

La deformación del material más crítica se presenta de color rojo y es de 0,35 mm como se muestra en la Figura 71.

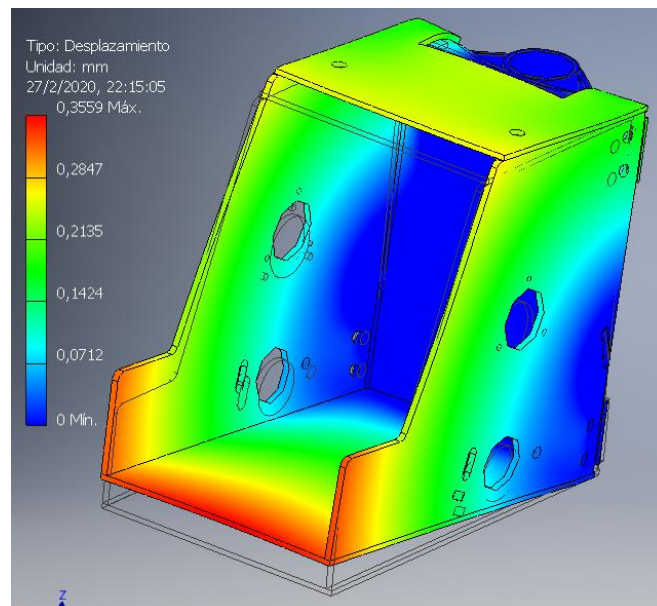


Figura 71 Deformación de la carcasa obtenida del software Inventor, diseño actual. Fuente: Autores.

- **Factor de utilización de la carcasa**

El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo, considerando el factor de seguridad de 1.67, el dividendo de dicha división corresponde al esfuerzo permisible del material que es el valor que resulta después de aplicarse el factor de seguridad a la resistencia por incertidumbres en la misma.

$$\sigma_{y \text{ (catálogo)}} = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 225,36 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\sigma_{max}}{\frac{\sigma_y \text{ (cat\acute{a}logo)}}{fs}} = \frac{225,36 \text{ MPa}}{\frac{250 \text{ MPa}}{1,67}} = 1,503$$

Se obtiene un factor de utilizaci3n para la carcasa y los elementos mencionados anteriormente de 1.503, por lo tanto, dentro del rango dado por la divisi3n de ingeniera estructural y geot3cnica de Santiago de Chile, este elemento est fuera del rango correspondiente a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14].

9.2.3.2 Dise1o propuesto de la carcasa giratoria

Para los siguientes an3lisis se utiliza la carga generada en los apoyos de los pernos, cuya magnitud es de 357449,796 N $\approx$ 80.357 kips.

El material utilizado para la carcasa y para las platinas de refuerzo son de Acero A36 laminado en caliente espesor de 1/4" y posee una resistencia a la fluencia de 250 MPa, las propiedades del material se muestran en el Anexo 9. Para el tubo que une la carcasa con la base se utiliza tubo redondo de ca1erfa de 3" de di3metro y 4 mm de espesor (Ver propiedades en el Anexo 6). En la parte de los agujeros donde se colocan los pernos de uni3n con la pluma como indica la Figura 31, se colocan 3ngulos de 3/8" de espesor para reforzar el 3rea de los pernos como se indica en la Figura 72. Las platinas de refuerzo y el tubo de 3" de di3metro son ensamblados en la carcasa giratoria mediante soldadura MIG con alambre de 9mm tipo INDURA 70S-6 cuyo l3mite de fluencia es de 415 MPa de 9 mm di3metro y gas C0₂ [55].

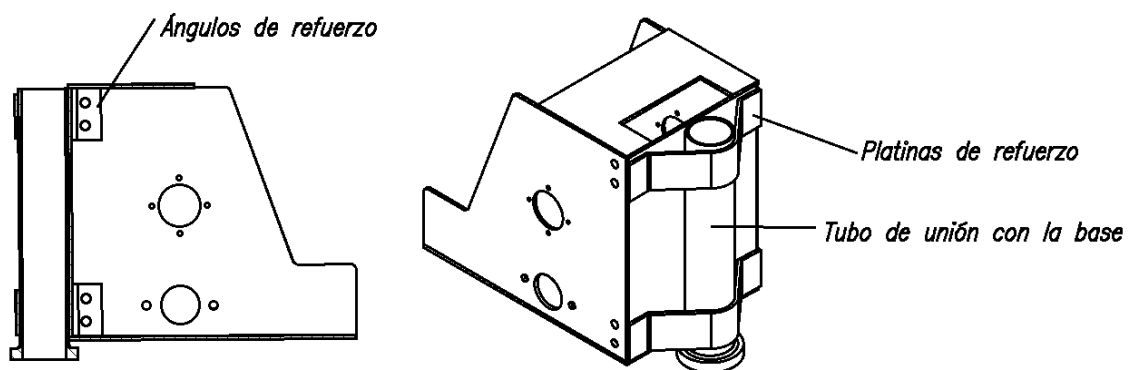


Figura 72 Carcasa giratoria. Fuente: Autores.

En la Figura 73 se muestra la carcasa giratoria conjuntamente con sus platinas de refuerzo y el tubo de uni3n del cuerpo y la base, se pretende realizar un an3lisis de tensi3n con el software Inventor para obtener el m3ximo esfuerzo de fluencia en toda la carcasa y calcular el factor de utilizaci3n.

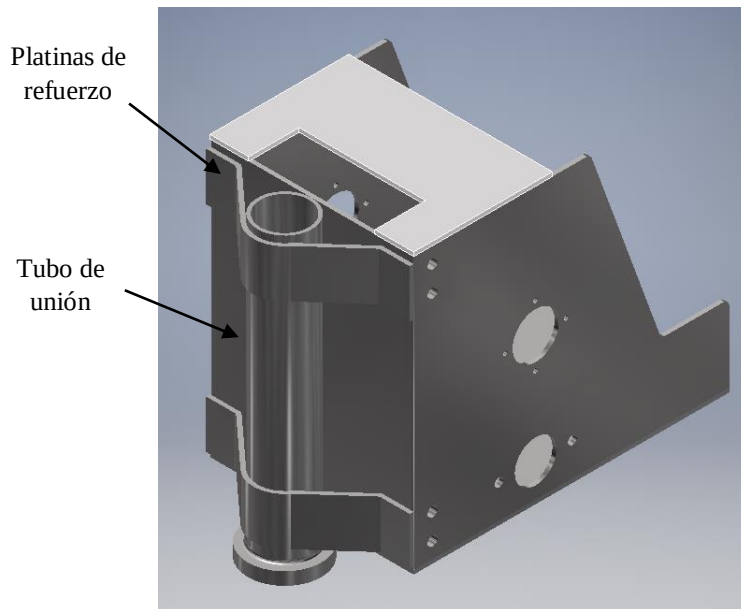


Figura 73 Carcasa giratoria diseñada en el software Inventor. Fuente: Autores.

Se selecciona el material de los elementos a ser simulados modificando respectivamente las propiedades del acero A36 de acuerdo al catálogo de Import Aceros [48]. Se distribuye las fuerzas ejercidas por la pluma en cada agujero de la carcasa colocando las restricciones fijas sobre las platinas y de momentos en los agujeros donde se colocan los pernos, cada agujero soporta 44654,227 N de fuerza como se muestra en la Figura 74.

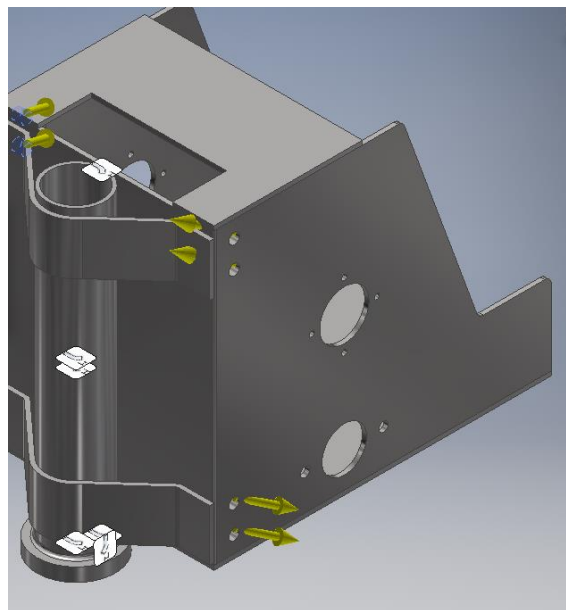


Figura 74 Distribución de cargas generadas por la pluma en la carcasa. Fuente: Autores.

El mallado de los elementos se muestran en la Figura 75 utilizando un afinación de malla de 1 garantizando que los resultados sean más reales y confiables.

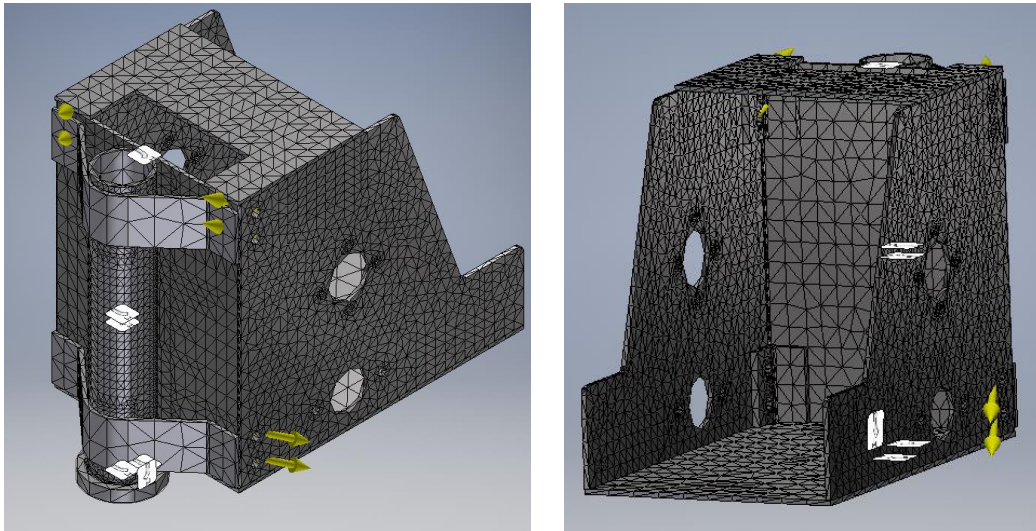


Figura 75 Mallado de la carcasa en software Inventor. Fuente: Autores.

Los resultados obtenidos se encuentran en la Figura 76 en donde se obtiene un esfuerzo de fluencia máximo de 137,6 MPa de color rojo y el material soporta 250 MPa, más adelante se calcula el factor de utilización del elemento.

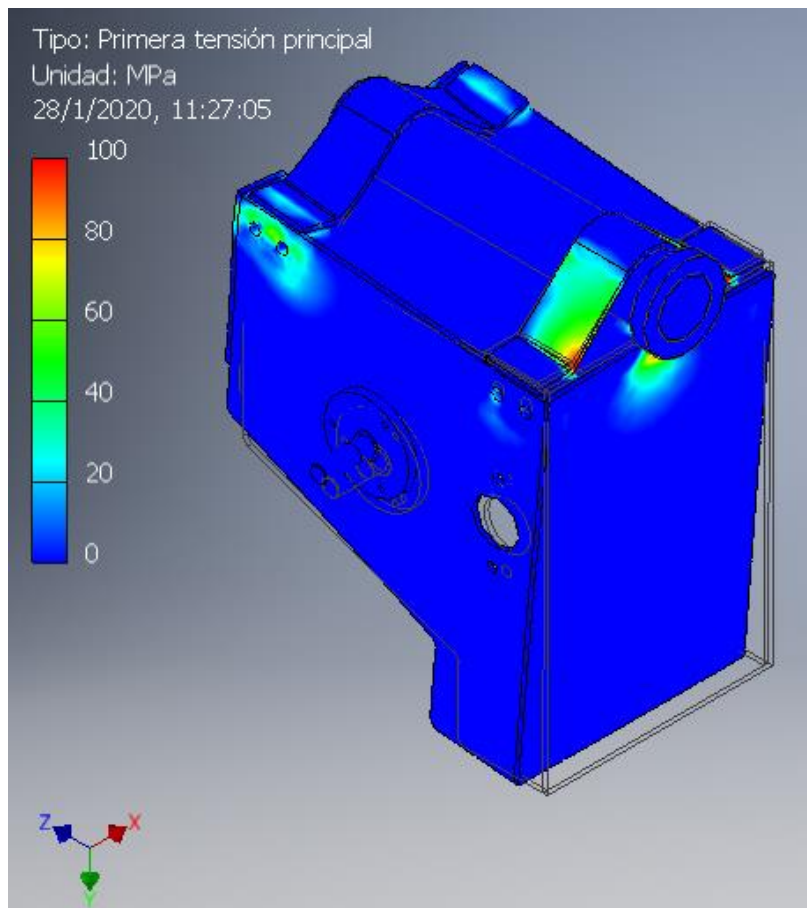


Figura 76 Esfuerzo máximo de fluencia generado en la carcasa obtenido con el software Inventor. Fuente: Autores.

La deformación del material más crítica se presenta de color rojo y es de 0,2928 mm como se muestra en la Figura 77.

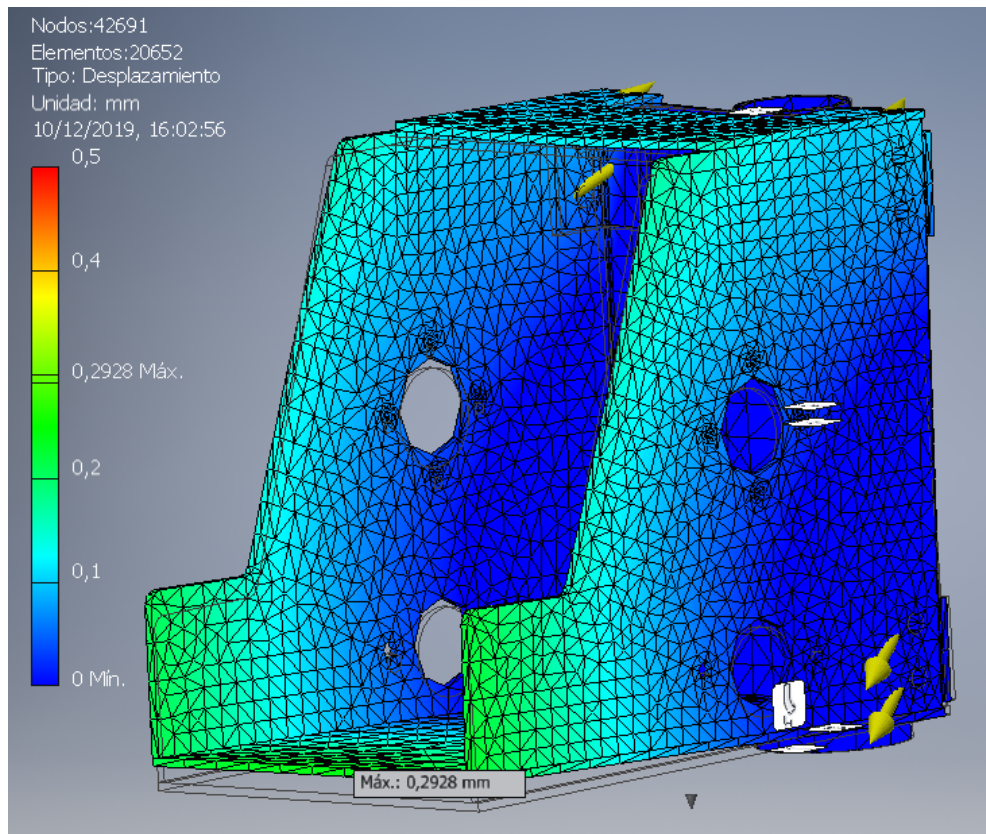


Figura 77 Deformación de la carcasa obtenida del software Inventor. Fuente: Autores.

En la Figura 78 se muestra el esfuerzo de fluencia máximo en la soldadura, el cual es de 218 MPa en un punto crítico que podría ser despreciable ya que es muy pequeño.

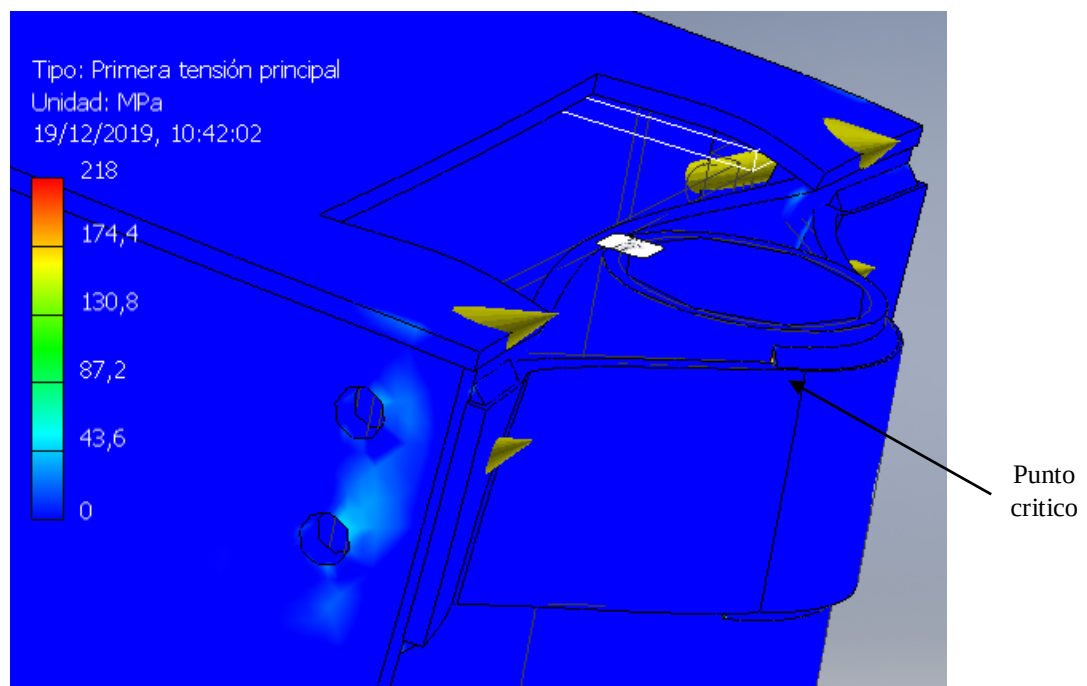


Figura 78 Esfuerzo máximo de fluencia en los puntos de soldadura obtenido de Inventor. Fuente: Autores.

- **Factor de utilización de la carcasa**

El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo, considerando el factor de seguridad de 1,67, el dividendo de dicha división corresponde al esfuerzo permisible del material que es el valor que resulta después de aplicarse el factor de seguridad a la resistencia por incertidumbres en la misma.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = 137,6 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\sigma_{\max}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{137,6 \text{ MPa}}{\frac{250 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,91$$

Se obtiene un factor de utilización para la carcasa y los elementos mencionados anteriormente de 0,91, por lo tanto, dentro del rango dado por la división de ingeniería estructural y geotécnica de Santiago de Chile, este corresponde a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14].

- **Factor de utilización de la soldadura en la carcasa**

El proceso de soldadura utilizado es por arco eléctrico con electrodo revestido 7018 cuya resistencia a la tensión es de 482 MPa. Ya que la soldadura se encuentra trabajando a tensión consideramos el factor de seguridad de 1,67 [26].

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 482 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = 218 \text{ MPa}$$

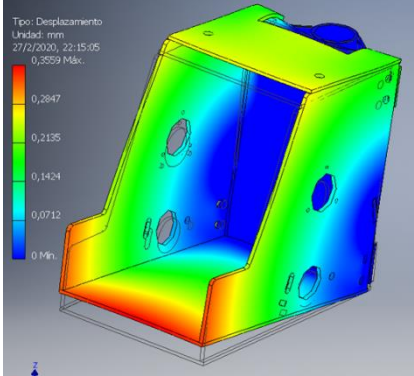
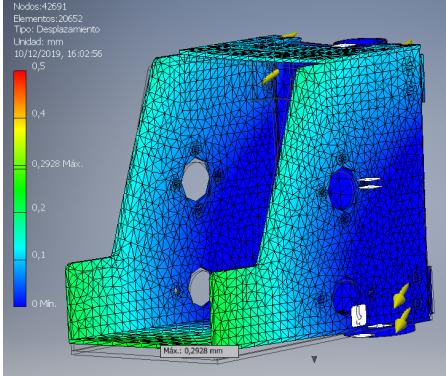
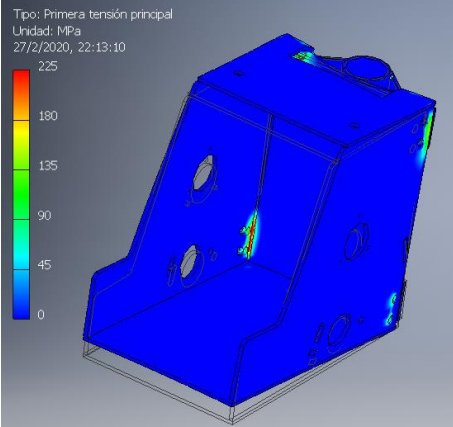
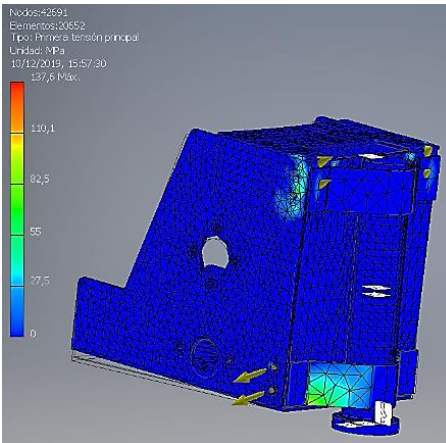
$$FU = \frac{\sigma_{\max}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{218 \text{ MPa}}{\frac{482 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,76$$

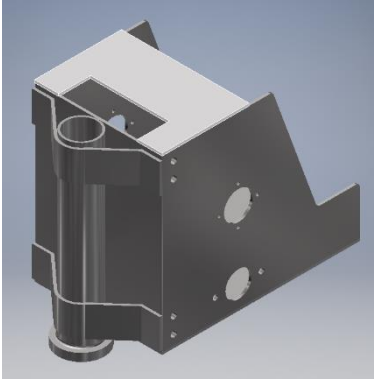
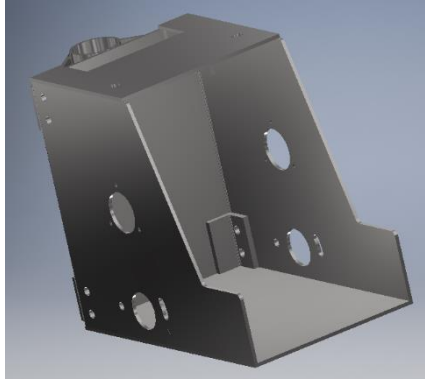
Se obtiene un factor de utilización para la soldadura en la carcasa de 0,76; por lo tanto, dentro del rango dado por la división de ingeniería estructural y geotécnica de Santiago de Chile, este corresponde a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14].

9.2.3.2.1 Comparativa de diseños de la carcasa

Para validar el diseño propuesto y realizar las mejoras en el elemento se muestra en la Tabla 10 una comparación de resultados entre el modelo que se construye actualmente en la empresa Talleres Castro y el modelo que se propone.

Tabla 10 Comparativa entre el diseño actual de la carcasa y el diseño propuesto. Fuente: Autores.

Modelo actual	Modelo propuesto
DEFORMACIÓN	
 Tipo: Desplazamiento Unidad: mm 27/2/2020, 22:15:05 0,3509 Máx.	 Nodos: 42691 Elementos: 20652 Tipo: Desplazamiento Unidad: mm 10/12/2019, 16:02:56 0,2928 Máx.
0,35 mm	0,29 mm
ESFUERZO DE FLUENCIA	
 Tipo: Primera tensión principal Unidad: MPa 27/2/2020, 22:13:10 225  	 Nodos: 42691 Elementos: 20652 Tipo: Primera tensión principal Unidad: MPa 10/12/2019, 15:57:30 137,6 Máx. Debido a la simulación de la carcasa antigua y a las fotos reales se corrobora que proceso correcto ya que justamente donde existe color rojo en la simulación de la izquierda es donde se supera el límite plástico del material y se deforma, por esta razón se presenta el diseño nuevo en donde en la simulación ya no presenta el color rojo crítico manteniéndonos dentro del límite elástico del material

225,36 MPa	137,6 MPa
FACTOR DE UTILIZACIÓN	
	
1,503	0,91
PESO	
249,65 kg	96,96 kg

9.2.3.3 Diseño del eje excéntrico

El acero seleccionado para este eje es el AISI 1040 estirado en frío, debido a su bajo costo, altas prestaciones y fácil maquinabilidad.

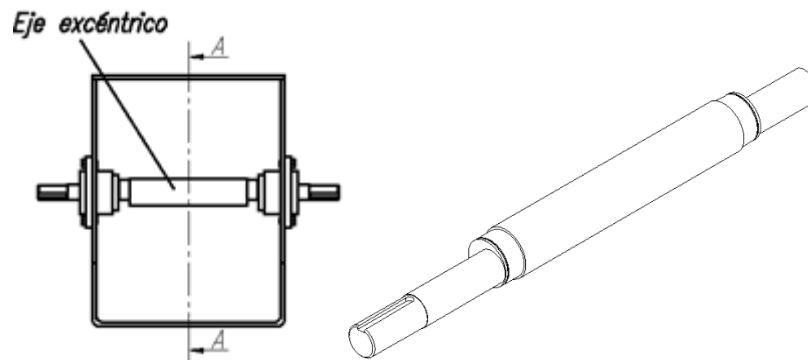


Figura 79 Eje excéntrico. Fuente: Autores.

▪ **Datos:**

$$F_1 = 3233,85 \text{ N}$$

$$F_2 = 3233,85 \text{ N}$$

$$T = 113,185 \text{ Nm}$$

$$\sigma_y = 565 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 669 \text{ MPa}$$

▪ **Planteamiento:**

DCL

En la Figura 80 se muestran las cargas y reacciones que actúan en el elemento.

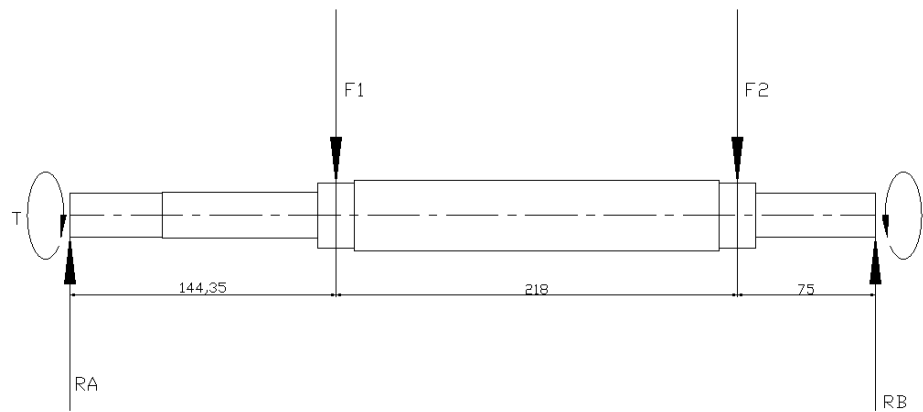


Figura 80 Diagrama de cuerpo libre del eje excéntrico. Fuente: Autores

Diagrama de corte y momento máximos

La Figura 81 muestra los diagramas de fuerzas cortantes y momento máximo que se ejercen en el elemento.

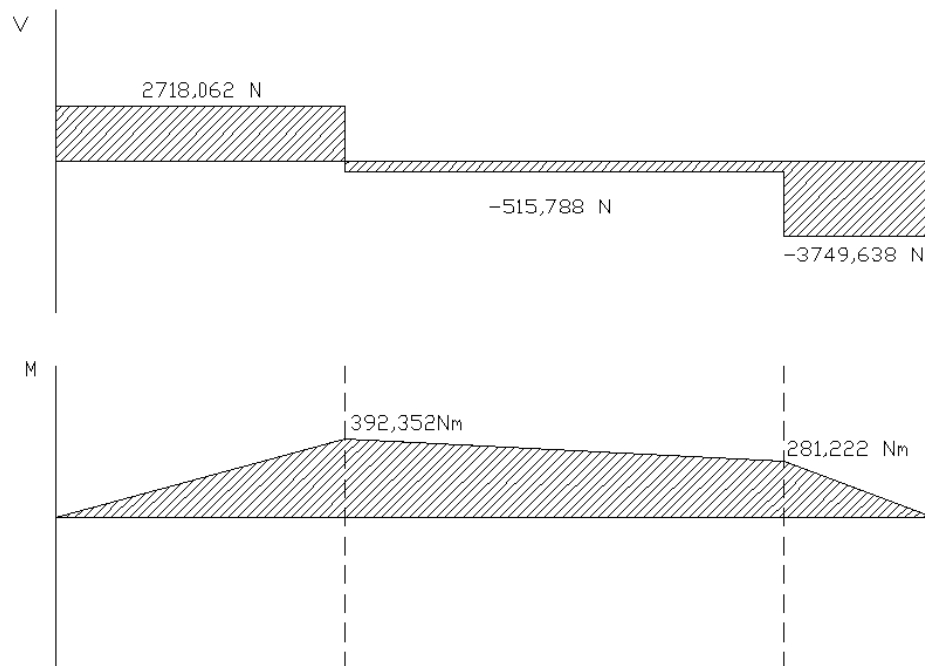


Figura 81 Diagrama de corte y momento. Fuente: Autores

▪ Resolución:

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (24)$$

Donde:

T_e : Combinación de momento flexionante y torque

M : Momento flector máximo

T : Torque generado por transmisión de movimiento

$$T_e = \sqrt{392,352^2 + 113,185^2}$$

$$T_e = 408,351 \text{ Nm}$$

$$Z_p = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \quad (25)$$

Donde:

Z_p : Módulo de sección polar

D : Diámetro del eje

$$Z_p = \frac{\pi \cdot 38,1^3}{16}$$

$$Z_p = 10859,375 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T_e \cdot k_t}{Z_p} \quad (26)$$

Donde:

k_t : Factor de concentración de esfuerzos

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{408,351 \cdot 1,6}{10859,375}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 60,166 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2N} \quad (27)$$

Donde:

S_y : Esfuerzo de cedencia del material

N : Factor de diseño

$$S_y = 2N \cdot \tau_{\text{máx}}$$

$$S_y = 2 \cdot 4 \cdot 60,166$$

$$S_y = 481,325 \text{ MPa}$$

El material adecuado para este elemento es el acero AISI 1040, estirado en frío; ya que tiene una resistencia a la cedencia de 565 MPa y una resistencia máxima de 669 MPa, valores que superan el esfuerzo máximo combinado en el eje.

▪ Simulación

Para validar el resultado del análisis matemático se realizó simulaciones en Inventor, con un grado de mallado de 1 como se observa en la Figura 82, este mallado produce una transición de malla más uniforme, permitiendo que los resultados obtenidos sean precisos y cercanos a un comportamiento real.

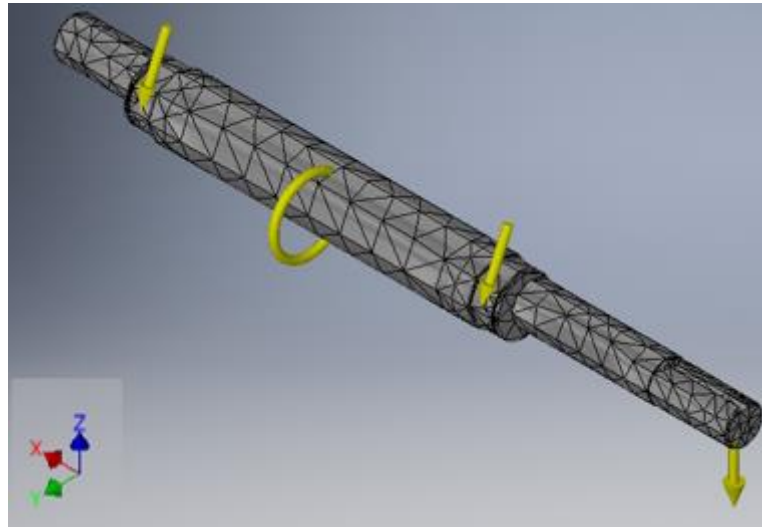


Figura 82 Mallado del elemento. Fuente: Autores.

Mediante el software se corrobora que las dimensiones determinadas para el eje excéntrico son acordes para el trabajo que va a realizar. Se aprecia una zona roja como se aprecia en la Figura 83 donde se ejerce el esfuerzo máximo obtenido por análisis matemático de 481 MPa, con una deformación máxima de ocho décimas de milímetro como se muestra en la Figura 84, lo cual es bastante bajo y aceptable para su función.

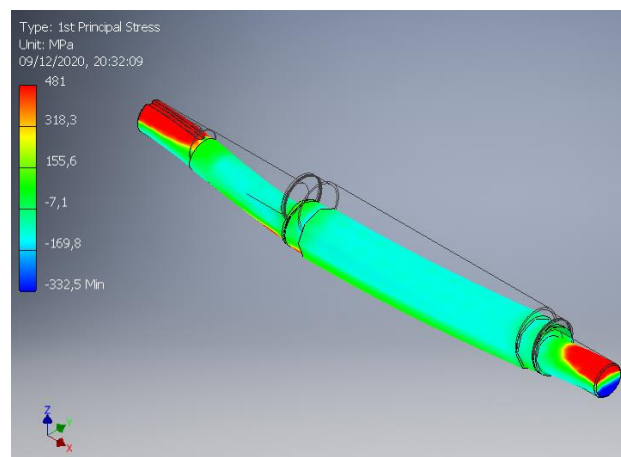


Figura 83 Resultados de la simulación. Fuente: Autores.

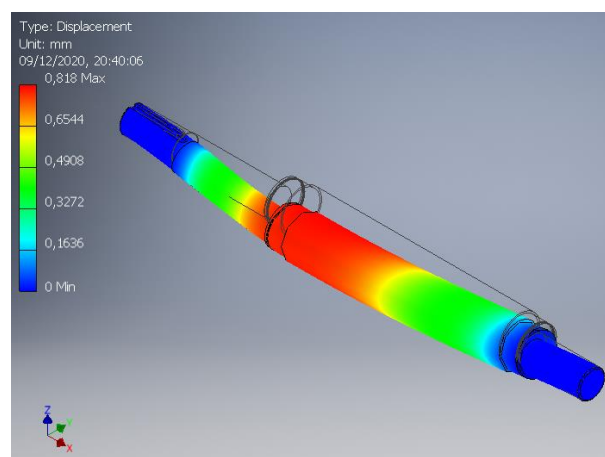


Figura 84 Deformación máxima en el eje excéntrico. Fuente: Autores.

9.2.3.4 Selección de rodamientos del eje excéntrico

Carga = $6467,7 \text{ N} / 2 = 3233,85 \text{ N}$, la fuerza es la aplicada debido a la carga a levantar y a las solicitaciones calculadas anteriormente y se divide para dos ya que se usan dos rodamientos.

Velocidad = 265,26 rpm

SKF presenta una tabla de posible horas de funcionamiento de los rodamientos, en el caso de máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.; recomienda una vida útil de 8000 a 12000 horas de trabajo [47]. Para iniciar la selección del rodamiento se considera el diámetro interior mínimo según el eje excéntrico calculado anteriormente, el cual tiene un diámetro de 35 mm.

Para la selección del rodamiento se utiliza la herramienta en línea que brinda SKF: <https://www.skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing> [18].

En la Tabla 8 se explica el rango de carga de la grasa del rodamiento seleccionado. Debido a que se tiene una carga radial de 3,233 kN en cada rodamiento y una carga axial de 0,00 kN, necesitamos un rodamiento 6007-2Z (Ver propiedades en el anexo 10) de la marca SKF. Se utiliza rodamientos rígidos de bolas ya que soportan cargas altas radiales y moderadamente axiales, además el área donde se ubica el rodamiento es adecuada y no limitada como para utilizar rodamientos de agujas, conjuntamente no se requiere esfuerzos combinados axial y radial alto, sino más bien solo una alta carga radial por lo tanto no se escoge rodamientos cónicos.

En la Figura 85 se detalla los datos ingresados en la herramienta de SKF para el análisis del rodamiento.

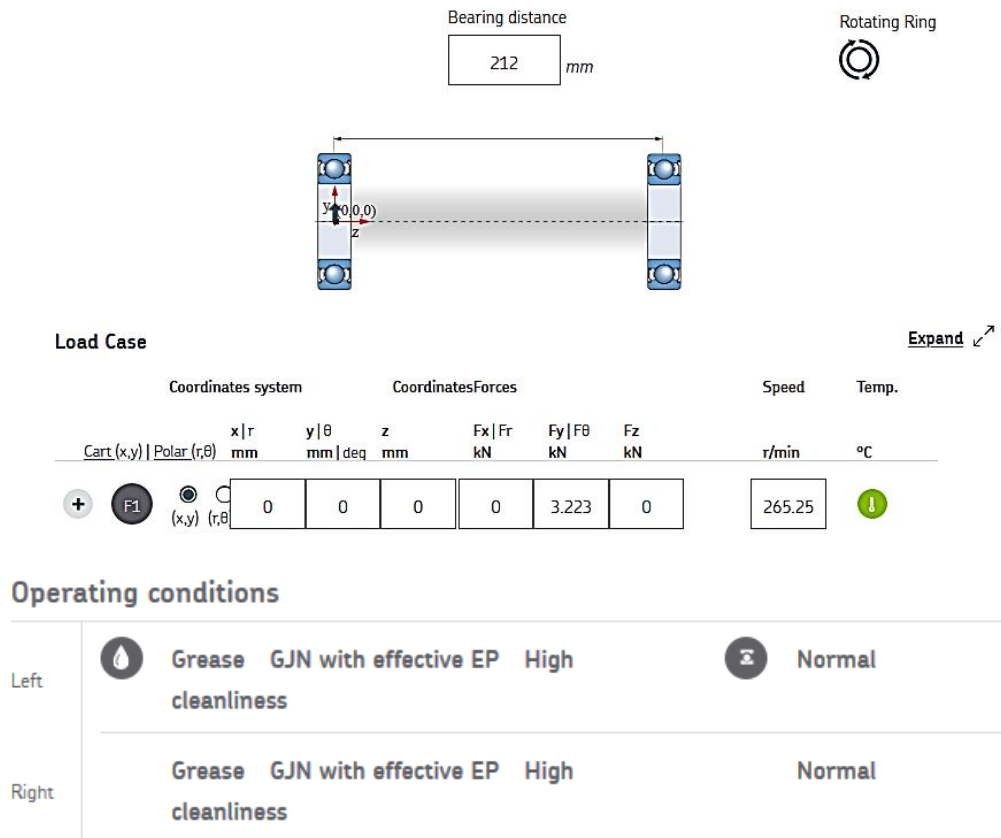


Figura 85 Detalles del rodamiento utilizado para el eje excéntrico [18].

Dando como resultado los datos mostrados en la Figura 86.

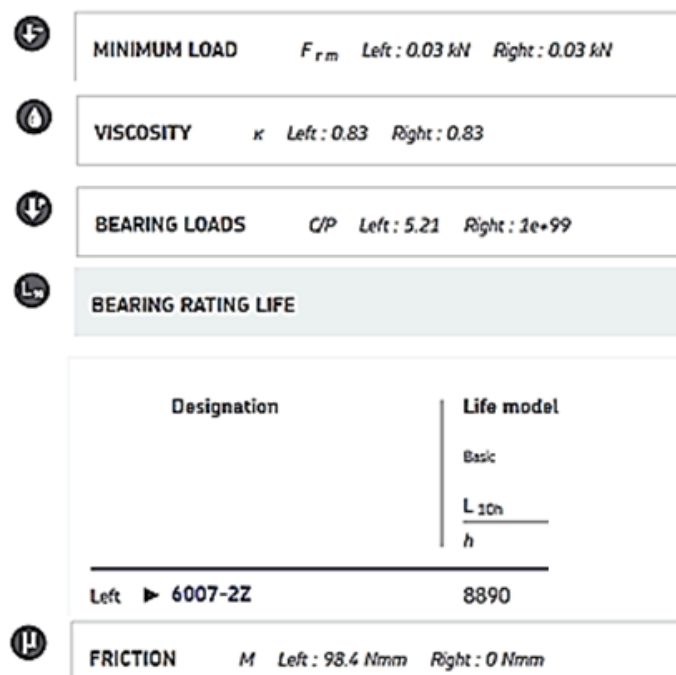


Figura 86 Resultados del rodamiento 6007-2Z [18].

Según la Tabla 8 debido a nuestro C/P de 5,21 el rodamiento soporta cargas medias. Cuando la relación de viscosidad k es <1 , se recomienda seleccionar un lubricante de mayor viscosidad o mejorar el enfriamiento. No es apropiado mirar solo la vida del rodamiento en horas, sino más bien se recomienda usar aditivos antidesgaste (AW) o de presión extrema (EP) para reducir el desgaste, para este caso la relación de viscosidad $k = 0.83$. La vida nominal SKF con 90 % de confiabilidad para el rodamiento seleccionado es 8890 horas de trabajo, el cual está dentro del rango de vida útil según SKF [47] para elevadores. Se tiene una pérdida de potencia de 3 W debido a la fricción generada.

9.2.3.5 Selección de los pernos de las tapas del eje excéntrico

La carga que soportan los pernos (Figura 87) de las tapas del eje excéntrico es la carga de trabajo de 6467,7 N = 1,454 kips. Se utiliza 6 pernos por lo tanto la fuerza en cada perno es:

$$F_{\text{perno}} = 0,242 \text{ Kips}$$

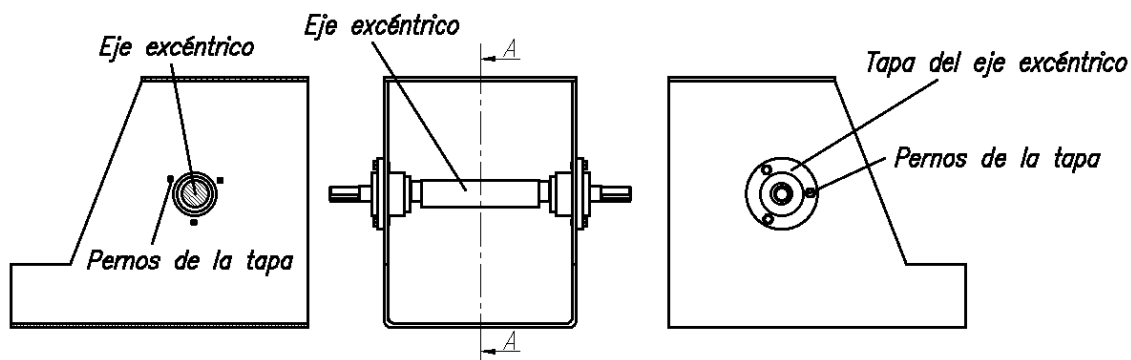


Figura 87 Tapas de la excéntrica con sus respectivos pernos. Fuente: Autores.

➤ Dimensionado de los pernos bajo esfuerzos de corte y aplastamiento.

Para el cálculo se considera un factor de diseño $n_d = 1,5$ [26] y se estima la fuerza que puede soportar un perno de 5/16" UNF grado 5 al momento de perder la precarga.

Del Anexo 4 se determinan las resistencias mínimas [53] de las placas de sujeción $S_y(\text{placa}) = 35,98 \text{ kpsi}$ y del Anexo 7 se obtienen las resistencias mínimas de los pernos $S_p = 85 \text{ kpsi}$ y $S_{ut} = 120 \text{ kpsi}$ [54].

Aplastamiento de las placas con los pernos activos:

$$\sigma = \frac{F}{2 \cdot t \cdot d} = \frac{S_y(\text{placa})}{n_d}$$

Donde:

- F: Fuerza de aplastamiento en las placas
- t: Espesor donde trabaja el perno (Carcasa)
- d: Diámetro del perno

- Sy(placa): Resistencia a la fluencia
- nd: Factor de diseño

$$F = \frac{2 \cdot t \cdot d \cdot Sy(placa)}{nd} = \frac{2 \cdot 1/4" \cdot 5/16" \cdot 35,98 \text{ Kips}}{1,5} = 3,74 \text{ kips}$$

Cortante del perno, todos los pernos activos: si las roscas de los pernos no se extienden en los planos de cortante:

F: es la fuerza ejercida sobre el perno

$$\tau = \frac{F}{\frac{4 \cdot \pi \cdot d^2}{4}} = 0,577 \frac{Sp}{nd}$$

$$F = 0,577 \cdot \pi \cdot d^2 \frac{Sp}{nd} = 0,577 \cdot \pi \cdot (5/16")^2 \frac{85 \text{ kpsi}}{1,5} = 10,03 \text{ kips}$$

Cortante del perno, todos los pernos activos: si las roscas de los pernos se extienden en uno de los planos:

$$\tau = \frac{F}{4 \cdot Ar} = \frac{0,577 \cdot Sp}{nd}$$

Donde,

- F: Fuerza ejercida sobre el perno
- Ar: Área del diámetro menor del perno (Anexo 8)

$$F = \frac{0,577 \cdot 4 \cdot Ar \cdot Sp}{nd} = \frac{0,577 \cdot 4 \cdot (0,0454")^2 \cdot 35,98 \text{ Kips}}{1,5} = 2,51 \text{ Kips}$$

Según el cortante del perno, el valor limitante de la fuerza es **2,51 kips**, suponiendo que las roscas se extienden en un plano cortante. Sin embargo, permitir que las roscas se extiendan en un plano cortante sería un diseño pobre. Por lo tanto, si se supone un diseño mejor basado en el corte del perno, el valor limitante de la fuerza es **10,03 kips**. Para las placas de unión, el esfuerzo limitante delimita la carga a **3,74 kips**.

Por lo tanto, los pernos escogidos de 5/16" UNF grado 5 son los correctos ya que la fuerza ejercida sobre cada perno es $F_{perno} = 0,242 \text{ kips}$ y en el diseño propuesto soporta hasta 3,74 kips.

9.2.3.6 Diseño de las tapas y de los bujes de bronce del eje excéntrico

El material utilizado es acero de transmisión o acero SAE 1018 para las tapas (Ver propiedades en el anexo 3) y para los bujes se utiliza bronce SAE 40 (Ver propiedades en el Anexo 11), en la Figura 88 se muestra esquemáticamente los elementos a ser simulados.

Para analizar los elementos mencionados se utiliza el Software Inventor, en donde se simula en condiciones de trabajo (Ver Figura 89).

- Carga de trabajo, $F = 6467,7 \text{ N} / 2$ ya que la carga se divide a cada una de las 2 tapas.
- Resistencia a la cedencia del acero SAE 1018 = 304 MPa [48].
- Resistencia a la cedencia del bronce SAE 40 = 110 MPa [56].

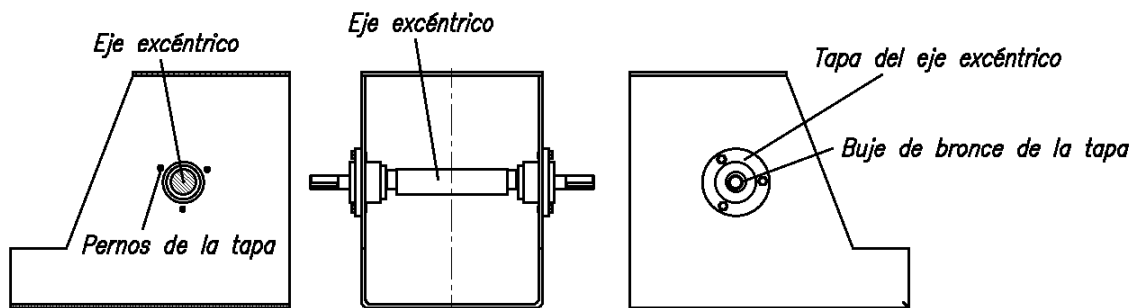


Figura 88 Tapa y bujes de bronce del eje excéntrico a ser simulados. Fuente: Autores.

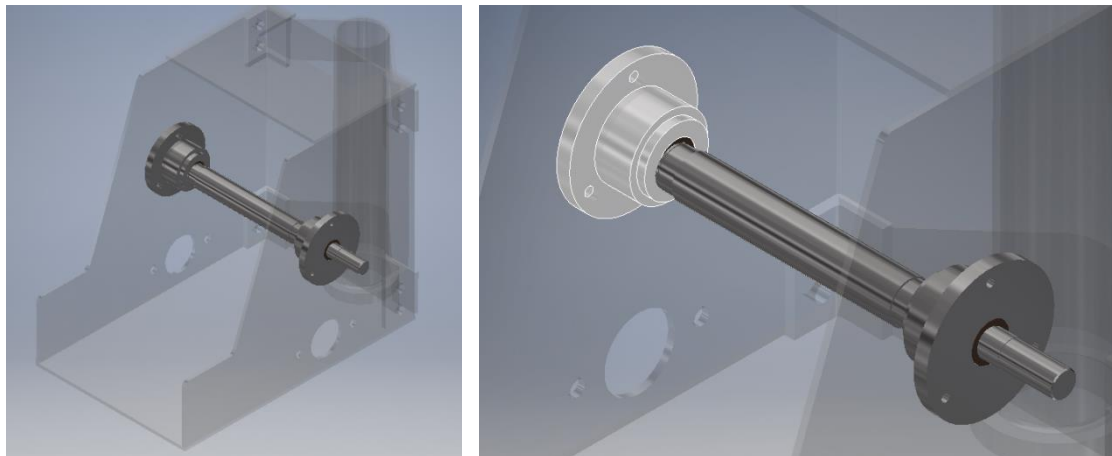


Figura 89 Tapas y bujes de bronce SAE 40 de eje excéntrico. Fuente: Autores.

Se selecciona el material de los elementos a ser simulados modificando respectivamente las propiedades mecánicas de acuerdo al catálogo de Ivan Bohman [48] [56], las fuerzas se ubican en los rodamientos ya que son los que soportan la carga establecida como se indica en la Figura 90.

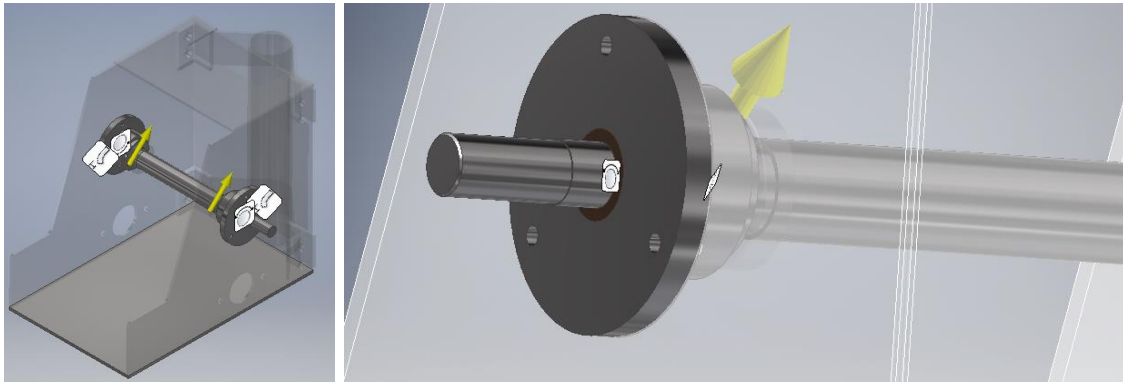


Figura 90 Distribución de fuerzas para obtener la simulación de las tapas y el buje del eje excéntrico, obtenido de Inventor. Fuente: Autores.

El mallado de los elementos se afinan de tal manera que los resultados sean reales y se muestran en la Figura 91.

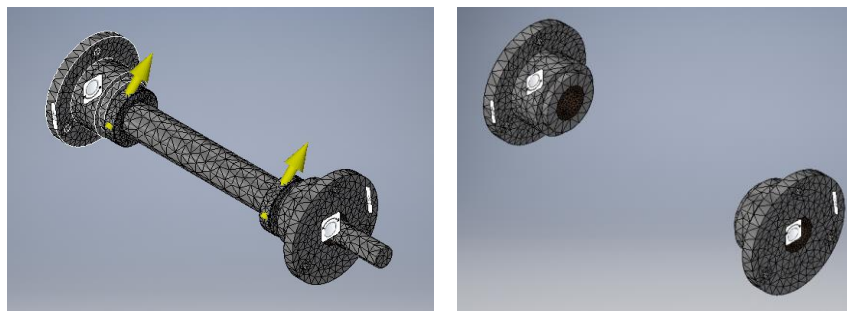


Figura 91 Mallado de las tapas y del buje del eje excéntrico. Fuente: Autores.

Los resultados obtenidos se encuentran en la Figura 92 en donde se obtiene un esfuerzo de fluencia máximo en color rojo y es de 20,89 MPa en el área del buje de bronce y el material soporta 110 MPa, en cuanto a la deformación se tiene 0,0025 mm como se muestra en la Figura 93.

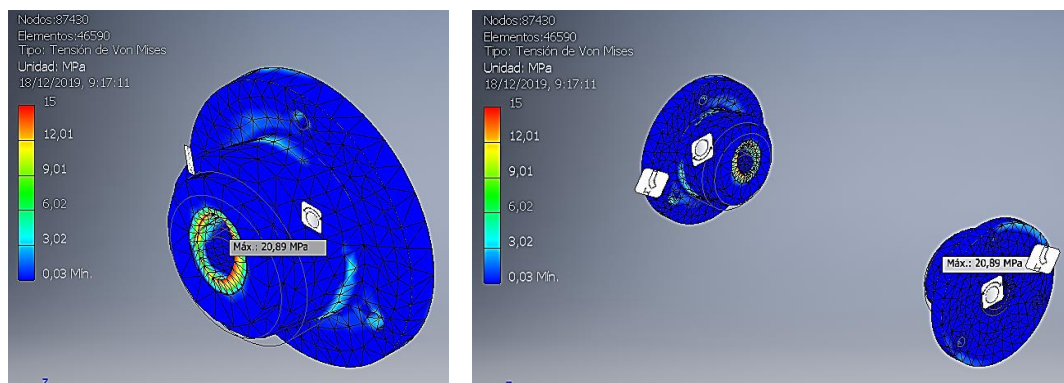


Figura 92 Esfuerzo máximo de fluencia generado en las tapas y en el buje del eje excéntrico obtenido de Inventor . Fuente: Autores.

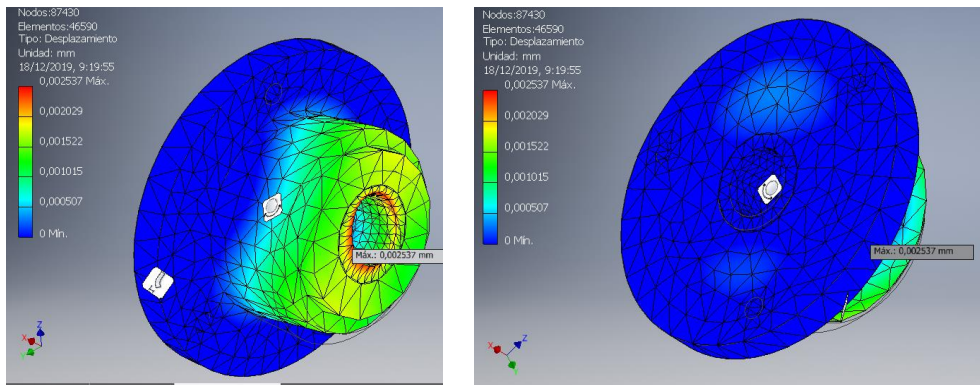


Figura 93 Deformación máxima de la tapa y el buje de bronce del eje excéntrico obtenido de Inventor. Fuente: Autores.

- **Buje de bronce SAE 40**

Un buje o cojinete en ingeniería es un componente que soporta un eje de una máquina y que además está sometido a un movimiento giratorio con el cual transmite potencia a otro elemento giratorio de la máquina [57].

El buje también cumple las funciones de:

- Sostener la pieza en movimiento, soportando las cargas radiales y axiales.
- Ser un elemento de desgaste reemplazable.
- Procurar una superficie de baja fricción o roce y alta resistencia al desgaste por roce.
- Incorporar una pieza de reemplazo con menor costo.

El material para los cojinetes de deslizamiento reúne ciertas propiedades físicas y químicas, tales como:

- Resistencia a la fatiga
Capacidad del cojinete para resistir sin deformarse, agrietarse, descascarillarse.
- Incrustabilidad
Capacidad del cojinete para embeber en su superficie interior partículas extrañas e impurezas sin arruinarse.
- Compatibilidad
Propiedad antisoldante respecto al acero y resistencia al rayado que permite al eje y cojinete tolerarse uno al otro, evitando el agarrotamiento con el rozamiento de metal con metal.
- Conformabilidad
Capacidad del cojinete a ceder o fluir ligeramente bajo carga sin romperse, adaptándose a las características superficiales del eje sin rayarlo o desgastarlo.

- Elevada conductividad térmica
Requerida para absorber y disipar el calor generado en el cojinete.
- Resistencia a la corrosión
El material debe ser resistente a la acción de los ácidos orgánicos débiles que se puedan formar en condiciones de funcionamiento.
- Bajo coeficiente de fricción
Evita el desgaste excesivo, el calentamiento de los componentes y la pérdida de potencia.

El material más usado para la fabricación de bujes y cojinetes de fricción es el bronce; ya que reúne la mayoría de las propiedades mencionadas [58].

Para el elevador diseñado se utilizará el bronce SAE 40 ya que el movimiento generado en ésta área es únicamente radio de giro del eje excéntrico y utilizar un rodamiento sería incensario y el costo no es justificado para la aplicación. Éste tipo de bronce se puede utilizar en donde hay aplicación de cargas ligeras y velocidades de baja a media, con sistemas de lubricación normal [56].

- **Canales de lubricación para los bujes de bronce SAE 40**

Para una buena lubricación de los bujes y para mantener la vida útil de los mismos se recomienda lubricar con grasa en los canales internos que serán implementados de tipo mixto, es decir canales longitudinales y circulares como se muestran en la Figura 94.

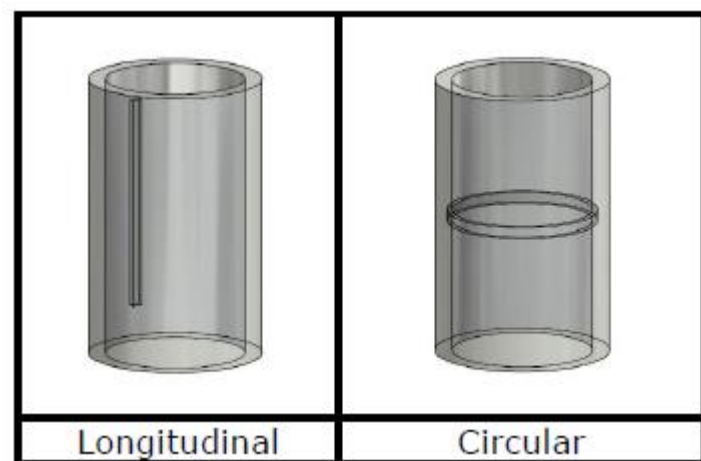


Figura 94 Canales de lubricación para cojinetes de bronce [59].

9.2.3.7 Diseño del eje de tracción

En la Figura 95 se muestra la ubicación y la forma del eje de tracción que, a continuación, será calculado para obtener el diámetro mínimo requerido.

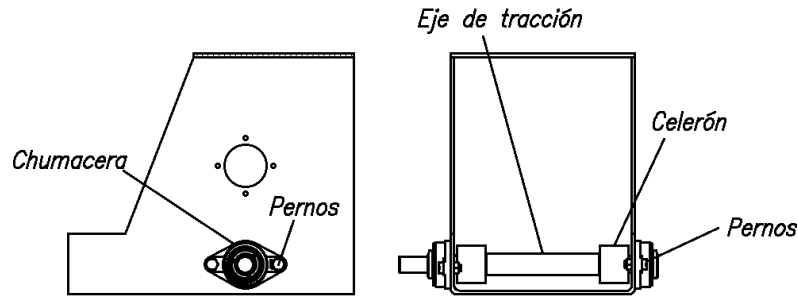


Figura 95 Esquema del eje de tracción. Fuente: Autores.

Datos:

$$T_{\text{carrete}} = 905,478 \text{ Nm}$$

$$\text{Diámetro celerón} = 0,065 \text{ m}$$

Planteamiento:

$$T_2 = \frac{r_2}{r_1} \cdot T_1 \quad (28)$$

Donde:

- T_2 : Torque en el eje
- r_2 : Radio del celerón
- r_1 : Radio del carrete
- T_1 : Torque de carrete

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_y}{FS} \quad (29)$$

Donde:

- σ_{adm} : Esfuerzo admisible
- σ_y : Esfuerzo de fluencia del material
- FS : Factor de seguridad

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{T \cdot C}{J} \quad (30)$$

Donde:

- τ_{adm} : Esfuerzo cortante admisible
- T : Par de torsión
- C : Radio máximo

- J : Momento de inercia

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \quad (31)$$

Donde:

- D : Diámetro del elemento

Resolución:

$$T_2 = \frac{r_2}{r_1} \cdot T_1$$

$$T_2 = \frac{0,0325m}{0,14m} \cdot 905,478 \text{ Nm}$$

$$T_2 = 210,2 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{FS}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{235 \text{ MPa}}{1,67}$$

$$\sigma_{adm} = 140,719 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = \frac{T \cdot C}{J}$$

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$$

$$140,719 \text{ MPa} = \frac{905,478 \text{ Nm} \cdot C}{\frac{\pi \cdot D^4}{32}}$$

$$C \rightarrow D/2$$

$$140,719 \text{ MPa} = \frac{905,478 \text{ Nm} \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot D^4}{32}}$$

$$0,0305 = \frac{1}{D^3}$$

$$D = 0,032 \text{ m} \rightarrow D = 32 \text{ mm}$$

El diámetro adecuado para el eje de tracción debe ser de 32mm para que cumpla su función sin fallar, el acero que se ha seleccionado para este elemento es el acero SAE 1018 con un módulo de cedencia de 235 MPa. El esfuerzo máximo generado en este eje es de 140,719 MPa.

9.2.3.8 Selección de rodamientos de chumaceras del eje de tracción

La carga que soportan las chumaceras que se muestran en la Figura 98 se obtiene de una serie de cálculos de torques y fuerzas ejercidas desde el motor hasta el carrete del cable de acero, con lo que se obtiene una fuerza de 6467,7 N; los cálculos se encuentran en la sección de selección del motor de combustión interna. Se utiliza dos chumaceras para sostener al eje de tracción, por lo tanto, la fuerza se divide para 2.

$$Fuerza = 3233,85 \text{ N}$$

$$Velocidad = 1599,83 \text{ rpm}$$

SKF presenta una tabla de posible horas de funcionamiento de los rodamientos, en el caso de máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.; recomienda una vida útil de 7000 a 10000 horas de trabajo [47] para chumaceras. Para iniciar la selección del rodamiento se considera el diámetro interior mínimo según el eje de tracción calculado anteriormente, el cual tiene un diámetro de 30 mm.

Para la selección del rodamiento se utiliza la herramienta en línea que brinda SKF: <https://www.skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing> [18].

En la Tabla 8 se explica el rango de carga de la grasa del rodamiento seleccionado. Debido a que se tiene una carga radial de 3,233 kN en cada rodamiento y una carga axial de 0,00 kN, necesitamos un rodamiento E2.YAR 207-2F con la unidad de rodamiento FYTBK 35 TF (Ver propiedades en el anexo 12) de la marca SKF.

En la Figura 96 se detalla los datos ingresados en la herramienta de SKF para el análisis del rodamiento.

Bearing distance
322.7 mm



Load Case

Coordinates system			Coordinates Forces			Speed		
Cart (x,y)	Polar (r,θ)	x r mm	y θ mm deg	z mm	Fx Fr kN	Fy Fθ kN	Fz kN	r/min
☒ +	☒ F1	☐ (x,y)	☐ (r,θ)	0	0	3.233	0	1599.83

Operating conditions

Left		Grease	VT307with effective EP	High cleanliness
Right		Grease	VT307with effective EP	High cleanliness

Figura 96 Detalles del rodamiento utilizado para el eje de tracción [18].

Dando como resultado los datos mostrados en la Figura 97.

 **MINIMUM LOAD** F_{rm} Left : 0.25 kN Right : 0.25 kN

 **VISCOSITY** κ Left : 3.27 Right : 3.27

 **BEARING LOADS** C/P Left : 9.11 Right : 1e+99

 **BEARING RATING LIFE**

Designation	Life model
	Basic
	L_{10h}
	h

Left ► YAR 207-2F 7860

 **FRICTION** M Left : 213 Nmm Right : 131 Nmm

Figura 97 Resultados del rodamiento E2.YAR 207-2F [18].

Como se muestra en la Tabla 8 debido a nuestro C/P de 9,11 el rodamiento soporta cargas bajas. Cuando la relación de viscosidad k es <1 , se recomienda seleccionar un lubricante de mayor viscosidad o mejorar el enfriamiento; no es apropiado mirar solo la vida del

rodamiento en horas, sino más bien se recomienda usar aditivos antidesgaste (AW) o de presión extrema (EP) para reducir el desgaste, para este caso la relación de viscosidad $k = 3,27$. La vida nominal SKF con 90% de confiabilidad para el rodamiento seleccionado es 7860 horas de trabajo, el cual está dentro del rango de vida útil según SKF [47] para elevadores. Se tiene una pérdida de potencia de 36 W debido a la fricción generada.

9.2.3.9 Selección de los pernos que sujetan las chumaceras del eje de tracción

La carga que soportan los pernos que se muestran en la Figura 98 se obtiene de los cálculos anteriores el cual es de 6467,7 N, se utiliza 2 chumaceras para sostener al eje de tracción con un total de 4 pernos por lo tanto la fuerza se divide para 4, dando como resultado:

$$F_{\text{perno}} = 1616,925 \text{ N} = 0,363 \text{ kips}$$

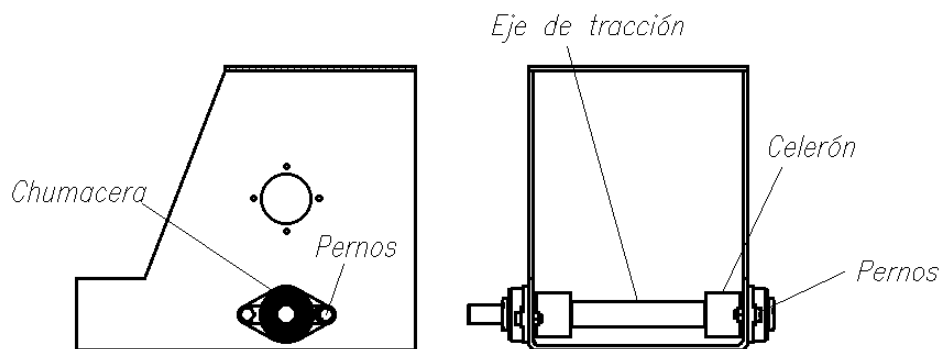


Figura 98 Pernos sujetadores de las chumaceras del eje de tracción. Fuente: Autores.

➤ Dimensionado de los pernos bajo esfuerzos de corte y aplastamiento.

Para el cálculo se considera un factor de diseño $n_d = 1,5$ [26] y se estima la fuerza que puede soportar un perno de 1/2" UNF grado 5 al momento de perder la precarga.

Del Anexo 4 se determinan las resistencias mínimas [53] de las placas de sujeción $S_y(\text{placa}) = 35,98 \text{ kpsi}$ y del Anexo 7 se obtienen las resistencias mínimas de los pernos $S_p = 85 \text{ kpsi}$ y $S_{ut} = 120 \text{ kpsi}$ [54].

Aplastamiento de las placas con los pernos activos:

$$\sigma = \frac{F}{2 \cdot t \cdot d} = \frac{S_y(\text{placa})}{n_d}$$

Donde:

- F: Fuerza de aplastamiento en las placas
- t: Espesor donde trabaja el perno (Carcasa)
- d: Diámetro del perno
- $S_y(\text{placa})$: Resistencia a la fluencia
- n_d : Factor de diseño

$$F = \frac{2 \cdot t \cdot d \cdot Sy(placa)}{nd} = \frac{2 \cdot 1/4" \cdot 1/2" \cdot 35,98 \text{ Kips}}{1,5} = 5,99 \text{ kips}$$

Cortante del perno, todos los pernos activos: si las roscas de los pernos no se extienden en los planos de cortante:

F: es la fuerza ejercida sobre el perno

$$\tau = \frac{F}{\frac{4 \cdot \pi \cdot d^2}{4}} = 0,577 \frac{Sp}{nd}$$

$$F = 0,577 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \frac{Sp}{nd} = 0,577 \cdot \pi \cdot (1/2")^2 \cdot \frac{85 \text{ kpsi}}{1,5} = 25,67 \text{ kips}$$

Cortante del perno, todos los pernos activos: si las roscas de los pernos se extienden en uno de los planos:

$$\tau = \frac{F}{4 \cdot Ar} = \frac{0,577Sp}{nd}$$

Donde:

- F: Fuerza ejercida sobre el perno
- Ar: Área del diámetro menor del perno (Anexo 8)

$$F = \frac{0,577 \cdot 4 \cdot Ar \cdot Sp}{nd} = \frac{0,577 \cdot 4 \cdot (0,1257")^2 \cdot 35,98 \text{ kips}}{1,5} = 6,95 \text{ kips}$$

Según el cortante del perno, el valor limitante de la fuerza es **6,95 kips**, suponiendo que las roscas se extienden en un plano cortante. Sin embargo, permitir que las roscas se extiendan en un plano cortante sería un diseño pobre. Por lo tanto, si se supone un diseño mejor basado en el corte del perno, el valor limitante de la fuerza es **25,67 kips**. Para las placas de unión, el esfuerzo limitante delimita la carga a **5,99 kips**.

Por lo tanto, los pernos escogidos de 1/2" UNF grado 5 son los correctos ya que la fuerza ejercida sobre cada perno es $F_{perno} = 0,363 \text{ kips}$ y en el diseño propuesto soporta hasta 5,99 kips; se puede apreciar un sobredimensionado, esto se debe a que en el catálogo de SKF[60] recomienda colocar pernos de 12 a 14mm.

9.2.3.10 Diseño del sistema de frenado

Al momento de diseñar el sistema de frenado se considera la norma ISO 4301 - Fundamentos de grúas [4], dicha norma hace referencia a que todo sistema de elevación debe permanecer frenado en estado de reposo [4].

En la Tabla 11 se presentan algunas opciones de sistemas de freno que pueden ser aplicados para el elevador de pluma. Entre ellos se presenta un sistema de freno de disco hidráulico accionado mecánicamente, disco hidráulico con bomba hidráulica, zapata

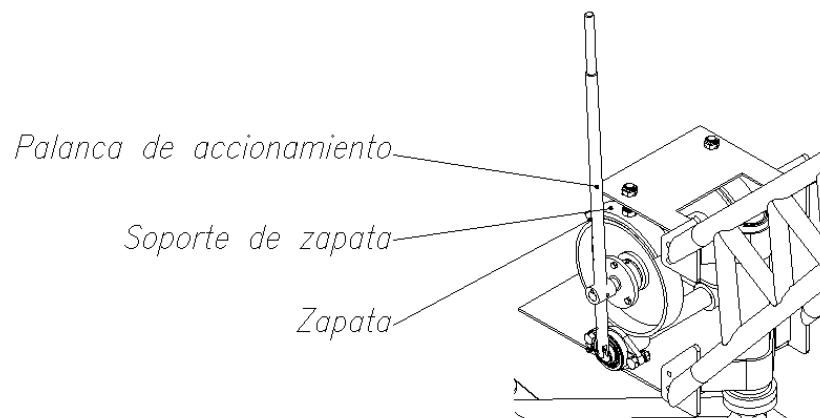
hidráulica con accionamiento mecánico, zapata hidráulica con bomba hidráulica y zapata accionada por hidrogeno a presión.

Tabla 11 Cuadro discriminatorio de las diferentes opciones de freno. Fuente: Autores.

Alternativas	Eficiencia en su funcionalidad	Fácil Construcción	Bajo consumo energético	Mantenimiento ágil y rápido	Costo de inversión	Total
Freno de disco hidráulico accionado mecánicamente	8	7	7	7	8	37
Freno de disco hidráulico con bomba hidráulica	10	6	5	6	5	32
Freno con zapata hidráulica con bomba hidráulica	10	6	5	4	6	31
Freno con zapata con accionamiento mecánico	7	9	7	8	7	38
Freno de zapata accionada por hidrógeno a presión	8	9	10	8	8	43

En base al análisis realizado considerando los distintos puntos a ser evaluados en una escala de 1 al 10, se obtuvo que la mejor opción es la de freno de zapata accionado por nitrógeno a presión con una valoración de 43. Seguida de la opción de freno con zapata hidráulica con accionamiento mecánico con una valoración de 38, de entre estas dos opciones se prefiere aplicar el segundo sistema respectivamente debido a que resulta menos costoso si construcción e implementación en el equipo, pues simplemente se reemplaza el cilindro neumático por un resorte con similar característica de compresión.

El sistema de freno está compuesto de varias partes independientes las cuales se muestran en la Figura 99.



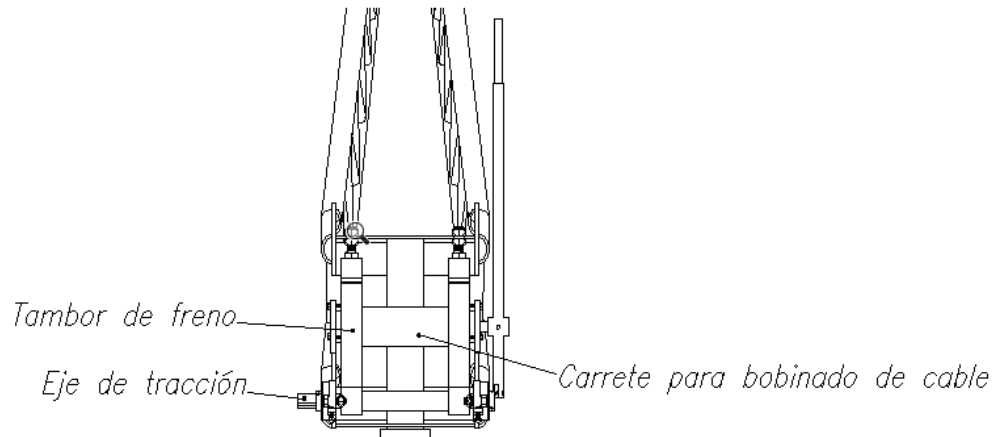


Figura 99 Partes del sistema de freno. Fuente: Autores.

➤ **Cálculos de fuerza de accionamiento requerida**

Datos:

$$v = 40 \text{ m/min}$$

$$s = 3\text{m}$$

$$\text{carga máxima, } m = 500\text{kg}$$

Planteamiento:

$$F = m \cdot a$$

$$S = S_0 + V_0 \cdot t + \frac{1}{2} a \cdot t^2$$

$$V = V_0 + at$$

Despejando e igualando:

$$a = \frac{V - V_0}{t}$$

$$S - S_0 = V_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \frac{V - V_0}{t} \cdot t^2$$

$$S = V_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot V - V_0 \cdot t$$

$$S = t \left[V_0 + \frac{1}{2} (V - V_0) \right]$$

$$S = t \left[V_0 + \frac{1}{2} V - \frac{1}{2} V_0 \right]$$

$$S = t \left[\frac{1}{2} V + \frac{1}{2} V_0 \right]$$

$$S = t \cdot \frac{1}{2} (V + V_0)$$

$$t = \frac{2S}{V + V_0}$$

$$a = \frac{V - V_0}{\frac{2S}{V + V_0}} = \frac{V^2 - V_0^2}{2S}$$

Resolución:

$$a = \frac{V - V_0}{\frac{2S}{V + V_0}} = \frac{V^2 - V_0^2}{2S}$$

$$a = \frac{0^2 - 0,667^2}{2 \cdot 3} = -0,0741 \text{ m/s}^2$$

$$F = m \cdot a$$

$$F = 250 \text{ kg} \cdot (-0,0741 \text{ m/s}^2)$$

$$F = -18,525 \text{ N} \rightarrow \text{Fuerza de accionamiento requerida}$$

➤ **Cálculos de presión de frenado**

Datos:

- $F = 18,525 \text{ N} \rightarrow \text{Fuerza de accionamiento requerida}$
- Ancho de cara de zapata, $b = 50 \text{ mm}$
- Coeficiente de fricción, $f = 0,25$

En la *Tabla 12* se muestran diferentes coeficientes de fricción de los distintos rangos de materiales para zapatas en condiciones de ambiente frío y caliente.

Tabla 12 Coeficiente de fricción en materiales para frenos [23].

Rangos	Coeficiente de fricción en frío	Coeficiente de fricción en caliente
EE	0,25 a 0,35	0,25 a 0,35
FE	0,35 a 0,45	0,25 a 0,35
FF	0,35 a 0,45	0,35 a 0,45
GF	0,45 a 0,55	0,35 a 0,45
GG	0,45 a 0,55	0,45 a 0,55
HH	0,55 a 0,65	0,55 a 0,65

En función del diámetro de los tambores del carrete en el cual se bobina el cable de acero para desplazar la carga se considera el diámetro y la superficie de fricción de las zapatas para el funcionamiento del freno, como se observa en la *Figura 100* Dimensionado del tambor. Fuente: Autores. *Figura 100*.

- $\text{Diámetro tambor} = 280 \text{ mm}$
- $\theta_1 = 106^\circ$
- $\theta_2 = 31^\circ$

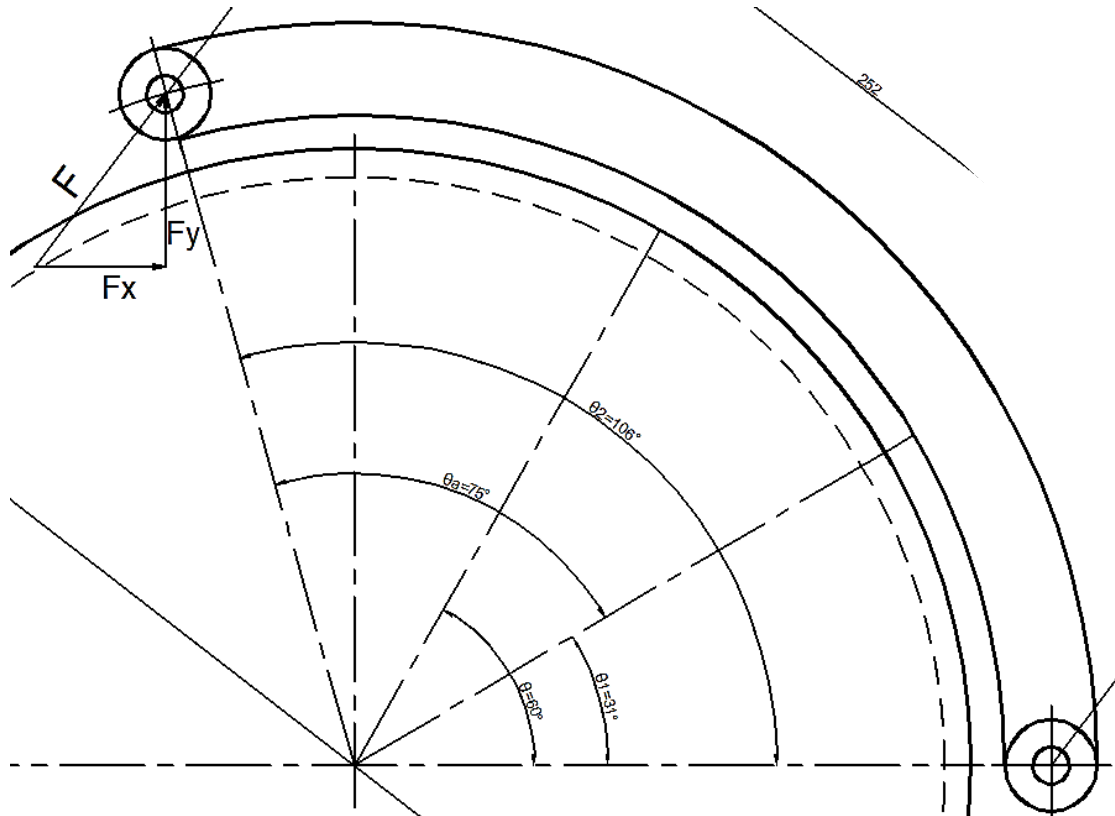


Figura 100 Dimensionado del tambor. Fuente: Autores.

Planteamiento:

$$a = \frac{4r \operatorname{sen} \theta_2}{2\theta_2 + \operatorname{sen} 2\theta_2}$$

Donde:

a : Distancia del centro del tambor al pivote soporte

$$M_f = 2f \cdot Pa \cdot br \int_0^{\theta_2} (a \cos^2 \theta - r \cos \theta) d\theta$$

Donde:

f : Coeficiente de fricción de la zapata

Pa : Presión de frenado

b : ancho de zapata

r : radio de tambor

Resolución

$$a = \frac{4r \operatorname{sen} \theta_2}{2\theta_2 + \operatorname{sen} 2\theta_2}$$

$$a = \frac{4 \cdot 0,14 \cdot \text{sen}(45^\circ)}{2(45^\circ) + \text{sen}2(45^\circ)}$$

$$a = 0,145 \text{ m}$$

$$M_f = 2 \int_0^{\theta_2} (fdN)(a \cos \theta - r) = 0$$

$$2f \cdot Pa \cdot br \int_0^{\theta_2} (a \cos^2 \theta - r \cos \theta) d\theta = 0$$

Por simetría la teoría menciona que el momento por fricción M_f debe ser igual a cero si el valor de a es el adecuado; sin embargo este valor anularía todas las reacciones generadas en el sistema de freno. Por lo que se ocupara la siguiente relación

$$M_f = \frac{f \cdot Pa \cdot br}{\text{sen} \theta_a} (rC - aA)$$

$$C = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta d\theta = -(\cos \theta)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$C = -\cos(106) + \cos(31) = 1,133$$

$$M_f = \frac{0,25 \cdot Pa \cdot 0,05 \cdot 0,14}{\text{sen} 75^\circ} (0,14 \cdot 1,133 - 0,158 \cdot 0,329)$$

$$M_f = 1,932 \times 10^{-4} Pa [N \cdot m]$$

$$M_f = 0,000193 Pa [N \cdot m]$$

$$B = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2\theta \right)_{\theta_1, \pi/180 \text{ rad}}^{\theta_2, \pi/180 \text{ rad}} = \left(\frac{45}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2(106) \right) - \left(\frac{45}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2(31) \right)$$

$$B = 0$$

$$M_N = \frac{Pa \cdot br \cdot a}{\text{sen} \theta_a} B = \frac{Pa \cdot 0,05 \cdot 0,14 \cdot 0,158}{\text{sen} 75^\circ} \cdot 0$$

$$C = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen} \theta d\theta = -(\cos \theta)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$C = -\cos(106) + \cos(31) = 133$$

$$M_N = 0 [N \cdot m]$$

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \cdot Pa$$

$$37,074 N = \frac{0 - 0,000193}{1,133} \cdot Pa$$

$$Pa = 43711,593 [Pa]$$

Comprobación:

$$M_f = 0,000193Pa [N \cdot m]$$

$$M_N = 0,001154Pa [N \cdot m]$$

$$Pa = 43711,593 [Pa]$$

$$M_f = 8,438 [N]$$

$$M_N = 50,436 [N]$$

Se cumple la restricción $M_N > M_f$; por tanto la medida de a es factible.

$$50,436 N > 8,438 N$$

Par de torsión T aplicado por la Zapata de frenado al tambor:

$$T = \frac{f \cdot Pa \cdot b \cdot r^2 \cdot C}{\text{sen } \theta_a}$$

Donde:

T: Par de torsión

f: Coeficiente de fricción

Pa: Presión de frenado

r: Radio del tambor

Resolución:

$$T = \frac{0,25 \cdot 49604,206 \cdot 0,05 \cdot 0,14^2 \cdot 1,133}{\text{sen } 75^\circ}$$

$$T = 14,255 N \cdot m$$

En la Figura 101 se aprecia un esquema sobre las fuerzas y el troque que actúan en los tambores durante el frenado, junto con los ángulos que se forman por la geometría de las zapatas.

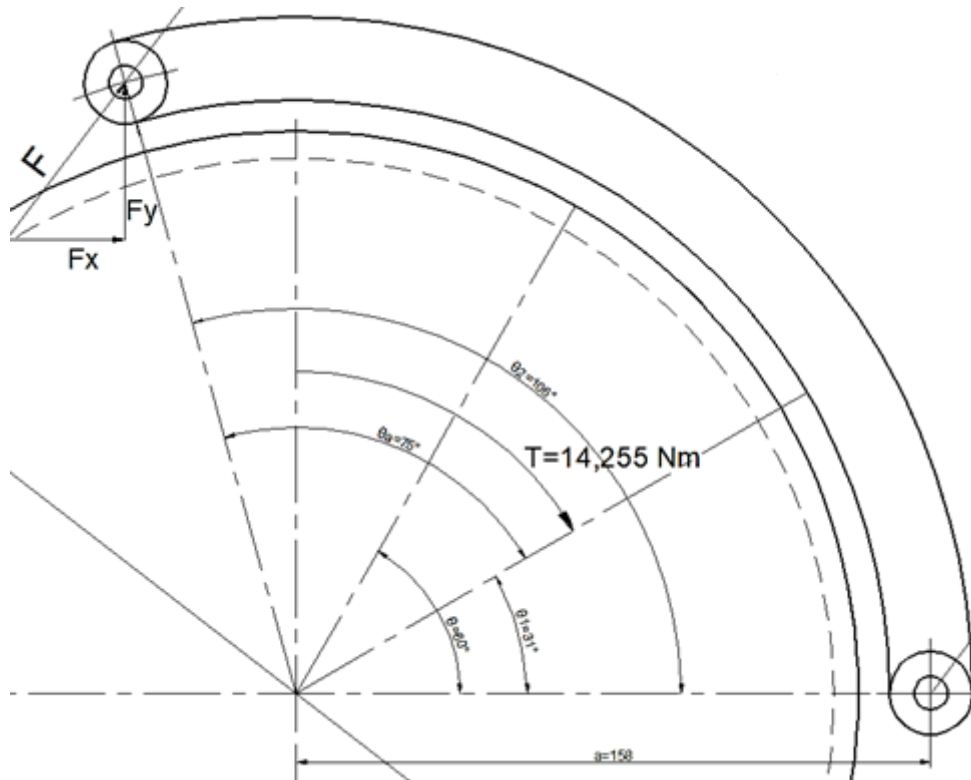


Figura 101 Torque ejercido en el tambor. Fuente: Autores.

➤ **Cálculos tambores:**

Datos:

$$\tau_{\text{máx}} = 49604,206 \text{ [Pa]}$$

$$C_2 = 0,14\text{m}$$

$$T = 14,255 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Planteamiento:

$$T = \frac{J \cdot \tau_{\text{máx}}}{C}$$

$$J = \frac{1}{2} \pi (C_2^4 - C_1^4) = \frac{1}{2} \pi (0,14^4 - C_1^4)$$

$$J = 6,034 \times 10^{-4} - \frac{1}{2} \pi C_1^4$$

$$14,255 = \frac{6,034 \times 10^{-4} - \frac{1}{2} \pi C_1^4 \cdot 49604,206}{0,14}$$

$$1,9957 = 29,931 - 77918,105 C_1^4$$

$$C_1 = 0,134\text{m}$$

En la Figura 102 se muestran las medidas obtenidas para la construcción de los tambores y el carrete.

Diámetro exterior: 280mm

Diámetro interior: 268mm

Espesor mín. de pared para los tambores: 6 mm, espesor seleccionado 3/8".

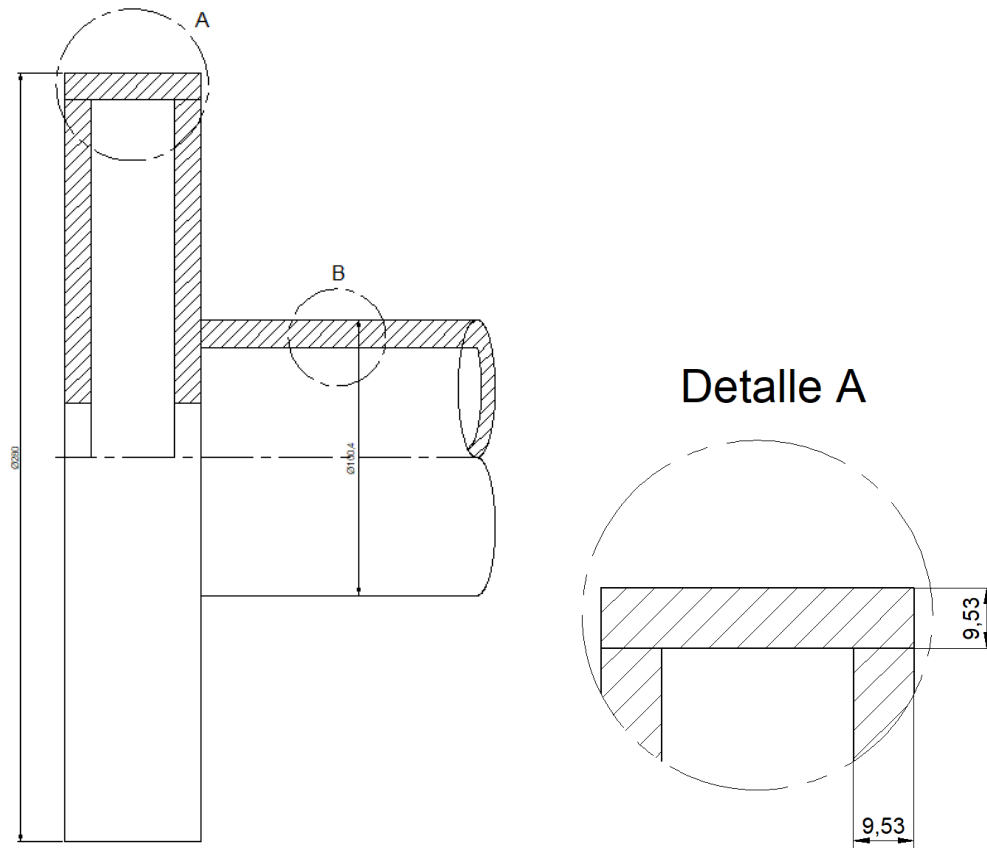


Figura 102 Carrete y tambores de freno. Fuente: Autores.

➤ Cálculo carrete:

Datos:

$$\theta = 90^\circ$$

$$m = 500kg$$

$$a = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$d_2 = 0,1004m$$

Planteamiento:

$$T_{\text{máx}} = F \cdot d \cdot \text{sen } \theta$$

$$14,255 = F_1 \cdot 0,14 \cdot \text{sen } 90^\circ$$

$$F_1 = 101,821 \text{ N}$$

$$\text{Tensión del cable} = F_2 = m \cdot a = 4905 \text{ N}$$

$$T_1 = F_1 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{sen } \theta = 101,821 \text{ N} \cdot 0,052m \cdot \text{sen } \theta$$

$$T_1 = -5,111 \text{ Nm}$$

$$T_2 = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \sen \theta = 4905 \text{ N} \cdot 0,052 \text{ m} \cdot \sen 90^\circ$$

$$T_2 = -246,231 \text{ Nm}$$

$$T_T = T_1 + T_2$$

$$T_T = -251,342 \text{ Nm}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{C \cdot T}{J}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{-251,342 \text{ Nm} \cdot 0,0502}{\frac{\pi}{2} (0,0502^4)} = 1264835,476 \text{ Pa}$$

$$1264835,476 \text{ Pa} = \frac{-251,342 \text{ Nm} \cdot 0,0502}{\frac{\pi}{2} (0,0502^4 - C_1^4)}$$

$$C_1 = 0,060 \text{ m} \rightarrow d_1 = 0,120 \text{ m}$$

El espesor mínimo para la pared del carrete obtenido matemáticamente se aprecia en la Figura 103.

Espesor mín. de pared definido para el carrete: 10 mm

Detalle B

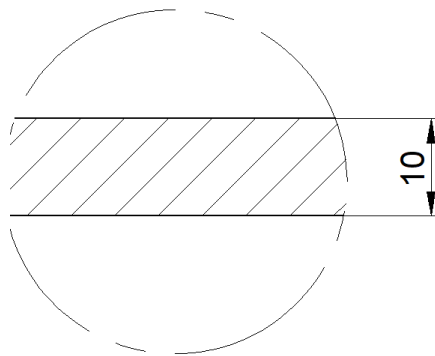


Figura 103 Detalle, sección de carrete donde se enrolla en cable. Fuente: Autores.

9.2.3.11 Selección de sistema de accionamiento para freno

Debido a la posibilidad de fabricar las dos alternativas de mayor puntaje se realizó un análisis discriminador de mayor detalle que se muestra en la Tabla 13, con el fin de asegurar la opción más fiable para la empresa en tiempos y costos de producción, sin desmayar la calidad del producto y garantizando la seguridad de trabajo del equipo.

Tabla 13 Alternativas para el accionamiento del freno del equipo. Fuente: Autores.

Alternativas	Eficiencia	Fácil Construcción	Fácil instalación	Bajo consumo energético	Mantenimiento ágil y rápido	Costo de inversión	Bajo tiempo de fabricación	Total
Freno de zapata con accionamiento mecánico (resorte)	7	10	10	7	10	6	9	59
Freno de zapata accionada por hidrógeno a presión	9	5	6	9	6	10	3	48

Por análisis discriminatorio se opta por la opción de “Freno de zapata con accionamiento mecánico por resorte”, debido principalmente por su compleja construcción y tiempo de fabricación; lo cual se representa en costos elevados para la empresa. Sin embargo, se presenta el diseño de ambas alternativas.

➤ *Dimensionado del cilindro para hidrógeno a presión*

Datos:

$F = -37,074 \text{ N} \rightarrow$ Fuerza de accionamiento requerida

$$A_{impuesta} = 7,068 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Planteamiento:

$$P = \frac{F}{A} \quad (32)$$

Resolución:

$$P = 52448,981 \text{ Pa}$$

▪ *Esfuerzo longitudinal*

$$\sigma_L = \frac{P \cdot D_m}{4t} \quad (33)$$

Donde:

σ_L : Esfuerzo longitudinal

D_m : Diámetro interno del cilindro

D_o : Diámetro externo del cilindro

t : Espesor de pared

Planteamiento:

$$\sigma_L = 52448,981 \text{ Pa}$$

$$D_m = 50 \text{ mm}$$

Resolución:

$$\sigma_L = \frac{P \cdot D_m}{4t}$$

$$4t = \frac{P \cdot D_m}{\sigma_L}$$

$$4t = \frac{P \cdot D_m}{\sigma_L} / 4$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

Espesor de pared de la camara del pistón: 10 mm

- *Esfuerzo anular*

$$\sigma_A = \frac{P \cdot D_m}{2t} \quad (34)$$

Donde:

σ_A : *Esfuerzo anular*

D_m : *Diámetro interno del cilindro*

P : *Presión*

t : *Espesor de pared*

Planteamiento:

$$\sigma_L = 52448,981 \text{ Pa}$$

$$D_m = 50 \text{ mm}$$

Resolución:

$$\sigma_A = \frac{P \cdot D_m}{2t}$$

$$\sigma_A = 104897,962 \text{ Pa}$$

- *Longitud del cilindro*

$$\frac{F_R}{2tL} = \frac{2F_R}{\pi D_m t} \quad (35)$$

Donde:

F_R : *Fuerza*

D_m : *Diámetro interno del cilindro*

L : *Longitud del cilindro*

t : *Espesor de pared*

Planteamiento:

$$F = -37,074 \text{ N}$$

$$D_m = 50 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

Resolución:

$$\frac{F_R}{2tL} = \frac{2F_R}{\pi D_m t}$$

$$L = 31,416mm$$

➤ **Dimensionado de resorte mecánico**

El material escogido para construir el resorte es un alambre de cromo-silicio bajo la norma ASTM A401, con un módulo de rigidez de $68947,573 \text{ N/mm}^2$ [61], debido a que el resorte estará bajo inclemencias del clima y se busca reducir su probabilidad de falla por corrosión primordialmente.

Algunos valores para construir un resorte deben ser impuestos, puesto a que las medidas preseleccionadas deben ser probadas para asegurar que el resorte resultante cumpla con las especificaciones de resistencia, de lo contrario se modifican medidas hasta que se cumpla el factor de seguridad $n > 1$. En la Figura 104 se muestran los parámetros a ser considerados para el diseño de resortes a compresión.

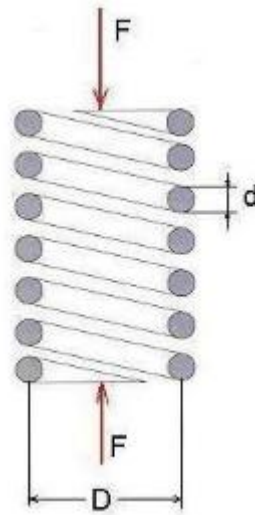


Figura 104 Parámetros necesarios para dimensiona resortes [62]

En la Tabla 14 se muestran distintos tipos de alambres que se utilizan para fabricar resortes.

Tabla 14 Materiales más usados para resortes [63]

Material	ASTM	m	A, MPa
Alambre cuerda de piano	A228	0,163	2060
Alambre revenido en aceite	A229	0,193	1610
Alambre estirado duro	A227	0,201	1510
Alambre cromo-vanadio	A232	0,155	1790
Alambre cromo-silicio	A401	0,091	1960

▪ **Constante elástica**

$$K = \frac{F}{y} = \frac{G d^4}{8 N D^3} \quad (36)$$

Donde:

F : Fuerza aplicada

y : Deflexión producida por la fuerza F

Planteamiento:

$$F = 2500 \text{ N}$$

$$y = 30 \text{ mm}$$

Resolución:

$$K = \frac{F}{y} = \frac{2500 \text{ N}}{30 \text{ mm}}$$

$$K = 83,333 \text{ N/mm}$$

- **Número de espiras**

$$N = \frac{G d^4 y}{8 F D^3} \quad (37)$$

Donde:

G : Módulo de rigidez del material

d : Diámetro del alambre

D : Diámetro medio del resorte

Planteamiento:

$$G = 68947,573 \text{ N/mm}^2$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

Resolución:

$$N = \frac{G d^4 y}{8 F D^3} = \frac{68947,573 \text{ N/mm}^2 \cdot 8^4 \cdot 30 \text{ mm}}{8 \cdot 2500 \text{ N} \cdot 50^3}$$

$$N = 3,927 \approx 4 \text{ espiras}$$

- **Fuerza máxima permisible antes de que haya deformación permanente del material**

$$F_{mx.p} = \frac{A d^{3-m}}{5,88 (D+0,5 d)} \quad (38)$$

Donde:

A : Módulo de elasticidad

m : coeficiente de Poisson

Planteamiento:

$$A = 1960 \text{ MPa}$$

$$m = 0,091$$

Resolución:

$$F_{mx,p} = \frac{A d^{3-m}}{5,88 (D + 0,5 d)} = \frac{1960 \text{ MPa} \cdot 8^{3-0,091}}{5,88 (50 \text{ mm} + 0,5 \cdot 8 \text{ mm})}$$

$$F_{mx,p} = 2903,21 \text{ N}$$

▪ **Factor de seguridad**

Para los resortes el factor de seguridad n debe ser mayor a 1, el rango de n aceptable varia de 1,1 a 1,3 [63].

Este factor de seguridad al cierre es la razón entre los esfuerzos cortantes máximos que son permisibles entre el esfuerzo cortante máximo producido por la fuerza aplicada F [62].

$$n = \frac{F_{mx,p}}{F_{mx.aplicada}} > 1 \quad (39)$$

Donde:

$$F_{mx.aplicada}: \text{Fuerza aplicada} = F$$

Planteamiento:

$$F_{mx.aplicada} = 2500 \text{ N}$$

$$F_{mx,p} = 2903,21 \text{ N}$$

Resolución:

$$n = \frac{F_{mx,p}}{F_{mx.aplicada}} = \frac{2903,21 \text{ N}}{2500 \text{ N}}$$

$$n = 1,2 > 1$$

El resorte cumple con la restricción $n > 1$, por tanto el resorte cumple con las características de resistencia necesarias para realizar el trabajo sin riesgo de falla.

Longitud total del resorte: 62 mm

Paso del resorte: 15,5 mm

➤ **Palanca para accionamiento (Figura 105):**

Datos:

$$D_1 = 120 \text{ mm} \rightarrow \text{distancia 1}$$

$$\text{Fuerza de frenado} = 37,0024 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza de accionamiento} = 5,224 \text{ N}$$

Planteamiento:

$$F_1 \cdot D_1 = F_2 \cdot D_2 \quad (40)$$

$$D_2 = 850\text{mm}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{4V}{3A}$$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Resolución:

$$D = \text{Diámetro} = 5/8"$$

Longitud total de la palanca 970mm, con una sección transversal de 5/8"

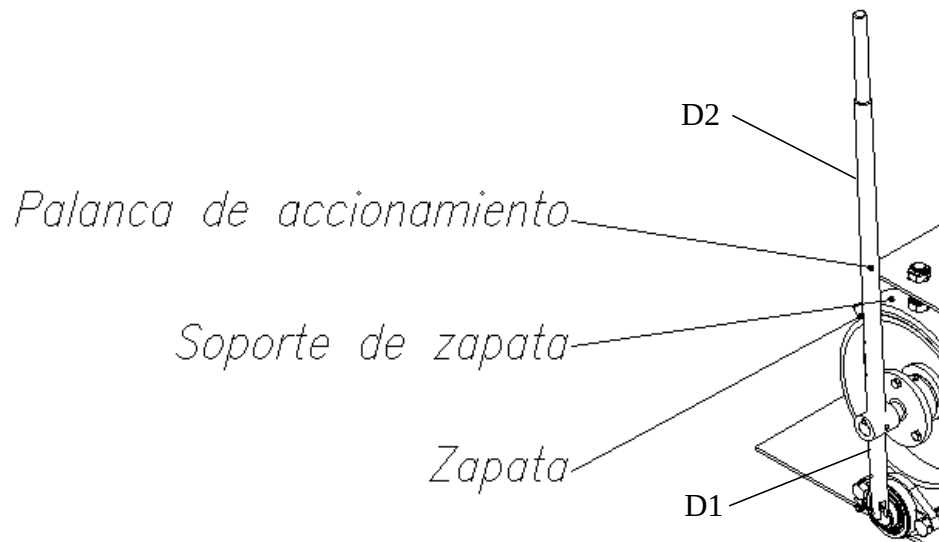


Figura 105 Palanca de accionamiento. Fuente: Autores.

9.2.3.12 Selección de los pernos que sujetan las zapatas

La carga que soportan los pernos según la Figura 106 se obtiene de la fuerza necesaria para frenar el carrete, cuya fuerza es de 101,821 N.

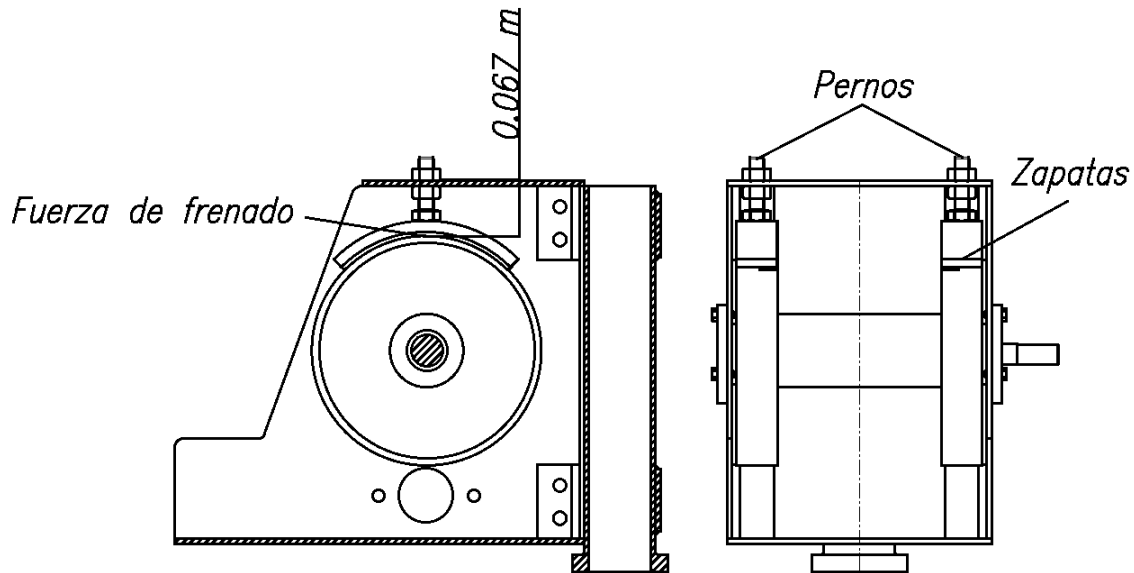


Figura 106 Pernos sujetadores de las zapatas de freno. Fuente: Autores.

Para garantizar que los pernos escogidos soporten la carga dada se realiza una simulación en el Software Inventor, para la simulación se escogen pernos de 5/8" UNF grado 5. En el Anexo 4 se encuentran las resistencias mínimas de las placas de sujeción $S_y(\text{placa}) = 35,98 \text{ kpsi}$ y del Anexo 7 se obtienen las resistencias mínimas de los pernos S_p (Esfuerzo de prueba) = 85 kpsi y S_{ut} (Esfuerzo de ruptura) = 105 kpsi = 723,25 MPa [54].

Se selecciona el material de los elementos a ser simulados y se distribuye las fuerzas ejercidas en las zapatas por la acción de frenado como se muestra en la Figura 107.

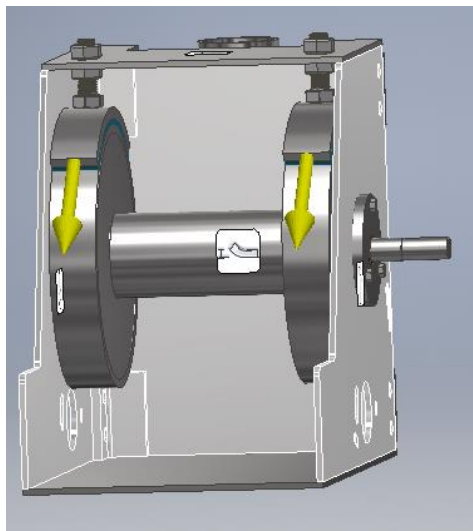


Figura 107 Ubicación de las fuerzas y restricciones generadas durante el frenado del carrete. Fuente: Autores.

El mallado de los elementos se muestra en la Figura 108 con una afinación de 1 para obtener resultados confiables.

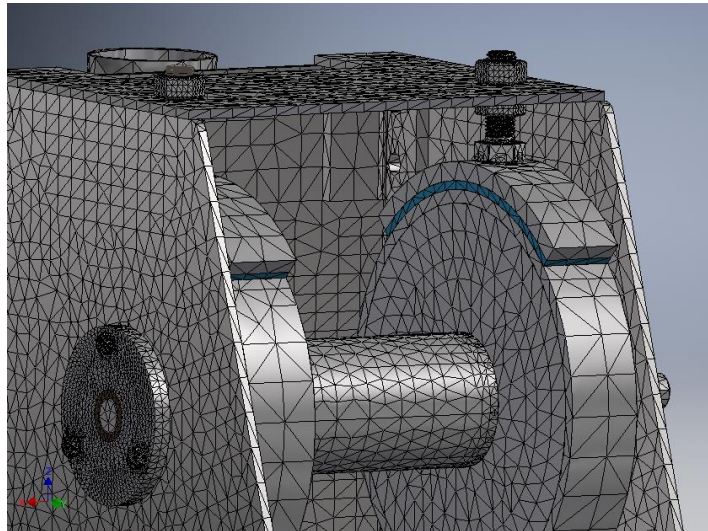


Figura 108 Mallado de los elementos involucrados para determinar la resistencia de los pernos que sujetan las zapatas. Fuente: Autores.

Los resultados obtenidos se encuentran en la Figura 109 en donde se obtiene un esfuerzo de fluencia máximo de 470,1 MPa en color rojo y el material soporta 723,25 MPa, en cuanto a la deformación se tiene 0,078 mm máximo en color cian como se muestra en la Figura 110.

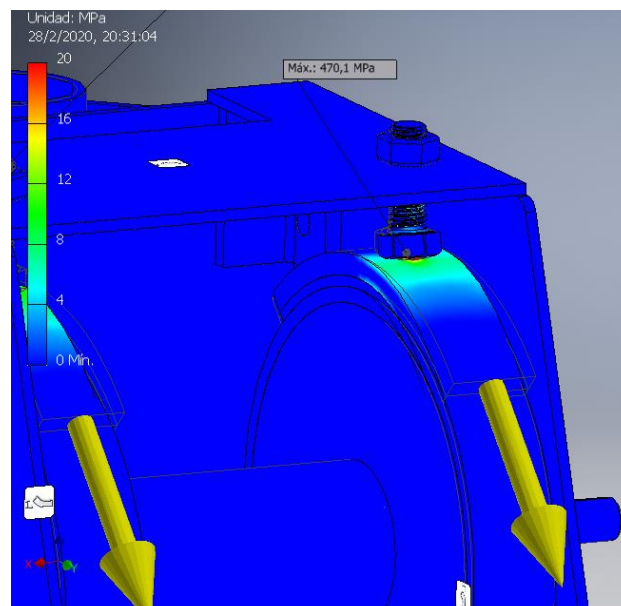


Figura 109 Esfuerzo de fluencia generado en los pernos que sujetan las zapatas. Fuente: Autores.

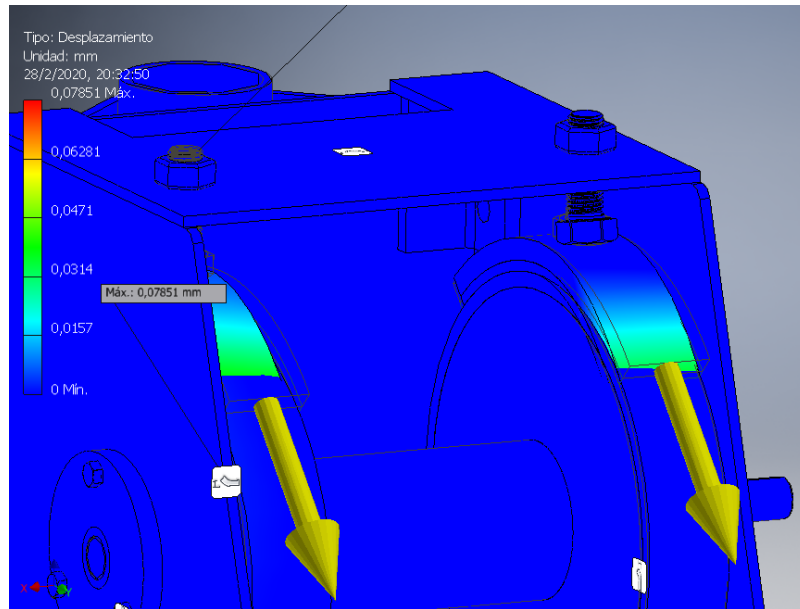


Figura 110 Deformación de los pernos que sujetan las zapatas. Fuente: Autores.

- **Factor de utilización**

El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo, considerando el factor de seguridad de 1,67, el dividendo de dicha división corresponde al esfuerzo permisible del material que es el valor que resulta después de aplicarse el factor de seguridad a la resistencia por incertidumbres en la misma. Debido a que intervienen varios materiales en la simulación se analiza el más crítico, en este caso el tubo central.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 241,243 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 142,35 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{f_s}} = \frac{142,35 \text{ MPa}}{\frac{241,243 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,98$$

Se obtiene un factor de utilización para la base de 0,98, por lo tanto, dentro del rango dado por la división de ingeniería estructural y geotécnica de Santiago de Chile, este corresponde a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14].

9.2.3.13 Selección de motor

Transmisión de movimiento entre tambor y eje transmisor.

Datos:

- Velocidad de desplazamiento lineal, $v = 35 \text{ m/min}$
- Velocidad de desplazamiento rotativa, $v = 0,5833 \text{ m/s}$
- Diámetro de tambor, $D_2 = 28 \text{ cm}$

- Diámetro de colorón, $D_1 = 65mm$
- Diámetro del carrete, $d = 0,1004 m$
- Carga máxima, $F = 6467,7 N$

$$D_1 \cdot n_1 = D_2 \cdot n_2 \quad (41)$$

$$0,065m \cdot n_1 = 0,28m \cdot 0,5833m/s$$

$$n_2 = 2,513 m/s$$

Velocidad de giro del eje transmisor: 2,513 m/s

Torque transmitido

$$T = F \cdot \frac{d}{2} \quad (42)$$

$$T = 6467,7 N \cdot \frac{0,1004 m}{2}$$

$$T = 905,478 Nm$$

$$T_2 = 905,478 Nm$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad (43)$$

$$\frac{905,478 Nm}{T_1} = \frac{0,14 m}{0,0325 m}$$

$$T_1 = 210,2 Nm$$

Transmisión de movimiento entre eje transmisor y polea.

Debido a que la polea se acopla al eje transmisor, se cumple la siguiente relación:

$$n_1 = n_2 = 2,513 m/s$$

Transmisión de movimiento entre polea y motor.

Torque del motor:

Planteamiento:

$$W = M \cdot w \quad (44)$$

$$w = 0,1047197 \cdot n$$

Donde:

W: potencia mecánica

M: torque máximo

w: velocidad de rotación

n : revoluciones de trabajo

Resolución:

$$w = 0,1047197 \cdot n$$

$$w = 0,1047197 \cdot 2000 \text{rpm}$$

$$w = 209,4394 \text{ rad/s}$$

$$W = M \cdot w$$

$$W = 9 \text{ HP} = 6711,3 \text{ Watts}$$

$$6711,3 = M \cdot 209,4394$$

$$M = 32,044 \text{ Nm}$$

Torque transmitido entre polea y motor

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

$$T_1 = 210,2 \text{ Nm}$$

$$n_1 = 2,513 \text{ m/s} \rightarrow 23,997 \text{ rpm} \approx 24 \text{ rpm}$$

$$M = T_2 = 32,044 \text{ Nm}$$

$$n_2 = 2000 \text{ rpm}$$

$$\frac{32,044 \text{ Nm}}{210,2 \text{ Nm}} = \frac{0,04}{r_1}$$

$$r_1 = 0,26 \text{ m} \rightarrow 26 \text{ cm}$$

Diámetro de polea requerido: 52,48 cm

Diámetro de polea para motor: 8 cm

En el área comercial se tiene polea de 21" y 3" respectivamente.

El motor sugerido para el funcionamiento del elevador es un motor estacionario de marca Honda de 9HP modelo GX 270 como el que se muestra en la Figura 111, los datos técnicos del motor se los puede encontrar en el Anexo 14, este es un motor multipropósito de cuatro tiempos de eje horizontal. Generalmente es utilizado en compresores, cortadoras de pavimento, generadores, huinches y en maquinaria de la construcción [64].



Figura 111 Motor Honda GX 270 [64].

9.2.4 Subconjunto Base

9.2.4.1 Diseño actual de la empresa

En la Figura 112 se muestra los elementos por los que está formado la base del mini elevador de pluma, los cuales serán simulados y analizados en el Software Inventor para corroborar un diseño adecuado del mismo.

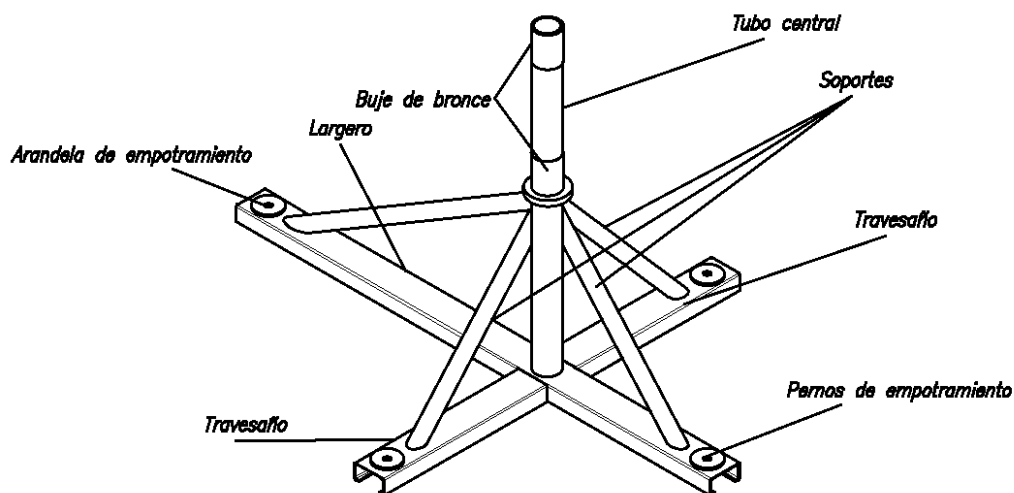


Figura 112 Subconjunto Base. Fuente: Autores.

Los materiales utilizados para los soportes son tubería redonda de 2" de tubo estructural con un esfuerzo a la fluencia de 176,519 MPa [65]. El tubo central es fabricado con eje de transmisión de 2" cuyo esfuerzo de fluencia es de 250 MPa. Los travesaños y el largero son elaborados a partir de correas G de acero ASTM A36 con un esfuerzo a la fluencia de 250 MPa. Por último, para garantizar un giro adecuado del cuerpo alrededor de la base se coloca dos bujes de bronce fosfórico SAE 40.

9.2.4.1.1 Simulación a 45° y 315°.

En esta sección se simula la base conjuntamente con el cuerpo y la base para obtener resultados más precisos de los esfuerzos generados en la base, la simulación es realizada

con el Software Inventor. En la Figura 113 se indica la ubicación de la fuerza de 6467,7 N que es la fuerza de trabajo ya establecida, la fuerza de gravedad y los respectivos empotramientos.

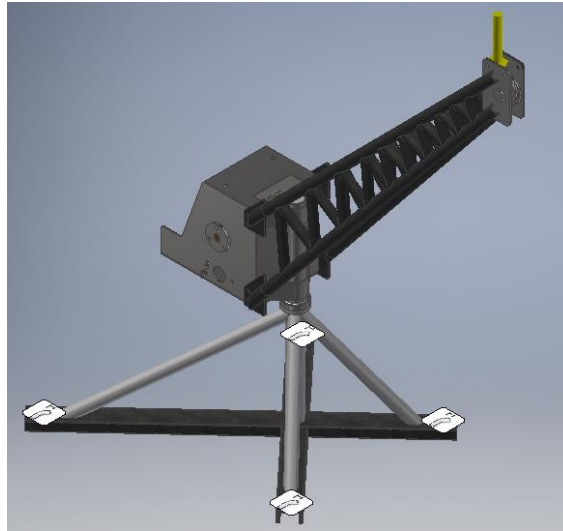


Figura 113 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos a 45° y 315°. Fuente: Autores.

En la Figura 114 se muestra el mallado de la simulación con una afinación de 1.

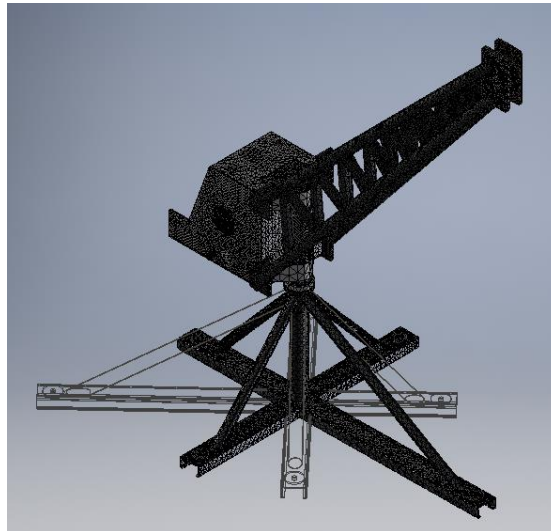


Figura 114 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma a 0°. Fuente: Autores.

En la Figura 115 se muestran los resultados obtenidos de la simulación a 45° y 315° de funcionamiento, obteniendo un esfuerzo máximo de fluencia de 76,23 MPa en color rojo.

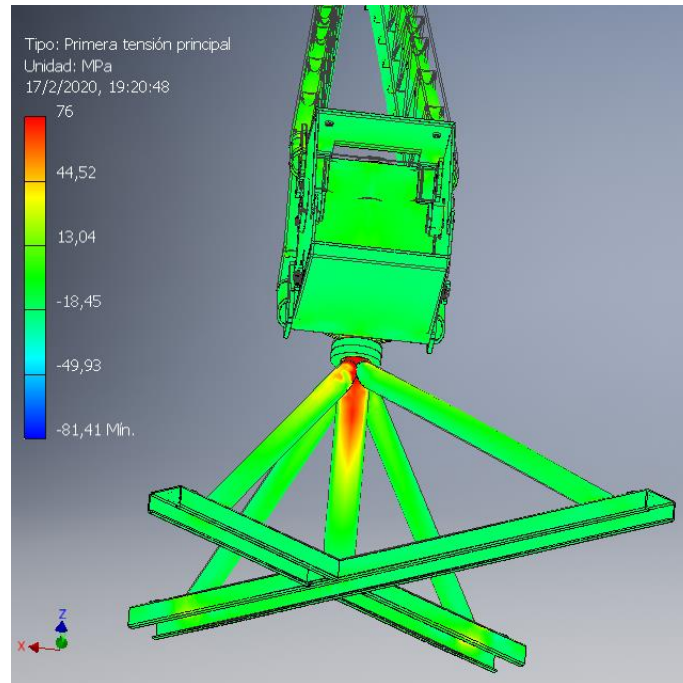


Figura 115 Esfuerzo de fluencia máximo a 45° y 315°. Fuente: Autores.

La deformación presentada máxima es de 0,2 mm como se muestra en la Figura 116 de igual manera de color rojo la máxima deformación.

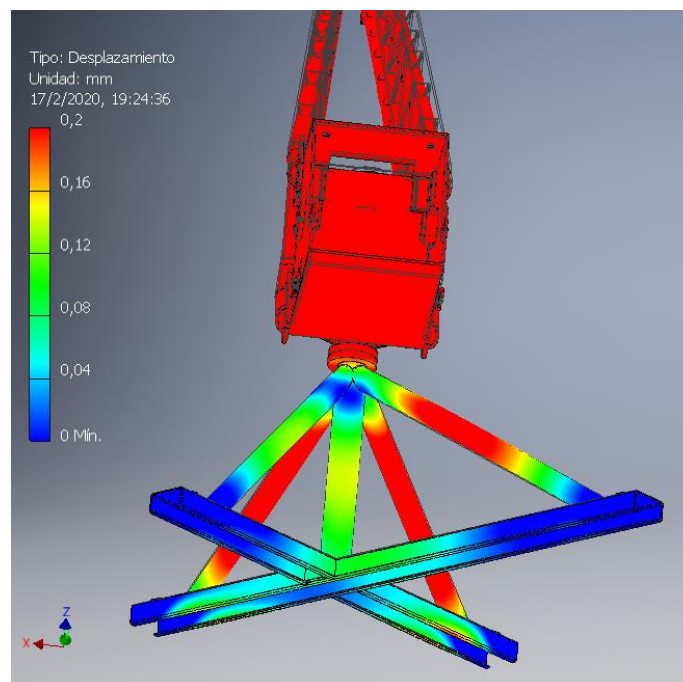


Figura 116 Deformación máxima en la base a 45° y 315°. Fuente: Autores.

➤ **Factor de utilización.**

El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo, considerando el factor de seguridad de 1,67, el dividendo de dicha división corresponde al esfuerzo permisible del material que es el valor que resulta después de aplicarse el factor de seguridad a la resistencia por incertidumbres en la misma. Debido a que intervienen varios materiales en la simulación se analiza el más crítico, en este caso el tubo central.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 76,23 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_y (\text{catálogo})}}{\frac{1}{f_s}} = \frac{\frac{76,23 \text{ MPa}}{250 \text{ MPa}}}{\frac{1}{1,67}} = 0,509$$

Se obtiene un factor de utilización para la base de 0,509, por lo tanto, dentro del rango dado por la división de ingeniería estructural y geotécnica de Santiago de Chile, este corresponde a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14]; sin embargo se nota un sobredimensionamiento no adecuado, el cual incrementa el peso de la base significativamente.

9.2.4.2 Diseño propuesto

En la Figura 117 se muestra los elementos por los que está formado la base del mini elevador de pluma, los cuales serán simulados y analizados en el Software Inventor para corroborar un diseño adecuado del mismo.

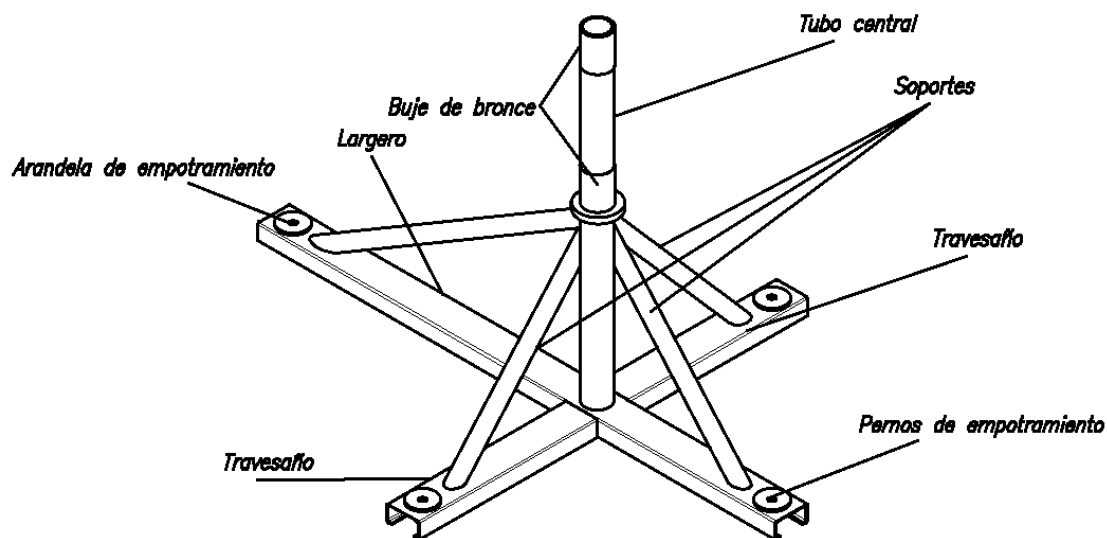


Figura 117 Subconjunto Base. Fuente: Autores.

Los materiales utilizados para los soportes son tubería redonda de 1 ½" de cañería ISO 65 seria liviana II [65] con un esfuerzo a la fluencia de 176.519 MPa [65]. El tubo central

es fabricado con tubería redonda de 2 ½" cedula 80 cuyo esfuerzo de fluencia es de 241,243 MPa. Los travesaños y el larguero son elaborados a partir de correas G de acero ASTM A36 con un esfuerzo a la fluencia de 250 MPa. Por último, para garantizar un giro adecuado del cuerpo alrededor de la base se coloca dos bujes de bronce fosfórico SAE 40.

9.2.4.2.1 Simulación a 0°

En esta sección se simula la base conjuntamente con el cuerpo y la base para obtener resultados más precisos de los esfuerzos generados en la base, la simulación es realizada con el Software Inventor. En la Figura 118 se indica la ubicación de la fuerza de 6467,7 N que es la fuerza de trabajo ya establecida, la fuerza de gravedad y los respectivos empotramientos.

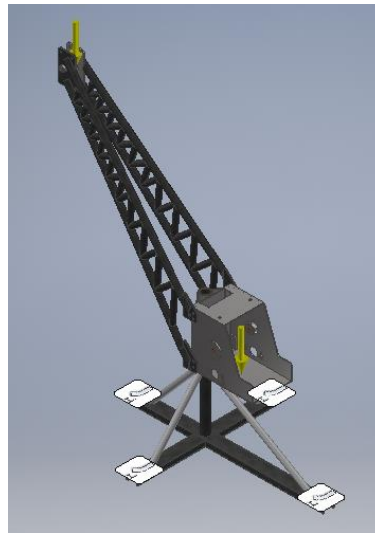


Figura 118 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos a 0°. Fuente: Autores.

En la Figura 119 se muestra el mallado de la simulación.



Figura 119 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma a 0°. Fuente: Autores.

Debido a que el subconjunto cuerpo y pluma giran 360° alrededor de la base, se simula el mini elevador de pluma en diferentes posiciones de funcionamiento, empezando de 0° que es la posición principal de funcionamiento.

En la Figura 120 se muestran los resultados obtenidos de la simulación a 0° de funcionamiento, obteniendo un esfuerzo máximo de fluencia en color rojo de 138,65 MPa.

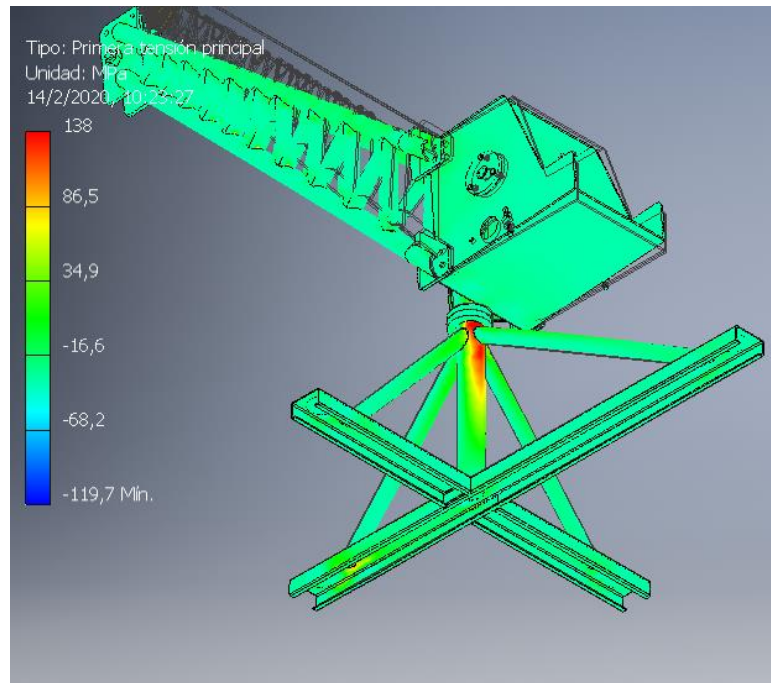


Figura 120 Esfuerzo de fluencia máximo a 0° . Fuente: Autores.

La deformación presentada máxima es de 0,5 mm como se muestra en la Figura 121 de igual manera en color rojo.

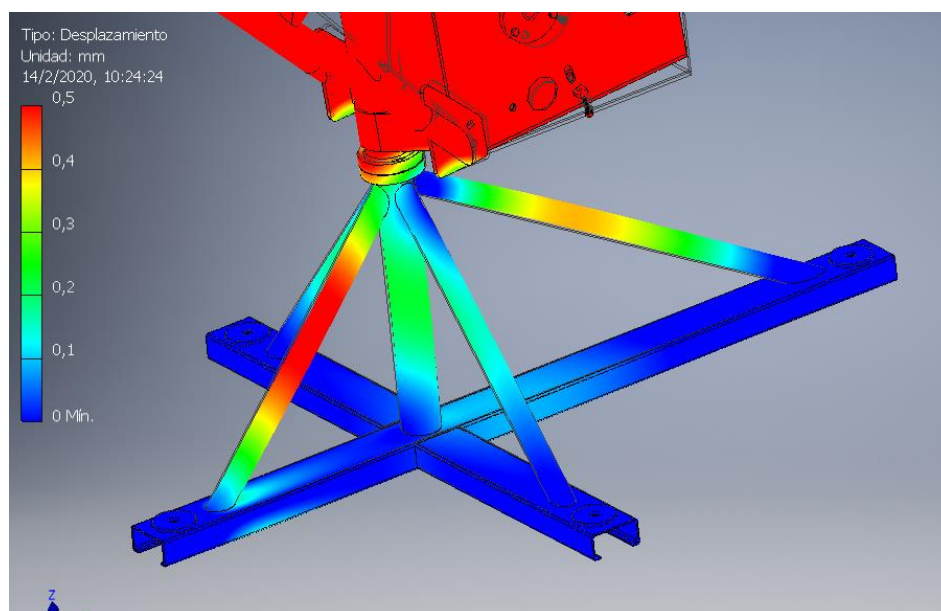


Figura 121 Deformación máxima en la base a 0° . Fuente: Autores.

➤ **Factor de utilización.**

El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo, considerando el factor de seguridad de 1,67, el dividendo de dicha división corresponde al esfuerzo permisible del material que es el valor que resulta después de aplicarse el factor de seguridad a la resistencia por incertidumbres en la misma. Debido a que intervienen varios materiales en la simulación se analiza el más crítico, en este caso el tubo central.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 241,243 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 138,65 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{138,65 \text{ MPa}}{\frac{241,243 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,95$$

Se obtiene un factor de utilización para la base de 0,95, por lo tanto, dentro del rango dado por la división de ingeniería estructural y geotécnica de Santiago de Chile, este corresponde a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14].

9.2.4.2.2 Simulación a 45° y 315°.

En la Figura 122 se indica la ubicación de la fuerza de 6467,7 N que es la fuerza de trabajo ya establecida, la fuerza de gravedad y los respectivos empotramientos.

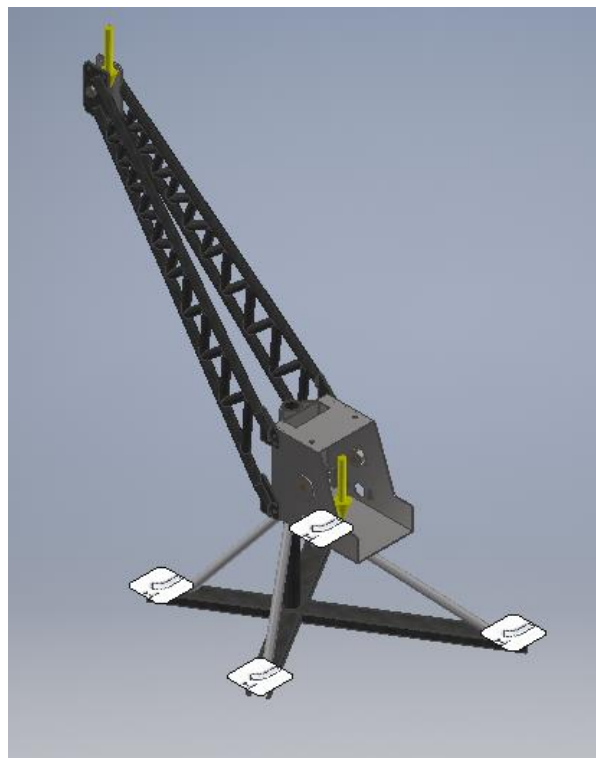


Figura 122 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos 45° y 315°. Fuente: Autores.

En la Figura 123 se muestra el mallado de la simulación con una afinación de 1.



Figura 123 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma 45° y 315°. Fuente: Autores.

En la Figura 124 se muestran los resultados obtenidos de la simulación a 45° Y 315° de funcionamiento, obteniendo un esfuerzo máximo de fluencia de 142,35 MPa mostrado en color rojo.

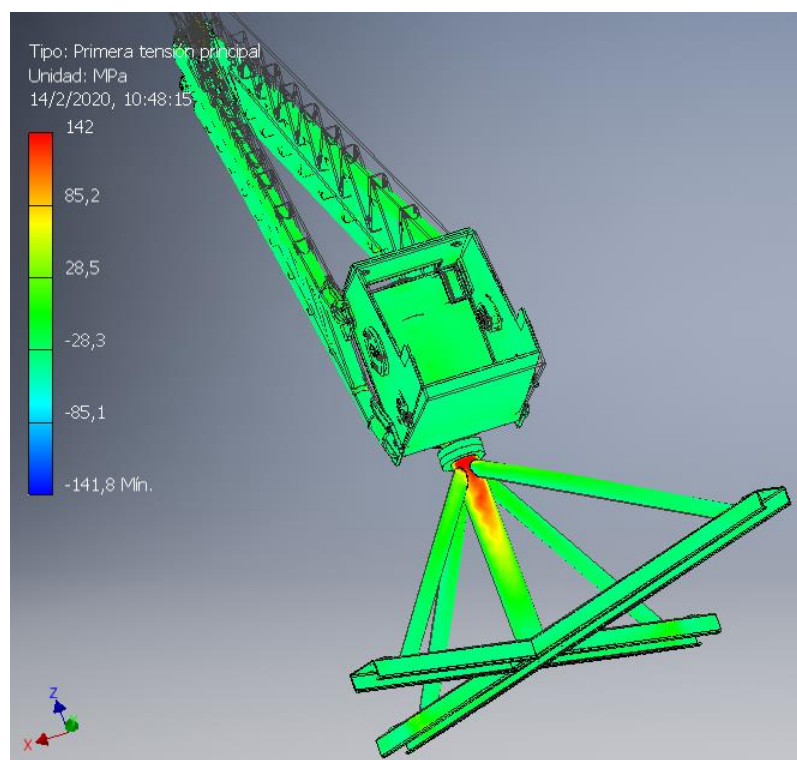


Figura 124 Esfuerzo de fluencia máximo a 45° y 315°. Fuente: Autores.

La deformación presentada máxima es de 0,4 mm como se muestra en la Figura 125 en color rojo como máxima.

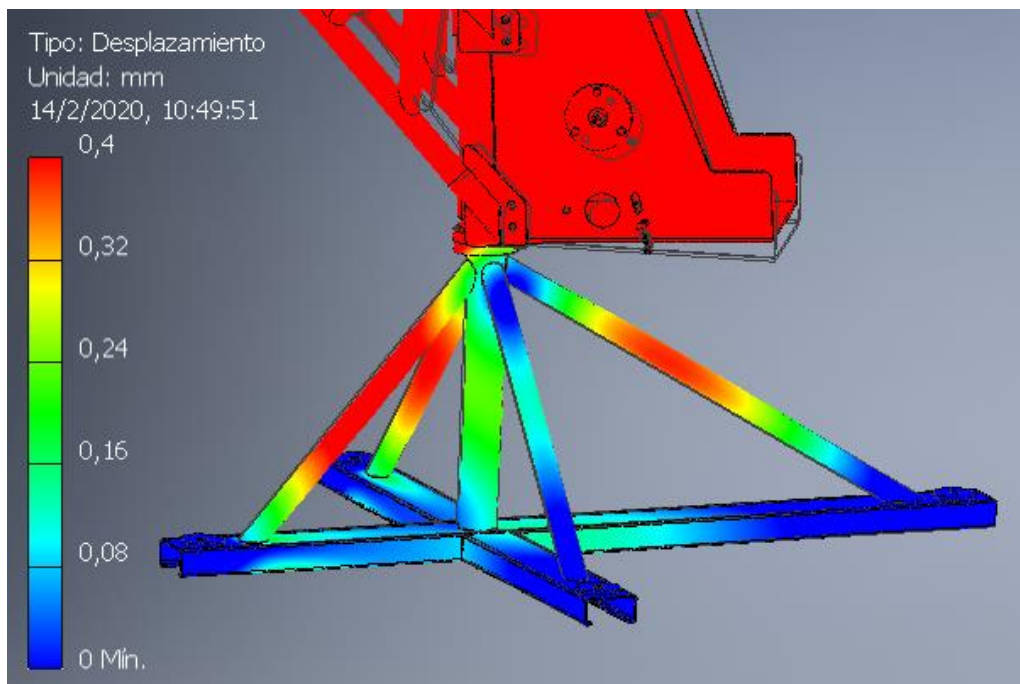


Figura 125 Deformación máxima en la base 45° y 315°. Fuente: Autores.

➤ Factor de utilización.

El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo, considerando el factor de seguridad de 1,67, el dividendo de dicha división corresponde al esfuerzo permisible del material que es el valor que resulta después de aplicarse el factor de seguridad a la resistencia por incertidumbres en la misma. Debido a que intervienen varios materiales en la simulación se analiza el más crítico, en este caso el tubo central.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 241,243 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 142,35 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{142,35 \text{ MPa}}{\frac{241,243 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,98$$

Se obtiene un factor de utilización para la base de 0,98, por lo tanto, dentro del rango dado por la división de ingeniería estructural y geotécnica de Santiago de Chile, este corresponde a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14].

9.2.4.2.3 Simulación a 90° y 270°.

En la Figura 126 se indica la ubicación de la fuerza de 6467,7 N que es la fuerza de trabajo ya establecida, la fuerza de gravedad y los respectivos empotramientos.

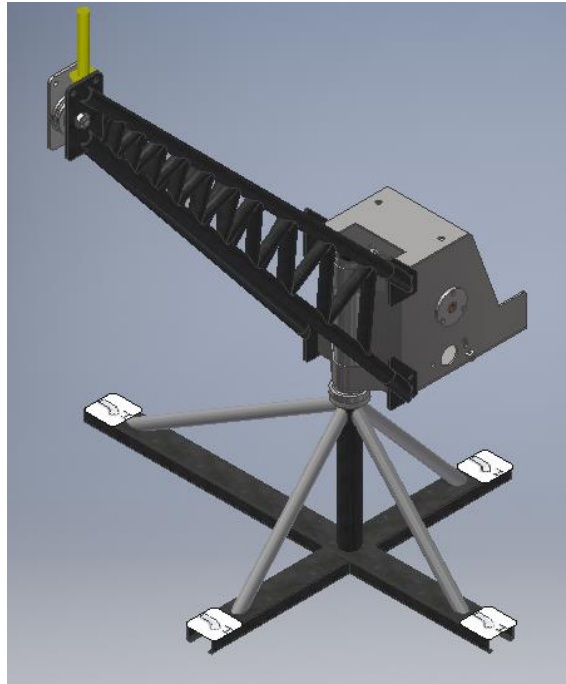


Figura 126 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos 90° y 270°. Fuente: Autores.

En la Figura 127 se muestra el mallado de la simulación con una afinación de 1.

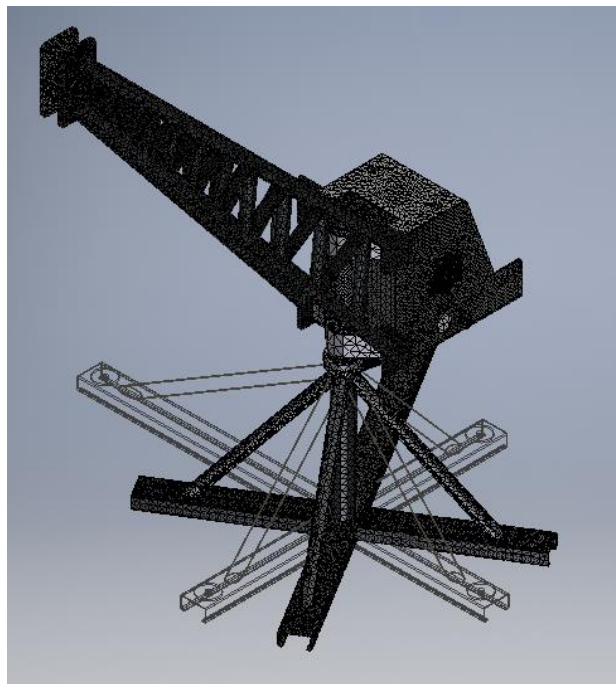


Figura 127 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma 90° y 270°. Fuente: Autores.

En la Figura 128 se muestran los resultados obtenidos de la simulación a 90° Y 270° de funcionamiento, obteniendo un esfuerzo máximo de fluencia de 141,28 MPa en color rojo debajo de la carcasa.

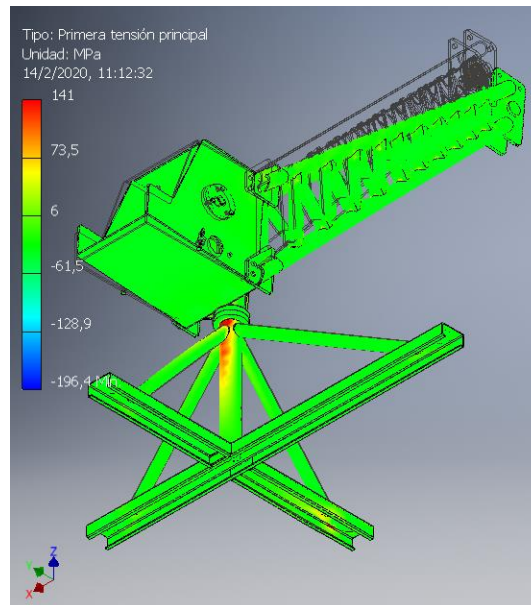


Figura 128 Esfuerzo de fluencia máximo a 90° y 270°. Fuente: Autores.

La deformación presentada máxima es de 0,3 mm como se muestra en la Figura 129 en color rojo, la mayor deformación se muestra en la carcasa pero es debido a la escala usada, se debe hacer énfasis en la base, sin embargo, la deformación es insignificante para el trabajo que realiza el mini elevador de pluma.

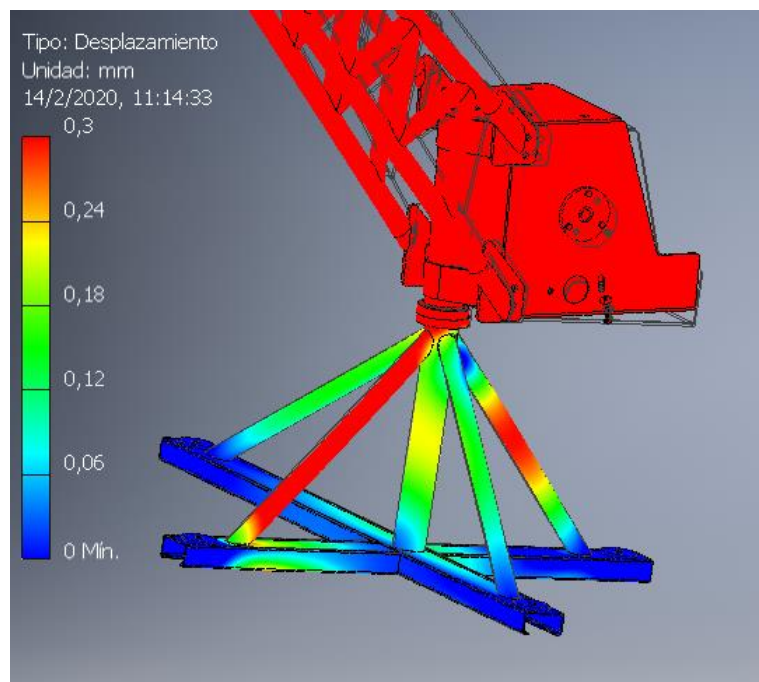


Figura 129 Deformación máxima en la base 90° y 270°. Fuente: Autores.

➤ **Factor de utilización.**

El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo, considerando el factor de seguridad de 1,67, el dividendo de dicha división corresponde al esfuerzo permisible del material que es el valor que resulta después de aplicarse el factor de seguridad a la resistencia por incertidumbres en la misma. Debido a que intervienen varios materiales en la simulación se analiza el más crítico, en este caso el tubo central.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 241,243 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 141,28 \text{ MPa}$$

$$FU = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{fs}} = \frac{141,28 \text{ MPa}}{\frac{241,243 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,97$$

Se obtiene un factor de utilización para la base de 0,97, por lo tanto, dentro del rango dado por la división de ingeniería estructural y geotécnica de Santiago de Chile, este corresponde a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14].

9.2.4.2.4 Simulación a 180°.

En la Figura 130 se indica la ubicación de la fuerza de 6467,7 N que es la fuerza de trabajo ya establecida, la fuerza de gravedad y los respectivos empotramientos.

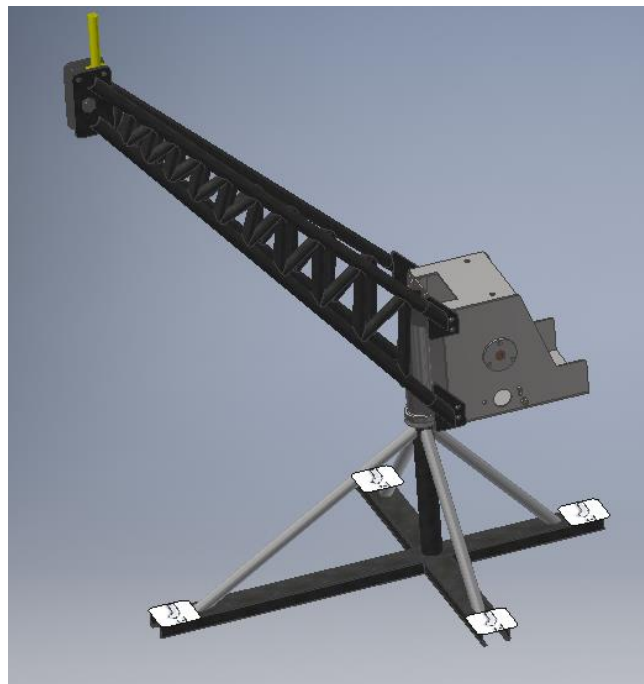


Figura 130 Ubicación de la fuerza y de los respectivos empotramientos 180°. Fuente: Autores.

En la Figura 131 se muestra el mallado de la simulación con una afinación de 1.

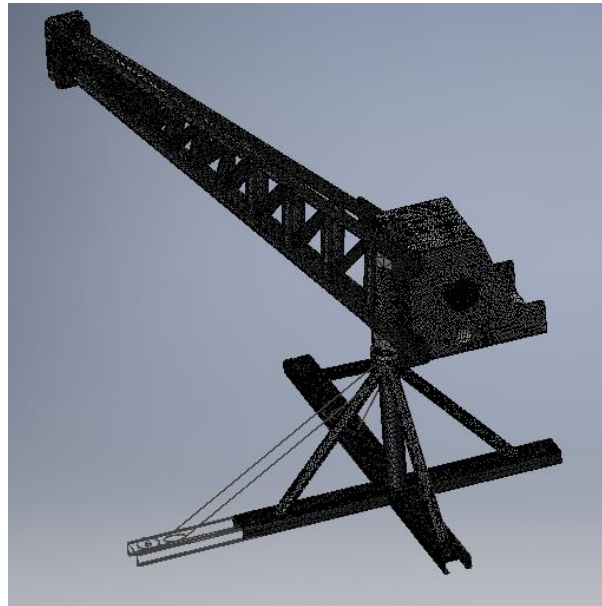


Figura 131 Mallado de la simulación de la base conjuntamente con el cuerpo y la pluma 180°, Fuente: Autores,

En la Figura 132 se muestran los resultados obtenidos de la simulación a 180° de funcionamiento, obteniendo un esfuerzo máximo de fluencia de 139,66 MPa.

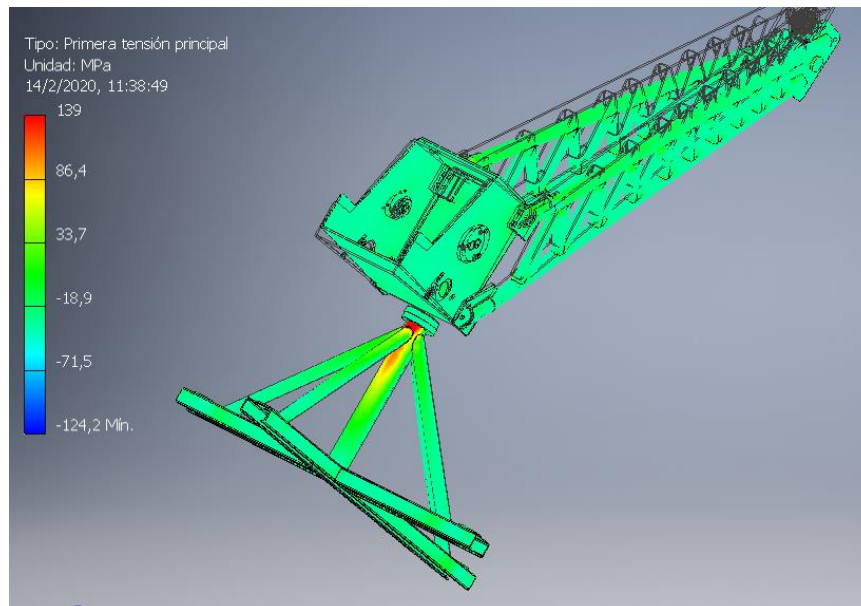


Figura 132 Esfuerzo de fluencia máximo a 180°. Fuente: Autores.

La deformación presentada máxima es de 0,4 mm como se muestra en la Figura 133 en color rojo, la mayor deformación se muestra en la carcasa pero es debido a la escala usada, se debe hacer énfasis en la base, sin embargo, la deformación es insignificante para el trabajo que realiza el mini elevador de pluma.

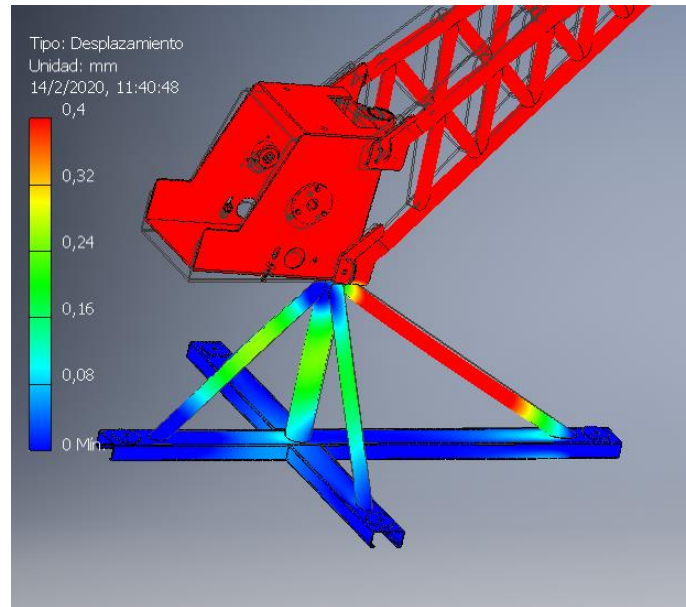


Figura 133 Deformación máxima en la base a 180°. Fuente: Autores.

➤ Factor de utilización.

El factor de utilización es la división entre el esfuerzo máximo a la fluencia obtenida del software Inventor y el esfuerzo de fluencia máximo real obtenido del catálogo, considerando el factor de seguridad de 1,67, el dividendo de dicha división corresponde al esfuerzo permisible del material que es el valor que resulta después de aplicarse el factor de seguridad a la resistencia por incertidumbres en la misma. Debido a que intervienen varios materiales en la simulación se analiza el más crítico, en este caso el tubo central.

$$\sigma_y (\text{catálogo}) = 241,243 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 139,66 \text{ MPa}$$

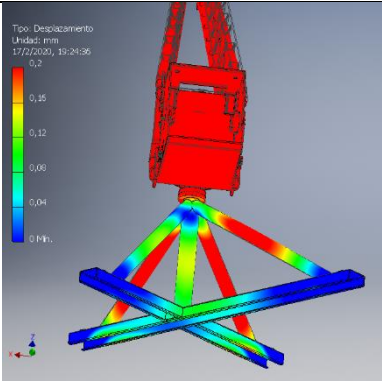
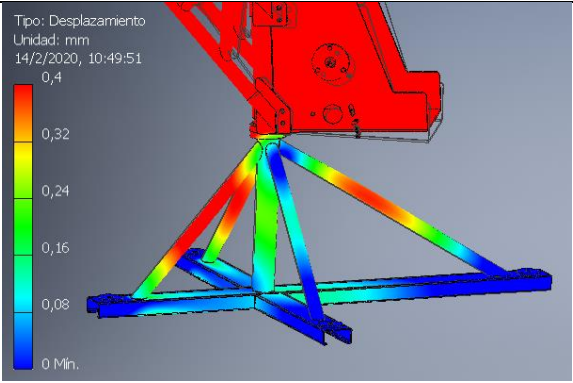
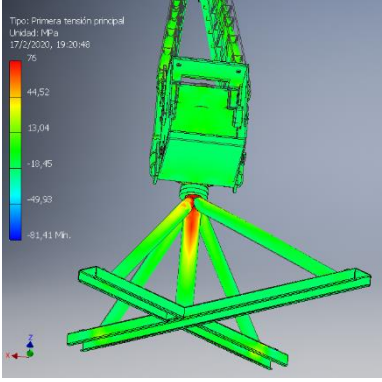
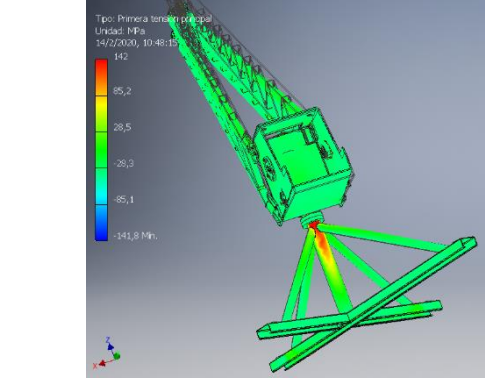
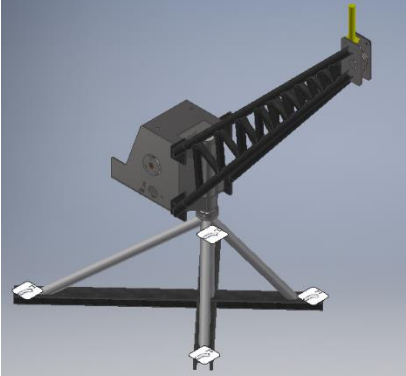
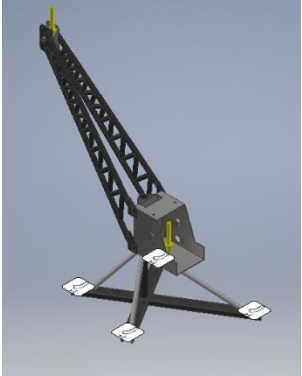
$$FU = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\frac{\sigma_y (\text{catálogo})}{f_s}} = \frac{139,66 \text{ MPa}}{\frac{241,243 \text{ MPa}}{1,67}} = 0,96$$

Se obtiene un factor de utilización para la base de 0,96, por lo tanto, dentro del rango dado por la división de ingeniería estructural y geotécnica de Santiago de Chile, este corresponde a elementos con resistencia adecuada con un $FU < 1$ [14].

9.2.4.3 Comparativa de los diseños de la base

En la Tabla 15 se muestra una tabla comparativa entre el diseño actual de la empresa y el diseño propuesto, el análisis se realizó en diferentes posiciones de funcionamiento, sin embargo, para la comparación de resultados solo se tomará la posición más crítica que es a 45° y 315°.

Tabla 15 Comparativa de los diseños actual y propuesto de la base. Fuente: Autores.

Modelo actual	Modelo propuesto
DEFORMACIÓN	
	
0,2 mm	0,4 mm
ESFUERZO DE FLUENCIA	
	
76,23 MPa	142,35 MPa
FACTOR DE UTILIZACIÓN	
	
0,5	0,98
PESO	
59,11 kg	31,145 kg

9.2.4.4 Selección de los pernos de anclaje de la base al piso

A manera de cautelar la seguridad de los operadores y evitar cargos o responsabilidades por el mal anclaje del equipo; hacia la empresa fabricante, se recomienda el uso de anclajes de expansión para cargas elevadas HSL M mismo que se muestra en la Figura 134, de la empresa Hilti.

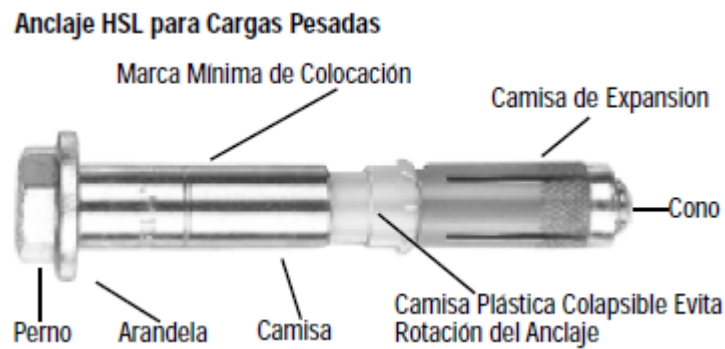


Figura 134 Anclaje para Carga Pesada HSL [66].

Para determinar las dimensiones del perno se conocen los esfuerzos generados en los extremos de la base del equipo esto con ayuda de la simulación por software “Inventor”, como se muestra en la Figura 135.

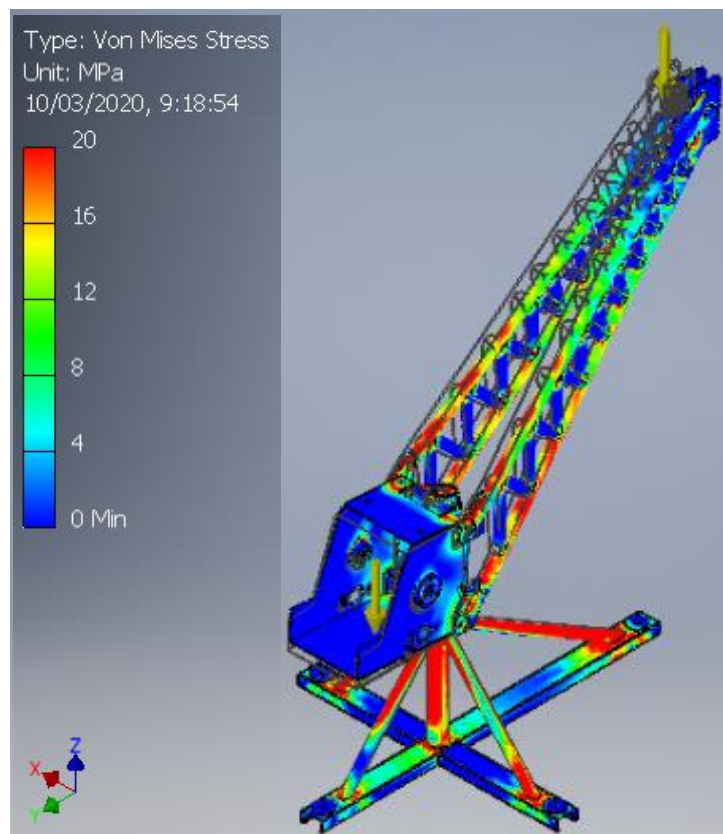


Figura 135 Esfuerzos combinados generados en toda la estructura. Fuente: Autores.

En la Figura 136 se muestra el comportamiento de la estructura cuando es sometida a la carga máxima 6467 N.

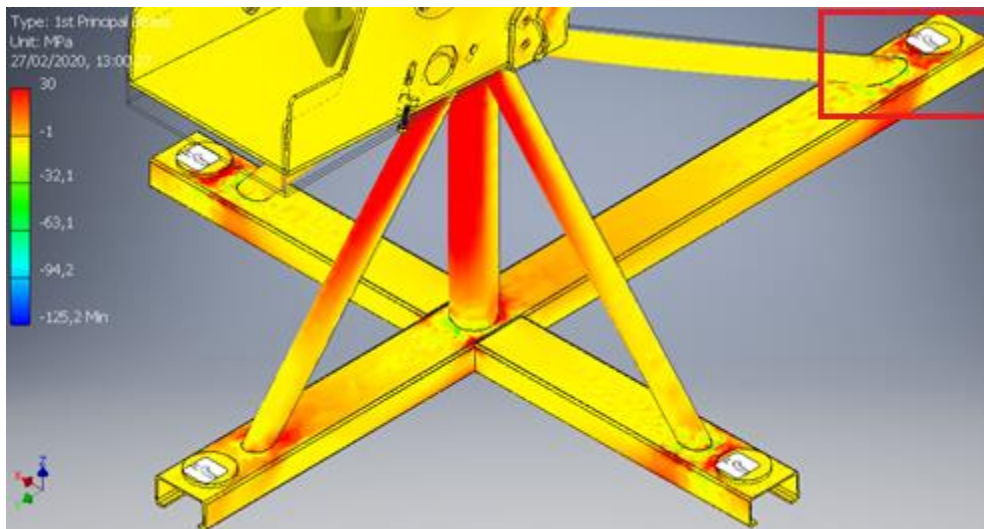


Figura 136 Esfuerzos generados en la estructura. Fuente: Autores.

Los esfuerzos generados en los puntos de empotramiento alcanzan valores de 20 a 45 MPa en zonas cercanas al punto de sujeción; para la selección del perno de sujeción se escogió el punto de apoyo con los esfuerzos más altos como se muestra en la Figura 137, dicho punto de apoyo es el extremo más largo de la base marcado en la Figura 136.

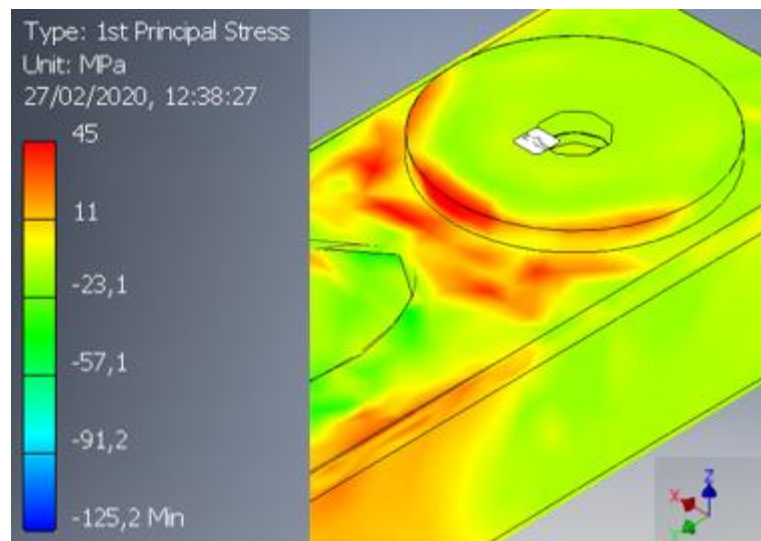


Figura 137 Esfuerzos principales generados en los empotramientos del equipo. Fuente: Autores.

Con los esfuerzos obtenidos en la simulación y considerando las inclemencias del clima se pudo determinar que el perno de anclaje adecuado es el HSLG-R de Acero Inoxidable en concreto de peso normal, el perno es de M16 x 4"; este perno soporta esfuerzos de hasta 41,1 MPa, cargas a tracción de 30,7 kN y de cortante de 46,9 kN. Esto se muestra en la Tabla 16.

Tabla 16 Dimensiones de pernos de anclajes Hilti [66].

HSLG-R de Acero Inoxidable Cargas Permisibles en Concreto de Peso Normal

Diámetro del Anclaje	Prof. de Colocación mm (plgd.)	13.8 MPa (2000 psi)		20.7 MPa (3000 psi)		27.6 MPa (4000 psi)		34.5 MPa (5000 psi)		41.4 MPa (6000 psi)	
		Tracción kN (lb)	Corte kN (lb)	Tracción kN (lb)	Corte kN (lb)	Tracción kN (lb)	Corte kN (lb)	Tracción kN (lb)	Corte kN (lb)	Tracción kN (lb)	Corte kN (lb)
M8	65 (2 ⁹ / ₁₆)	5.5 (1230)	8.7 (1955)	6.4 (1440)	8.7 (1955)	7.3 (1650) ¹	8.7 (1955)	7.3 (1650) ¹	9.9 (2225)	7.3 (1650) ¹	11.1 (2495)
M10	75 (3)	6.8 (1535)	13.7 (3090)	9.1 (2055)	14.8 (3325)	11.5 (2575)	15.8 (3560)	11.5 (2595)	16.4 (3690)	11.6 (2615) ¹	17.0 (3825)
M12	80 (3 ¹ / ₁₆)	8.7 (1960)	20.2 (4540)	11.3 (2530)	21.8 (4890)	13.8 (3105)	23.3 (5245)	15.6 (3515)	24.2 (5430)	17.5 (3925)	25.0 (5615)
M16	105 (4 ¹ / ₈)	17.6 (3965)	34.7 (7805)	20.9 (4705)	39.9 (8965)	24.2 (5450)	45.0 (10125)	27.5 (6175)	46.0 (10335)	30.7 (6900)	46.9 (10550)
M20	130 (5 ¹ / ₈)	25.1 (5650)	52.9 (11900)	30.7 (6910)	58.7 (13195)	36.4 (8175)	64.5 (14490)	40.4 (9090)	64.5 (14490)	44.5 (10005)	64.5 (14490)

Para la instalación de los pernos de anclaje se toman ciertos miramientos sobre la losa en donde se harán las perforaciones, las cuales se indican en la Figura 138, considerando las dimensiones del perno requerido.

Detalles		Diámetro de la Rosca del HSL (mm)											
		8	8	10	10	12	12	16	16	20	20	24	24
d_{bit} : dia. de la broca ¹	mm	12	15	18	24	28	32						
h_1 : prof. del agujero	mm (plgd.)	75 (3)	85 (3 ³ / ₈)	100 (4)	125 (5)	150 (6)	175 (7)						
h_{nom} : prof. de colocación min.	mm (plgd.)	65 (2 ⁹ / ₁₆)	75 (3)	80 (3 ¹ / ₁₆)	105 (4 ¹ / ₈)	130 (5 ¹ / ₈)	155 (6 ¹ / ₈)						
t : espesor a fijar max.	mm (plgd.)	20 (3/4)	40 (1 ¹ / ₂)	20 (3/4)	40 (1 ¹ / ₂)	25 (1)	50 (2)	25 (1)	50 (2)	30 (1 ¹ / ₈)	60 (2 ¹ / ₄)	30 (1 ¹ / ₈)	60 (2 ¹ / ₄)
ℓ : longitud del anclaje	mm (plgd.)	95 (3 ³ / ₄)	115 (4 ¹ / ₂)	107 (4 ¹ / ₄)	127 (5)	120 (4 ³ / ₄)	145 (5 ³ / ₄)	148 (5 ³ / ₄)	173 (6 ³ / ₄)	183 (7 ¹ / ₄)	213 (8 ³ / ₈)	205 (8)	235 (9 ¹ / ₄)
h_c : altura cabeza + arandela	mm (plgd.)	7.5 (5/16)	10 (3/8)	11 (7/16)	14 (9/16)	17 (1 ¹ / ₁₆)	19 (3/4)						
T_{max} : torque máximo de apriete	Nm (pies lb)	25 (20)	55 (40)	80 (60)	200 (150)	400 (300)	710 (525)						
abertura máx. ²	mm (plgd.)	4 (3/16)	5 (3/16)	8 (5/16)	9 (3/8)	12 (1/2)	16 (5/8)						
Holgura máx. ² (mm)	HSL/HSLG	13	17	19	24	30	36						
	HSLB	—	—	24	30	36	41						
d_h : agujero en material a fijar	mm (plgd.)	14-15 (9/16)	17-18 (1 ¹ / ₁₆)	20-21 (1 ³ / ₁₆)	26-28 (1 ¹ / ₈)	31-33 (1 ⁵ / ₁₆)	35-37 (1 ⁷ / ₁₆)						
d_w : diámetro de arandela	mm (plgd.)	20 (3/4)	25 (1)	30 (1 ³ / ₁₆)	40 (1 ⁹ / ₁₆)	45 (1 ³ / ₄)	50 (1 ⁵ / ₁₆)						
h : espesor min. del material base	mm (plgd.)	120 (4 ³ / ₄)	140 (5 ¹ / ₂)	160 (6 ¹ / ₄)	180 (7)	220 (8 ³ / ₄)	270 (10 ³ / ₄)						

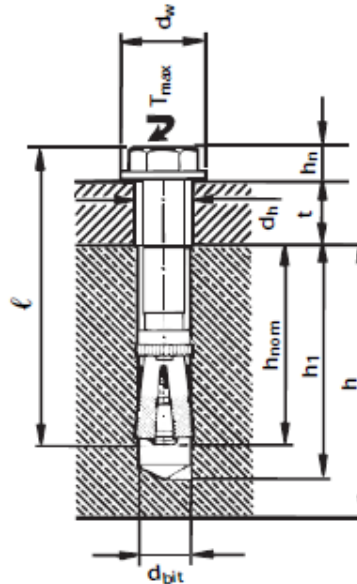


Figura 138 Detalles para la fijación de los pernos de anclaje [66].[71].

9.2.5 Señaléticas de precaución e identificación del mini elevador de pluma

En el rediseño el mini elevador de pluma contará con la identificación del fabricante en la parte lateral derecha del cuerpo del elevador, como se muestra en la Figura 139.

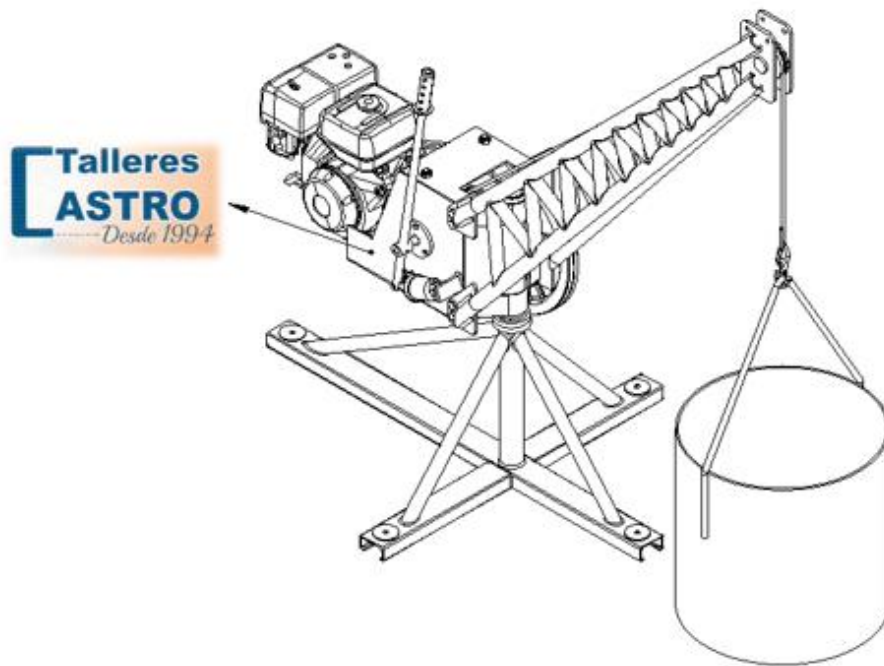


Figura 139 Ubicación del logotipo de la empresa. Fuente: Autores.

En la parte izquierda del cuerpo del mini elevador se colocara la insignia de riesgo de trabamiento como se aprecia en la Figura 140 debido al contacto con la transmisión de motor y carrete.

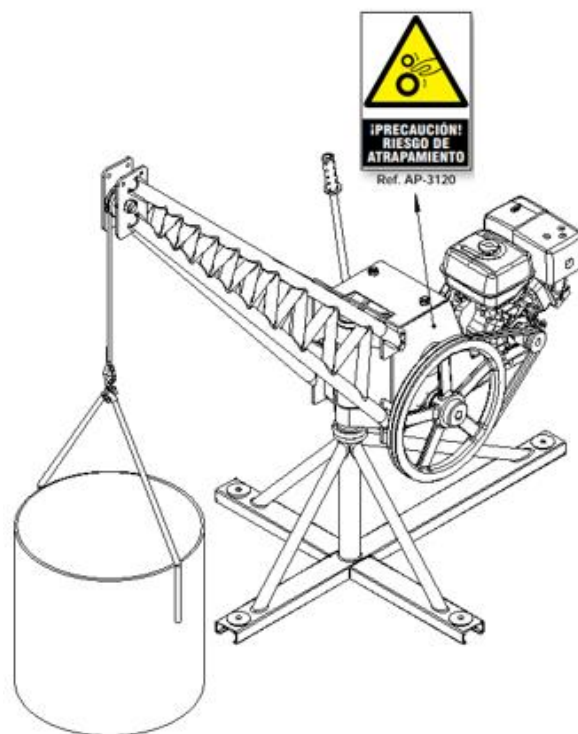


Figura 140 Indicación de riesgo de trabamiento. Fuente: Autores.

También se indicara la capacidad máxima de carga del elevador, dicha señal estará ubicada en la parte superior del cuerpo del elevador, como se muestra en la Figura 141.

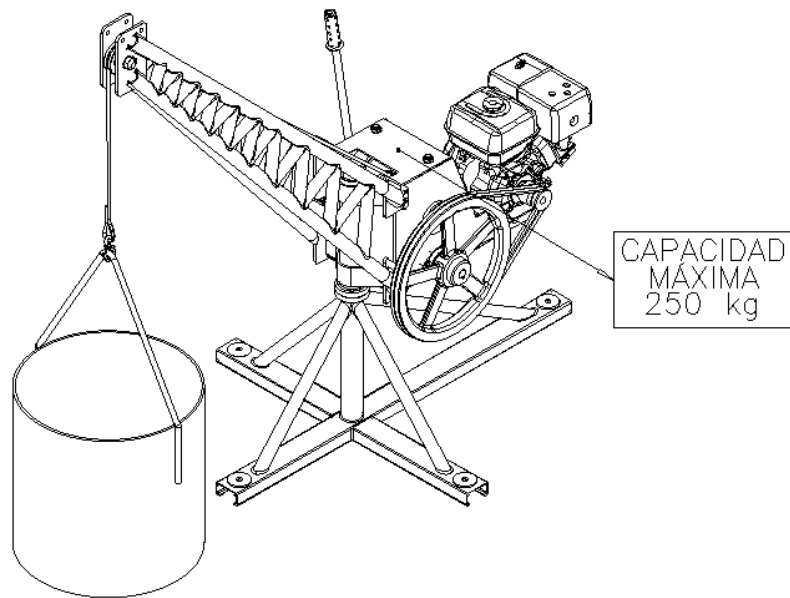


Figura 141 Capacidad máxima de carga. Fuente: Autores.

9.2.6 Protección anticorrosiva y color del mini elevador de pluma diseñado

Debido a las condiciones climáticas de la provincia del Azuay, el mini elevador de pluma deber estar sometido a veranos frescos y nublados y a inviernos cortos, fríos, secos y parcialmente nublados. Durante el transcurso del año, la temperatura generalmente varía de 7 °C a 17 °C y rara vez baja a menos de 5 °C o sube a más de 19 °C. La probabilidad de días mojados en Cuenca varía considerablemente durante el año. La temporada más húmeda dura 3,9 meses, de 16 de enero a 12 de mayo, con una probabilidad de más del 34 % de que cierto día sea un día mojado. La probabilidad máxima de un día mojado es del 55 % el 3 de marzo. La temporada más seca dura 8,1 meses, del 12 de mayo al 16 de enero. La probabilidad mínima de un día mojado es del 13 % el 19 de agosto [46].

Al utilizar materiales que se corroen fácilmente con ambientes húmedos se requiere recubrimientos de pintura de alto rendimiento en las partes metálicas, a excepción de las partes que están en contacto con las zapatas para el frenado, las fibras para dar tracción, chumaceras y rodamientos; por lo tanto, se pinta con dos capas de pintura de fondo anticorrosiva gris marca Adheplast (Ver Figura 142).



Figura 142 Fondo gris anticorrosivo [67].

Para el acabado final del mini elevador de pluma se pinta una capa de amarillo Caterpillar cuyo proveedor es Pinturas Unidas (Figura 143).



Figura 143 Pinturas Unidas [68].

9.2.7 Comparativa entre mini elevadores de pluma ya construidos vs el diseño propuesto

En la Figura 144 se indica con flechas rojas la deficiencia en los protectores del carrete, el cual podría provocar atrapamiento al operador; por lo tanto.

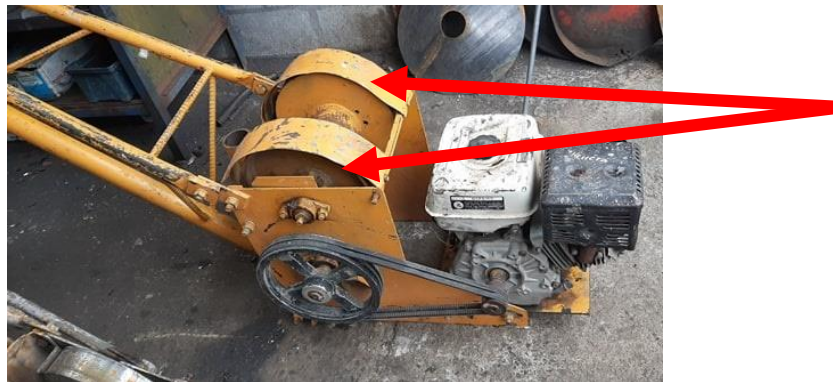


Figura 144 Deficiencia en la protección del carrete. Fuente: Autores.

En la Figura 145 se muestra con la flecha roja el cambio realizado en dicha sección.

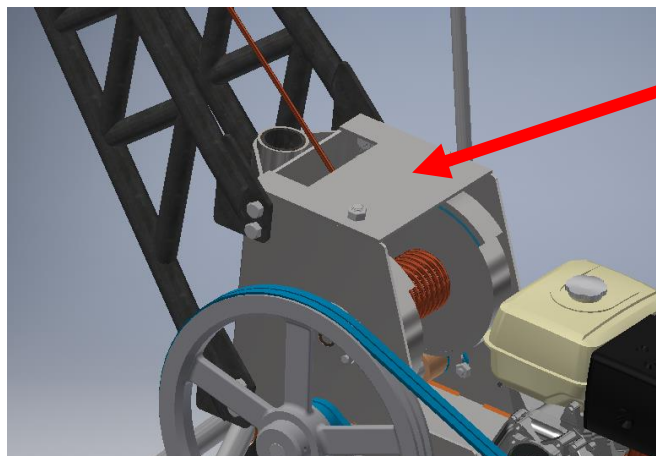


Figura 145 Rediseño del protector del carrete. Fuente: Autores.

En la Figura 146 se muestra la base actual del mini elevador de pluma, el cual posee un tubo central macizo de acero de transmisión, el cual aumenta significativamente el peso; además se visualiza en las puntas de la cruz de piso varilla corrugada doblada para el empotramiento al piso, lo cual es muy peligroso y podría generar desempotramiento de la base.



Figura 146 Base actual del mini elevador de pluma. Fuente: Autores.

En la Figura 147 se realizó los cambios necesarios para mermar el peso de la base colocando un tubo resistente en lugar del eje central y agujeros directos en la cruz para evitar el desempotramiento del mismo.

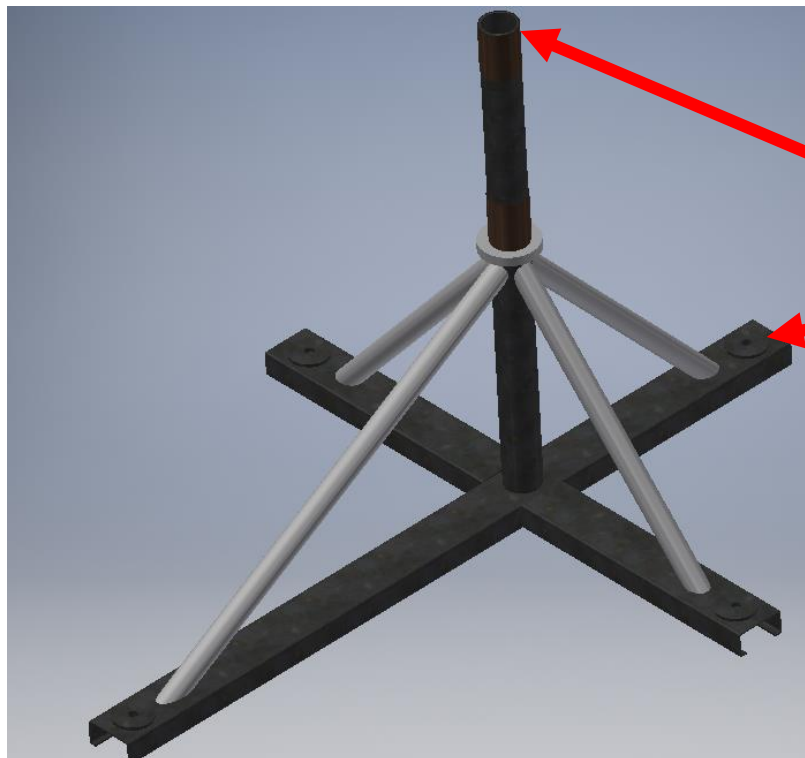


Figura 147 Rediseño de la base. Fuente: Autores.

En la Figura 148 y Figura 149 se indica con una flecha roja la deficiencia en los refuerzos del tubo que une la carcasa con la base en la cual se observa deformaciones de la estructura.



Figura 148 Refuerzo del tubo que una la carcasa con la base. Fuente: Autores.



Figura 149 Deformación en el tubo que uno la carcasa con la base. Fuente: Autores.

.En la Figura 150 se muestra el cambio realizado en dicha sección para garantizar que los materiales trabajen dentro de la zona elástica.

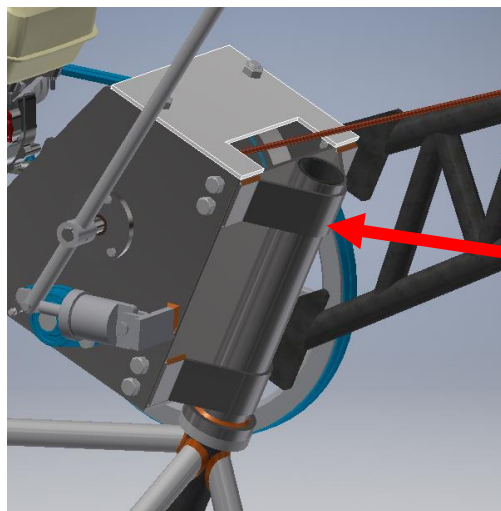


Figura 150 Rediseño del refuerzo del tubo que una la carcasa con la base. Fuente: Autores.

En la Figura 151 se indica con una flecha roja la deficiencia en el sistema de frenado, se tiene una palanca de accionamiento que no dispone de ningún sistema que mantenga el carrete frenado; por lo tanto, en la Figura 152 se muestra el cambio realizado en dicha sección, con lo cual se garantiza que el mini elevador de pluma se mantenga frenado cuando no existe manipulación del mismo, al momento que el operador suelta la palanca de accionamiento, el sistema de muelle actual sobre la palanca y mantiene el carrete frenado.

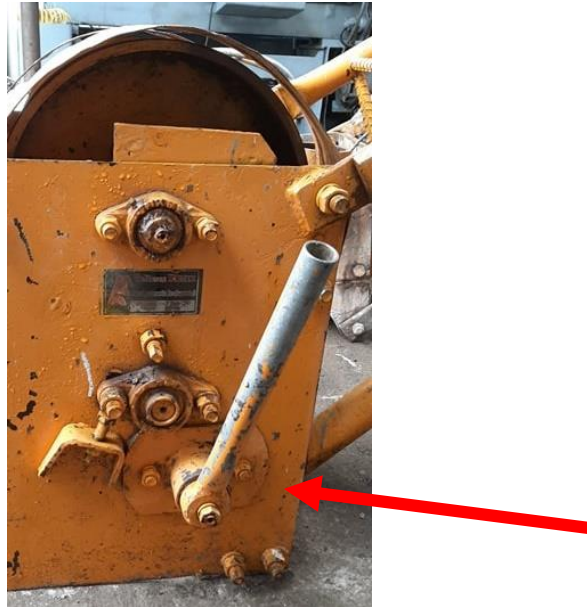


Figura 151 Sistema de frenado del mini elevador de pluma actual. Fuente: Autores.

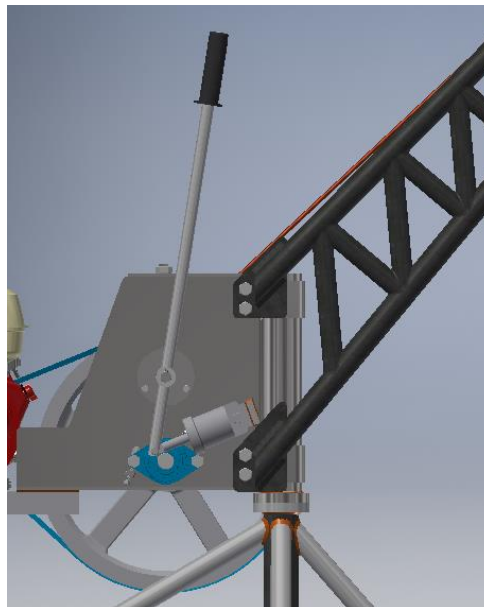


Figura 152 Sistema de frenado automático. Fuente: Autores.

9.2.8 Diseño propuesto

En las Figura 153, Figura 154, Figura 155, Figura 156 y Figura 157 se muestra el rediseño del mini elevador de pluma propuesto en este proyecto técnico de titulación



Figura 153 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 1. Fuente: Autores.

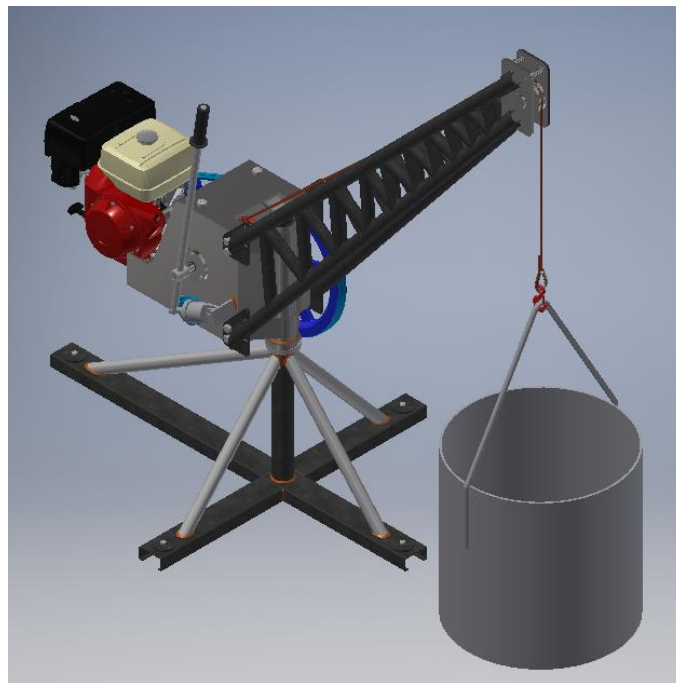


Figura 154 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 2. Fuente: Autores.

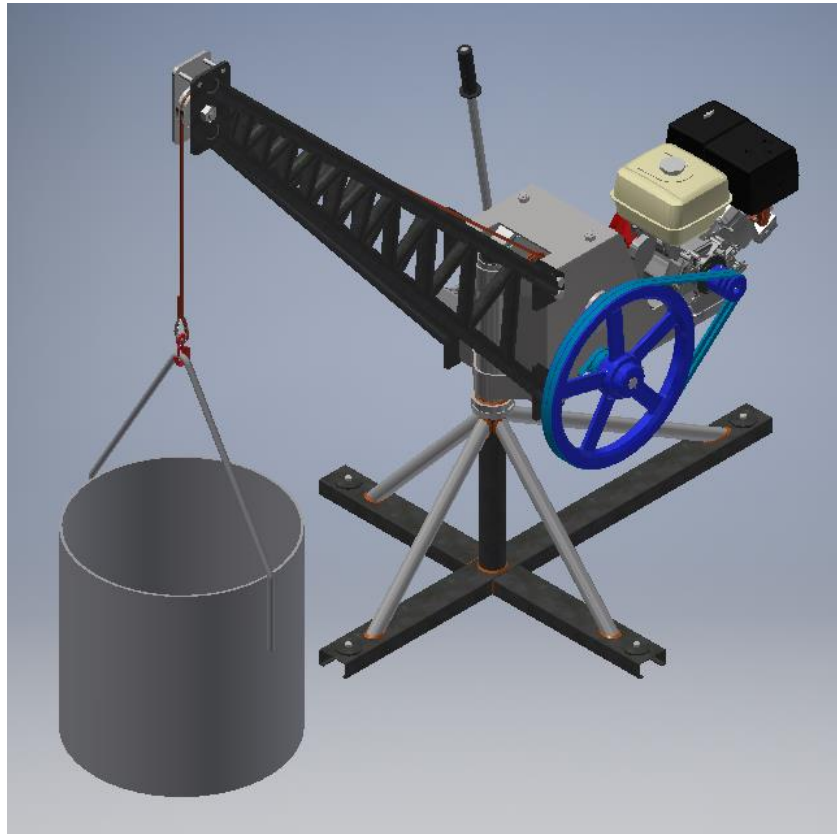


Figura 155 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 3. Fuente: Autores.

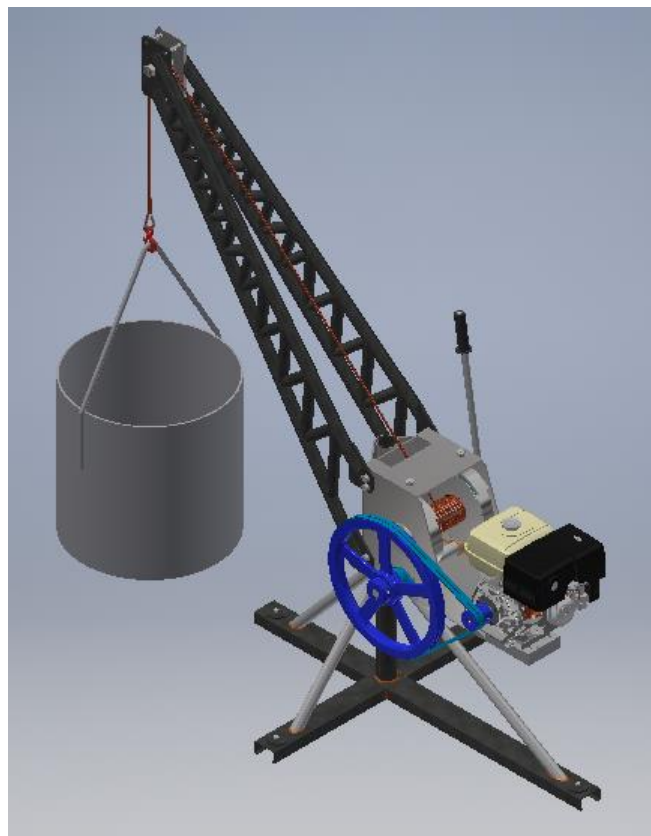


Figura 156 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 4. Fuente: Autores.

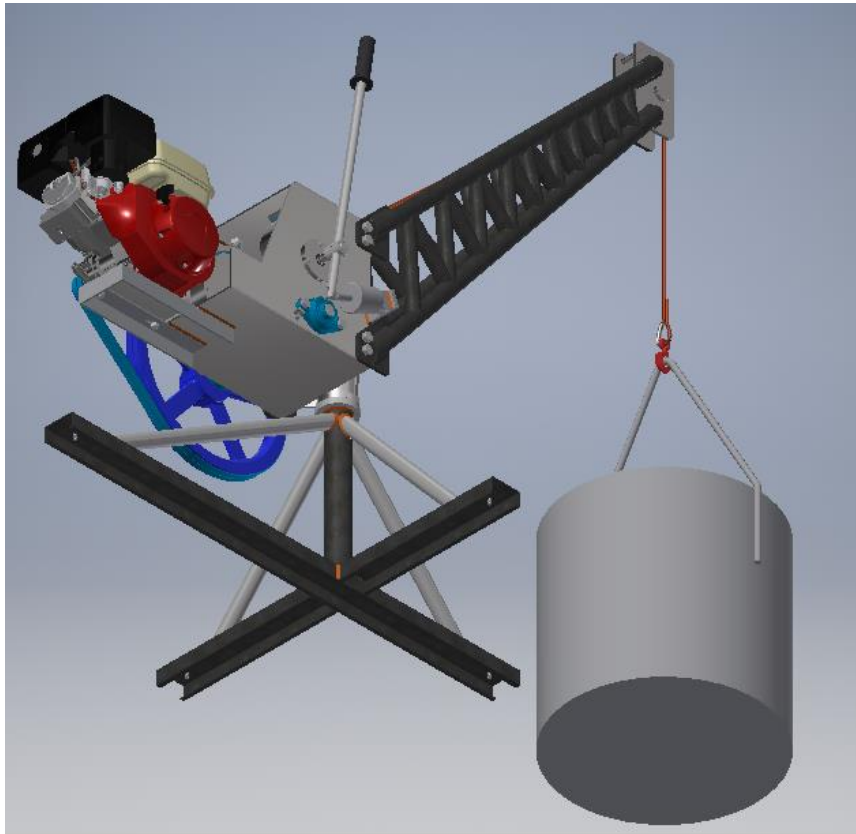


Figura 157 Rediseño del mini elevador de pluma, vista 5. Fuente: Autores.

En la Figura 158 se presenta el mini elevador de pluma con los colores reales finales. Los planos de conjunto y los planos de los particulares de los elementos rediseñados se encuentran en el Anexo 15.

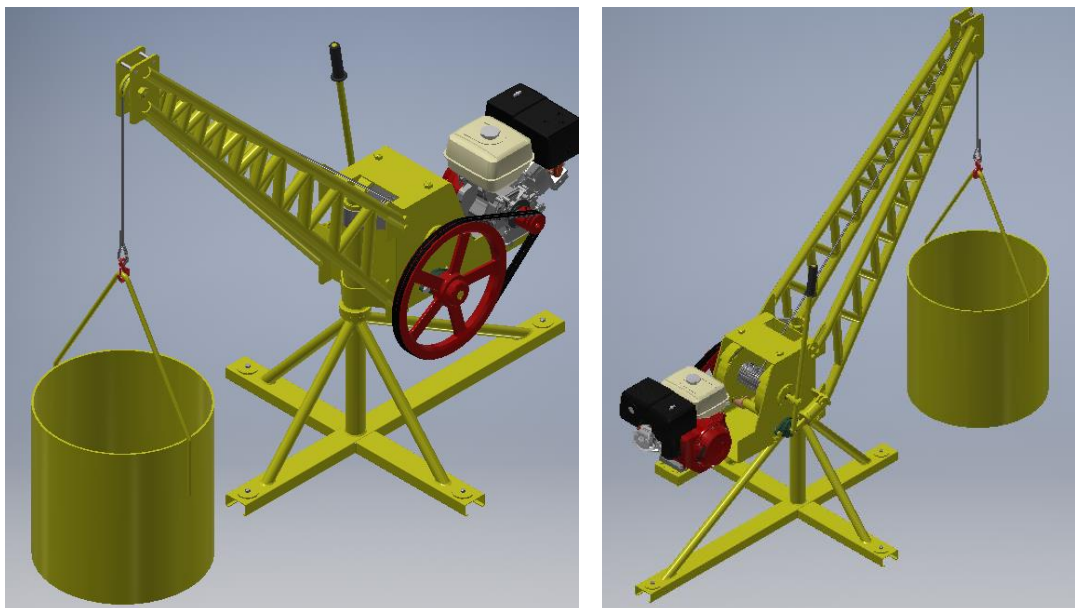


Figura 158 Colores reales del mini elevador de pluma. Fuente: Autores.

9.2.9 Mantenimiento del mini elevador de pluma rediseñado

En ésta sección se exponen las principales operaciones de mantenimiento que se deberían hacer en el mini elevador de pluma para que funcione de manera adecuada y se conserve la vida útil del mismo.

- Se debe verificar la tensión de las bandas trapezoidales, así como el estado de las mismas para evitar posibles deslizamientos de las poleas al momento de subir cargas.
- Los frenos al ser elementos sumamente importantes para la seguridad en la operación del mini elevador de pluma deben ser inspeccionados constantemente, las zapatas no deben poseer picaduras o fisuras; así como un espesor mínimo de 1,5 mm.
- El tubo que une la carcasa con la pluma está sometido a fricción y al medio ambiente por lo que el engrase del mismo se debería hacer cada 80 horas de trabajo.
- De igual manera se recomienda engrasar las chumaceras, el cable de acero, bulones y bujes de bronce cada que se desmonta el mini elevador de pluma y es llevado a un nuevo destino de trabajo.
- En caso de presentar algún daño por fabricación del mini elevador de pluma se debe enviar la maquina al respectivo mantenimiento en Talleres Castro para cubrir garantías por ensamblaje defectuoso de ser el caso, o si se presentan desperfectos por acciones de uso normal.
- Al momento de utilizar el mini elevador de pluma se debería inspeccionar los niveles de aceite y de combustible del motor de combustión interna, así como el filtro de aire para evitar contaminación en el interior del cilindro de combustión.
- Verificar que el prensado del cable de acero en el ojal sea el correcto, ya que si se presentan defectos en esta zona se podría generar caídas de la carga, generando accidentes laborales.

9.3 Análisis de precio unitarios

9.3.1 Modelo comercializado actualmente

La Tabla 17, Tabla 18 y la Tabla 19 contienen los componentes y materiales usados en la fabricación del modelo actual del elevador comercializado por la empresa Talleres Castro.

Tabla 17 Materiales para fabricación del subconjunto: Pluma. Fuente: Autores.

**PROYECTO: REDISEÑO DE UN MINI ELEVADOR DE PLUMA CON MANDO
MECÁNICO PARA LA EMPRESA TALLERES CASTRO
ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS**

NOMBRE DEL

OFERENTE: Ing. Juan Pérez

PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico

ITEM: 1

DESCRIPCION: Subconjunto: Pluma

UNIDAD: u

EQUIPO Y

HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc.)	3%MO			4,08
Prensa hidráulica	1	20,00	1	20,00
Soldadura	3	10,00	1	30,00
Amoladora	5	10,00	1	50,00
Pintura fondo anticorrosiva	1	10,00	1	10,00
Pintura amarillo Caterpillar	1	12,00	1	12,00
			PARCIAL M	\$ 126,08

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U	COSTO TOTAL C=A*B
Tubo estructural redondo de 1 1/2"	u	1,50	33	49,50
Tubo estructural redondo de 1"	u	2,00	25	50,00
Eje de acero St-37, diámetro 80 x 80mm	kg	1,00	10	10,00
Rodamiento de polea 6307 2Z	u	1,00	8	8,00
Gancho	u	1,00	10	10,00
Cable de acero, Acero 6x19 F con alma de fibra	kg	30,00	4,28	128,40
Pernos 9/16" x 1 1/2", grado 5	u	8,00	0,33	2,64
Tuercas de seguridad 9/16"	u	8,00	0,22	1,76
Arandela plana 9/16"	u	8,00	0,132	1,06
			PARCIAL N	\$ 261,36

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Tubo estructural redondo de 1 1/2"	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	\$ 3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	20	64,40
Ingeniero Mecánico	1	3,58	20	71,60
			PARCIAL P	\$ 136,00

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 526,44
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	105,29
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 631,72

Tabla 18 Materiales para la fabricación del subconjunto: Cuerpo. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL

OFERENTE: **Ing. Juan Pérez**

PROYECTO: **Mini elevador de pluma con mando mecánico**

ITEM: **2**

DESCRIPCION: **Subconjunto: Cuerpo**

UNIDAD: **u**

EQUIPO Y HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc)	3%MO			1,48
Prensa hidráulica	1	20,00	0,3	6,00
Mortajadora	2	12,00	1	24,00
Torno horizontal	1	16,00	2	32,00
Cortadora de cinta eléctrica	2	6,00	0,3	3,60
			PARCIAL M	\$ 67,08

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U	COSTO TOTAL C=A*B
Alambre para MIG 0,9	u	1,00	50	50,00
Plancha ASTM A36 de 6mm, 1250 x 500mm	kg	1,00	46,5	46,50
Eje de acero AISI 1018, diámetro 5/8" x 1m	kg	1,00	4	4,00
Plancha ASTM A36 de 6mm, 250 x 100 mm	kg	1,00	3,25	3,25
Revestimiento de asbesto, 250 x 100 mm	u	2,00	4	8,00
Eje de acero AISI 1018, diámetro 38 x 400mm	kg	1,00	20	20,00
Eje de celoron, diámetro 65 x 50mm	kg	2,00	12	24,00
Platina ASTM A36 de 3/8" x 2"	kg	1,00	17,85	17,85
Tubo estructural redondo, diámetro 100mm	kg	1,00	25	25,00
Rodamientos para carrete 6007-2Z	u	2,00	11	22,00
Eje de acero AISI 1018, diámetro 38mm x 350mm	kg	1,00	20	20,00
Bronce fosfórico, diámetro 50 mm x 30mm	kg	2,00	14,5	29,00
Chumaceras de pared SKF FYTBK 35 TF	u	2,00	45	90,00
Polea de aluminio de dos canales de 21"	u	1,00	90	90,00
Polea de aluminio de dos canales de 80mm	u	1,00	8,33	8,33
Motor de 13 hp	u	1,00	315,94	315,94
Pernos de cabeza hexagonal de 1/2" x 1"	u	6,00	0,1926	1,16
Arandela plana 1/2"	u	6,00	0,099	0,59
Tuerca de 1/2"	u	6,00	0,137	0,82
Pernos de cabeza hexagonal de 9/16" x 1"	u	4,00	0,275	1,10
Arandela plana 9/16"	u	4,00	0,13	0,52
Tuerca de seguridad 9/16"	u	4,00	0,22	0,88
Seguro segger diámetro 35	u	1,00	0,30	0,30
Seguro segger diámetro 62	u	2,00	0,25	0,50
Seguro segger diámetro 15	u	1,00	0,10	0,10
Seguro segger diámetro 20	u	1,00	0,12	0,12
Seguro segger diámetro 25	u	1,00	0,25	0,25
Seguro segger diámetro 80	u	1,00	0,50	0,50
Chaveta 8 x 8 x 44 mm	u	2,00	2,00	4,00
Banda trapezoidal tipo B 63	u	1,00	7,00	7,00
Grasero 1/4"	u	3,00	0,10	0,30
			PARCIAL N	\$ 792,01

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de plancha ASTM A36	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	\$ 3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	7,5	24,15
Ingeniero mecánico	1	3,58	7	25,06
			PARCIAL P	\$ 49,21

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 911,30
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	179,65
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 1090,94

Tabla 19 Materiales para la fabricación del subconjunto: Base. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL

OFERENTE: **Ing. Juan Pérez**

PROYECTO: **Mini elevador de pluma con mando mecánico**

ITEM: **3**

DESCRIPCION: **Subconjunto: Base**

UNIDAD: **u**

EQUIPO Y HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			2,54
Soldadora MIG	1	10,00	1	10,00
Prensa hidráulica	1	20,00	0,3	20,00
Roladora	2	12,00	0,8	24,00
Mortajadora	2	12,00	1	24,00
Torno horizontal	1	16,00	2	16,00
Cortadora de cinta eléctrica	2	6,00	0,3	12,00
Plasma de corte	5	15,00	1	75,00
			PARCIAL M	\$ 183,54

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Tubo estructural rectangular 100 x 50 mm	u	1,00	32,5	32,50
Plancha ASTM A36 de 3/8", 120x150	kg	4,00	8	32,00
Tubo estructural redondo 1 3/4"	kg	1,00	12,75	12,75
Tubo estructural redondo de 3"	kg	3,50	15	52,50
Bronce aluminio	kg	2,00	26,5	53,00
Pernos de cabeza hexagonal de 3/4" x 1"	u	4,00	0,275	1,10
Tuerca de seguridad 3/4"	u	4,00	0,418	1,67
Arandela plana 3/4"	u	4,00	0,1979	0,79
Pernos de anclaje Hilti M16x4"	u	4,00	5	20,00
			PARCIAL N	\$ 206,31

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de tubo estructural rectangular	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	\$ 3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	13	41,86
Ingeniero mecánico	1	3,58	12	42,96
			PARCIAL P	\$ 84,82

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 477,68
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	95,54
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 573,21

En la Tabla 20 se muestra el precio mínimo al que se comercializa el elevador.

Tabla 20 Costos totales del elevador comercializado actualmente. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE COSTOS TOTALES					
PROYECTO: Mini elevador de pluma Fecha:					
N°	Descripción	Unid.	Cantidad	P. Unitario	P. Total
1	Subconjunto: Pluma	u	1	631,72	631,72
2	Subconjunto: Cuerpo	u	1	1077,87	1090,94
3	Subconjunto: Base	u	1	573,21	573,21
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
TOTAL					2295,88

Son: Dos mil doscientos noventa y cinco dólares con ochenta y ocho centavos de dólar

Responsable: César Xavier Delgado Delgado

9.3.2 Modelo propuesto usando resorte a compresión

La Tabla 21, Tabla 22 y la Tabla 23 muestran los materiales requeridos para la construcción del modelo de elevador de pluma propuesto con la implementación del resorte mecánico a compresión.

Tabla 21 Materiales para la fabricación del subconjunto: Pluma. Fuente: Autores.

PROYECTO: REDISEÑO DE UN MINI ELEVADOR DE PLUMA CON MANDO MECÁNICO PARA LA EMPRESA TALLERES CASTRO ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL

OFERENTE: Ing. Juan Pérez

PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico

ITEM: 1

DESCRIPCION: Subconjunto: Pluma

UNIDAD: u

**EQUIPO Y
HERRAMIENTA**

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			4,08
Prensa hidráulica	1	20,00	1	20,00
Soldadura	3	10,00	1	30,00
Amoladora	5	10,00	1	50,00
Pintura fondo anticorrosivo	1	10,00	1	10,00
Pintura amarillo Caterpillar	1	12,00	1	12,00
			PARCIAL M	\$ 126,08

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U B	COSTO TOTAL C=A*B
Tubo cedula 40 redondo de 2"	u	1,50	55,9	83,85
Eje de acero St-37, diámetro 80 x 80mm	kg	1,00	10	10,00
Rodamiento de polea 6307 2Z	u	1,00	7	7,00
Gancho	u	1,00	10	10,00
Cable de acero, Acero 6x19 F con alma de fibra	kg	30,00	4,28	128,40
Pernos 9/16" x 1 1/2", grado 5	u	8,00	0,33	2,64
Tuercas de seguridad 9/16"	u	8,00	0,22	1,76
Arandela plana 9/16"	u	8,00	0,132	1,06
Suelda E7018	u	1,00	18	18,00
			PARCIAL N	\$ 262,71

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de tubo redondo cedula 40	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	\$ 3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	20	64,40
Ingeniero Mecánico	1	3,58	20	71,60
			PARCIAL P	\$ 136,00

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 527,79
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	105,56
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 633,34

Tabla 22 Materiales para la fabricación del subconjunto: Cuerpo. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL

OFERENTE: Ing. Juan Pérez

PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico

ITEM: 2

DESCRIPCION: Subconjunto: Cuerpo

UNIDAD: u

EQUIPO Y

HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			1,48
Prensa hidráulica	1	13,00	0,3	6,00
Mortajadora	2	10,00	1	24,00
Torno horizontal	1	16,00	2	32,00
Cortadora de cinta eléctrica	2	4,00	0,3	3,60
			PARCIAL M	\$ 67,08

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U B	COSTO TOTAL C=A*B
Plancha A36 de 6mm, 1250 x 500mm	kg	1,00	46,5	46,50
Eje de acero AISI 1018, diámetro 5/8" x 1m	kg	1,00	4	4,00
Plancha A-36 de 6mm, 250 x 100 mm	kg	1,00	3,25	3,25
Revestimiento de asbesto, 250 x 100 mm	u	2,00	4	8,00
Eje de acero 705, diámetro 38 x 400mm	kg	1,00	20	20,00
Eje de celoron, diámetro 65 x 50mm	kg	2,00	12	24,00
Platina A-36 de 3/8" x 2"	kg	1,00	17,85	17,85
Tubo estructural redondo, diámetro 100 x 450mm	kg	1,00	22	22,00
Rodamientos para carrete 6007-2Z	u	2,00	10	20,00
Eje de acero AISI 1018, diámetro 38mm x 350mm	kg	1,00	20	20,00
Bronce fosfórico, diámetro 50 mm x 30mm	kg	2,00	14,5	29,00

Chumaceras de pared SKF E2. YAR 207-2F	u	2,00	45	90,00
Polea de aluminio de dos canales de 21"	u	1,00	90	90,00
Polea de aluminio de dos canales de 80mm	u	1,00	8,33	8,33
Motor de 9 hp	u	1,00	244,58	244,58
Pernos de cabeza hexagonal de 1/2" x 1"	u	6,00	0,1926	1,16
Arandela plana 1/2"	u	6,00	0,099	0,59
Tuerca de 1/2"	u	6,00	0,137	0,82
Pernos de cabeza hexagonal de 9/16" x 1"	u	4,00	0,275	1,10
Arandela plana 9/16"	u	4,00	0,13	0,52
Tuerca de seguridad 9/16"	u	4,00	0,22	0,88
Resorte a compresión diámetro 50mm	u	1,00	5	5,00
Seguro segger diámetro 35	u	1,00	0,30	0,30
Seguro segger diámetro 62	u	2,00	0,25	0,50
Seguro segger diámetro 15	u	1,00	0,10	0,10
Seguro segger diámetro 20	u	1,00	0,12	0,12
Seguro segger diámetro 25	u	1,00	0,25	0,25
Seguro segger diámetro 80	u	1,00	0,50	0,50
Chaveta 8 x 8 x 44 mm	u	2,00	2,00	4,00
Banda trapezoidal tipo B 63	u	1,00	7,00	7,00
Grasero 1/4"	u	3,00	0,10	0,30
			PARCIAL N	\$ 670,65

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de plancha ASTM A36	UNIDAD	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	\$ 3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	7,5	24,15
Ingeniero mecánico	1	3,58	7	25,06
			PARCIAL P	\$ 49,21

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 789,94
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	155,37
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 945,31

Tabla 23 Materiales para la fabricación del subconjunto: Base. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL

OFERENTE: Ing. Juan Pérez

PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico

ITEM: 3

DESCRIPCION: Subconjunto: Base

UNIDAD: u

EQUIPO Y

HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			2,54
Prensa hidráulica	1	13,00	0,3	13,00
Torno horizontal	1	16,00	2	16,00
Soldadura	3	10,00	1	30,00
			PARCIAL M	\$ 61,54

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U B	COSTO TOTAL C=A*B
Tubo estructural rectangular 100 x 50 mm	u	1,00	32,5	32,50
Plancha ASTM A36 de 3/8", 120x150	kg	4,00	8	32,00
Tubo estructural redondo 1 3/4"	kg	1,00	12,75	12,75
Tubo estructural redondo de 3"	kg	3,50	15	52,50
Bronce aluminio	kg	2,00	26,5	53,00
Pernos de cabeza hexagonal de 3/4" x 1"	u	4,00	0,275	1,10
Tuerca de seguridad 3/4"	u	4,00	0,418	1,67
Arandela plana 3/4"	u	4,00	0,1979	0,79
Pernos de anclaje Hilti M16x4"	u	4,00	5	20,00
			PARCIAL N	\$ 206,31

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de tubo estructural rectangular	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	\$ 3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	13	41,86
Ingeniero mecánico	1	3,58	12	42,96
			PARCIAL P	84,82

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 355,68
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	71,14
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 426,81

La Tabla 24 muestra el costo final al que puede ser comercializado el mini elevador de pluma con la aplicación de resorte mecánico.

Tabla 24 Costos totales del mini elevador con resorte mecánico. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE COSTOS TOTALES					
PROYECTO: Mini elevador de pluma con resorte mecánico Fecha:					
Nº	Descripción	Unid.	Cantidad	P. Unitario	P. Total
1	Subconjunto: Pluma	u	1	633,34	633,34
2	Subconjunto: Cuerpo	u	1	932,24	945,31
3	Subconjunto: Base	u	1	426,81	426,81
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					

TOTAL \$ 2005,47

Son: Dos mil cinco dólares con cuarenta y siete centavos de dólar

Responsable: César Xavier Delgado Delgado

9.3.3 Modelo propuesto usando pistón neumático

La Tabla 25, Tabla 26, Tabla 27 y la

Tabla 28, listan los materiales requeridos para fabricar el mini elevador de pluma implementando un cilindro neumático.

Tabla 25 Materiales para la fabricación del subconjunto: Pluma. Fuente: Autores.

**PROYECTO: REDISEÑO DE UN MINI ELEVADOR DE PLUMA CON MANDO MECÁNICO
PARA LA EMPRESA TALLERES CASTRO
ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS**

NOMBRE DEL

OFERENTE: Ing. Juan Pérez

PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico

ITEM: 1

DESCRIPCION: Subconjunto: Pluma

UNIDAD: u

**EQUIPO Y
HERRAMIENTA**

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			4,08
Prensa hidráulica	1	20,00	1	20,00
Soldadura	3	10,00	1	30,00
Amoladora	5	10,00	1	50,00
Pintura fondo anticorrosivo	1	10,00	1	10,00
Pintura amarillo Caterpillar	1	12,00	1	12,00
			PARCIAL M	\$ 126,08

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Tubo cedula 40 redondo de 2"	u	1,50	55,9	83,85
Eje de acero AISI 1018, diámetro 80 x 80mm	kg	1,00	10	10,00
Rodamiento de polea 6307-2Z	u	1,00	7	7,00
Gancho	u	1,00	10	10,00
Cable de acero, Acero 6x19 F con alma de fibra	kg	30,00	4,28	128,40
Pernos 9/16" x 1 1/2", grado 5	u	8,00	0,33	2,64
Tuercas 9/16"	u	8,00	0,22	1,76
Suelda E7018	u	1,00	18	18,00
			PARCIAL N	\$ 262,71

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de tubo redondo cedula 40	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	\$ 3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	20	64,40
Ingeniero Mecánico	1	3,58	20	71,60
			PARCIAL P	\$ 136,00

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 527,79
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	105,56
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 633,34

Tabla 26 Materiales para la fabricación del subconjunto: Cuerpo. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL OFERENTE: Ing. Juan Pérez
PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico
ITEM: 2
DESCRIPCION: Subconjunto: Cuerpo
UNIDAD: u

EQUIPO Y HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc)	3%MO			1,48
Prensa hidráulica	1	13,00	0,3	6,00
Mortajadora	2	10,00	1	24,00
Torno horizontal	1	16,00	2	32,00
Cortadora de cinta eléctrica	2	4,00	0,3	3,60
			PARCIAL M	\$ 67,08

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U B	COSTO TOTAL C=A*B
Plancha ASTM A36 de 6mm, 1250 x 500mm	kg	1,00	46,5	46,50
Eje de acero AISI 1018, diámetro 5/8" x 1m	kg	1,00	4	4,00
Plancha ASTM A36 de 6mm, 250 x 100 mm	kg	1,00	3,25	3,25
Revestimiento de asbesto, 250 x 100 mm	u	2,00	4	8,00
Eje de acero AISI 1018, diámetro 38 x 400mm	kg	1,00	20	20,00
Eje de celoron, diámetro 65 x 50mm	kg	2,00	12	24,00
Platina ASTM A36 de 3/8" x 2"	kg	1,00	17,85	17,85
Tubo estructural redondo, diámetro 100 x 450mm	kg	1,00	22	22,00
Rodamientos para carrete 6007-2Z	u	2,00	10	20,00
Eje de acero AISI 1018, diámetro 38mm x 350mm	kg	1,00	20	20,00
Bronce fosfórico SAE 40, diámetro 50 mm x 30mm	kg	2,00	14,5	29,00
Chumaceras de pared SKF FYTBK 35 TF	u	2,00	45	90,00
Polea de aluminio de dos canales de 21"	u	1,00	90	90,00
Polea de aluminio de dos canales de 80mm	u	1,00	8,33	8,33
Motor de 9 hp	u	1,00	244,58	244,58
Pernos de cabeza hexagonal de 7/16" x 1"	u	6,00	0,1926	1,16
Arandela plana 1/2"	u	6,00	0,099	0,59
Tuerca de 1/2"	u	6,00	0,137	0,82
Pernos de cabeza hexagonal de 9/16" x 1"	u	4,00	0,275	1,10
Arandela plana 9/16"	u	4,00	0,13	0,52
Tuerca de seguridad 9/16"	u	4,00	0,22	0,88
Resorte a compresión diámetro 50mm	u	1,00	5,00	5,00
Seguro segger diámetro 35	u	1,00	0,30	0,30
Seguro segger diámetro 62	u	2,00	0,25	0,50
Seguro segger diámetro 15	u	1,00	0,10	0,10
Seguro segger diámetro 20	u	1,00	0,12	0,12
Seguro segger diámetro 25	u	1,00	0,25	0,25
Seguro segger diámetro 80	u	1,00	0,50	0,50
Chaveta 8 x 8 x 44 mm	u	2,00	2,00	4,00
Banda trapezoidal tipo B 63	u	1,00	7,00	7,00
Grasero 1/4"	u	3,00	0,10	0,30
			PARCIAL N	\$ 670,65

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de plancha ASTM A36	UNIDAD	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	\$ 3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	7,5	24,15
Ingeniero mecánico	1	3,58	7	25,06
			PARCIAL P	\$ 49,21

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 790,44
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	155,37
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 945,81

Tabla 27 Materiales para la fabricación del subconjunto: Base. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL

OFERENTE: Ing. Juan Pérez

PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico

ITEM: 3

DESCRIPCION: Subconjunto: Base

UNIDAD: u

EQUIPO Y HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			2,54
Prensa hidráulica	1	13,00	0,3	13,00
Torno horizontal	1	16,00	2	16,00
Soldadura	3	10,00	1	30,00
			PARCIAL M	\$ 61,54

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECIO/U	COSTO TOTAL C=A*B
-------------	--------	---------------	----------	-------------------------

Tubo estructural rectangular 100 x 50 mm	u	1,00	32,5	32,50
Plancha ASTM A36 de 3/8", 120x150	kg	4,00	8	32,00
Tubo estructural redondo 1 3/4"	kg	1,00	12,75	12,75
Tubo estructural redondo de 3"	kg	3,50	15	52,50
Bronce aluminio	kg	2,00	26,5	53,00
Pernos de cabeza hexagonal de 3/4" x 1"	u	4,00	0,275	1,10
Tuerca de seguridad 3/4"	u	4,00	0,418	1,67
Arandela plana 3/4"	u	4,00	0,1979	0,79
Pernos de anclaje Hilti M16x4"	u	4,00	5	20,00
			PARCIAL N	\$ 206,31

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte de tubo estructural rectangular	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecánico	1	3,22	13	41,86
Ingeniero mecánico	1	3,58	12	42,96
			PARCIAL P	84,82

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 355,68
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	71,14
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 426,81

Tabla 28 Materiales para la fabricación del subconjunto: Pistón neumático. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS

NOMBRE DEL OFERENTE: Ing. Juan Pérez
PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico
ITEM: 4
DESCRIPCION: Subconjunto: Pistón neumático
UNIDAD: u

EQUIPO Y HERRAMIENTA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIEN TO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B* C
-------------	---------------	---------------------	------------------------------	-------------------------------

Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados,etc)	3%MO			4,56
Torno horizontal	8	10,00	1	80,00
			PARCIAL M	\$ 84,56

MATERIALES

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Plancha ASTM A36 100 x 100mm	kg	2,00	5	10,00
Eje de acero AISI 1018, diámetro 60 x 80mm	kg	1,00	7,5	7,50
Eje de acero AISI 1018, diámetro 20 x 80mm	kg	1,00	4	4,00
Eje de acero AISI 1018, diámetro 40 x 25mm	kg	1,00	3,8	3,80
Pasador de 15mm de diámetro x 30mm de largo	kg	2,00	1,58	3,16
O-ring	u	2,00	1,26	2,52
			PARCIAL N	\$ 30,98

TRANSPORTE

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B* C
Transporte de aceros	u	1	3,00	1	3,00
				PARCIAL O	3,00

MANO DE OBRA

DESCRIPCION	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIEN TO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B* C
Ayudante mecánico	1	8,00	13	104,00
Ingeniero mecánico	1	4,00	12	48,00
			PARCIAL P	\$ 152,00

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		\$ 270,54
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	54,11
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		\$ 324,65

En la Tabla 29 se muestra el costo de cada subconjunto y el costo total al que se comercializara el elevador si se implementase el cilindro neumático para accionar el freno.

Tabla 29 Costos totales del mini elevador con pistón neumático. Fuente: Autores.

ANÁLISIS DE COSTOS TOTALES					
PROYECTO: Mini elevador de pluma con mando mecánico Fecha:					
Nº	Descripción	Unid.	Cantidad	P. Unitario	P. Total
1	Subconjunto: Pluma	u	1	633,34	\$ 633,34
2	Subconjunto: Cuerpo	u	1	932,24	\$ 945,81
3	Subconjunto: Base	u	1	426,81	\$ 426,81
4	Subconjunto: Pistón neumático	u	1	324,65	\$ 324,65
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
TOTAL					\$ 2330,62

Son: Dos mil trescientos treinta dólares con sesenta y dos centavos de dólar

Responsable: César Xavier Delgado Delgado

Con el análisis de precios unitarios se aprecia la variación del precio de venta del elevador según el diseño que se plantee construir, en la Tabla 30 se muestra esta variación y con lo cual se concluye que el diseño más óptimo con respecto a costos de producción y el precio de comercialización es el modelo con freno mecánico accionado por resorte, incluso este diseño resulta un 12,6 % más económico que el diseño original que se comercializa actualmente.

Tabla 30 Comparación de precios de venta al público

Comparación de precios de venta al publico	
Diseño	Precio de venta
<i>Mini elevador de pluma (actual)</i>	\$ 2295,88
<i>Mini elevador de pluma con resorte mecánico</i>	\$ 2005,47
<i>Mini elevador de pluma con cilindro neumático</i>	\$ 2330,62

10 Conclusiones

Se realizó el estudio de campo acerca de la satisfacción de los clientes, empresas contratistas y personas implicadas en la manipulación de mini elevadores de pluma de accionamiento manual, con el cual se determinó que el principal problema es el sistema de frenado.

Se rediseñó un mini elevador de pluma de accionamiento manual considerando la información levantada del sector de consumidores implicados, además, se corrigió los fallos existentes en el mini elevador de pluma actual en cuanto al dimensionado de sus elementos mecánicos evitando la replicación de patentes registradas.

Luego de las simulaciones de software realizadas se notó que los mini elevadores de pluma fabricados actualmente funcionan por encima del 100 % de su capacidad, por ende, se ocasionaban todos los problemas mencionados en la sección 4.1; gracias al rediseño realizado se logró mantener todos los elementos involucrados con un factor de utilización menor a 1.

La celosía rediseñada trabaja a un 20 % de su capacidad para disminuir la deformación generada por la carga, disminuyendo de esta manera las solicitudes verticales y posibles caídas de material del depósito, inclusive evitar deformaciones de la celosía o del cuerpo.

La posibilidad de implementar un sistema de cilindro neumático para el funcionamiento del freno automático da un toque de nueva tecnología en estos sistemas, sin embargo, su precio incrementa a \$ 2330,62, volviéndolo poco accesible para su comercio.

El rediseño que ocupa un resorte mecánico a compresión para el sistema de frenado automático resulta altamente eficiente en su aplicación y su costo disminuye a \$ 2005,47, inclusive menor al precio de venta actual que es de \$ 2295,88; esto se debe a la optimización de materiales realizada. Cabe recalcar que en los tres análisis de precios unitarios la utilidad es del 20%.

La disminución del precio de venta al público se debe principalmente al cambio de motor utilizado, ya que, se logró usar un motor de 9 HP en lugar de uno de 13,5 HP marca Honda en ambos casos, en donde la diferencia de precio de los motores es del 45 %.

Lo que permite cambiar el motor utilizado de 13,5 HP por uno de menor potencia se debe a que en los elevadores comercializados no tenía registros o pruebas de la potencia requerida, solamente se escogía el motor por estimaciones, además de que se cambió el diámetro de la polea que transmite el movimiento al eje de tracción, habitualmente se usa una de 20", en el rediseño se determinó una de 21" como la requerida para transmitir la velocidad y potencia necesarias para elevar la carga máxima de 250 kg.

El peso del mini elevador de pluma era un problema al momento de trasladar el mismo, por lo cual, se consiguió disminuir el peso de 334,9 kg a 139,105 kg, es decir 2,4 veces más ligero que el diseño actual.

El uso de un pistón neumático aumenta la eficiencia del sistema de freno del mini elevador, sin embargo, lo vuelve un sistema un poco más delicado debido a que el mal uso del mismo puede generar un desgaste excesivo permitiendo pérdidas de presión lo

que provocaría que el freno deje de funcionar incrementando el riesgo laboral. En cambio, con el uso de un resorte mecánico a compresión reducimos esa posibilidad de fallo ya que son menos componentes de los que depende el funcionamiento del freno.

11 Recomendaciones

Se recomienda a los usuarios que adquieran el mini elevador de pluma que antes de hacer uso de la máquina, los operadores sean capacitados bajo el documento ecuatoriano de seguridad en el uso de grúas CPE INEN 010:2013, como método de prevención de accidentes laborales.

Cuando el espesor de la loza donde va ser empotrado el mini elevador de pluma es menor a 4" se debe colocar pernos pasantes a la loza y colocar planchas de acero A36 por debajo hasta alcanzar un espesor mínimo de 4".

El empotramiento del mini elevador de pluma debe estar a 200 mm del voladizo de la loza donde va ser utilizado.

Antes de utilizar el mini elevador de pluma se debe inspeccionar la tensión de las bandas trapezoidales de las poleas, el sistema de frenado y las fibras de tracción; para evitar que las poleas patinen, se pierda tracción o acción de frenado por causas de desgaste normal de los elementos.

Si existe deficiencia en la tracción o en el frenado después de un tiempo prolongado de uso, se recomienda calibrar la distancia existente entre el carrete, zapatas y celoron, el cual debe ser máximo de 1 mm en total.

Se recomienda utilizar pernos de la marca HILTI o similares de alta calidad para el empotramiento del mini elevador de pluma al suelo, para garantizar un funcionamiento adecuado y evitar posibles caídas del mini elevador de pluma.

Se recomienda que los rodamientos y chumaceras sean reemplazados a las 8000 horas de trabajo como un método de mantenimiento preventivo.

En el soporte de las zapatas existe un cilindro de 3 mm de diámetro por 2 mm de alto que sirve para indicar el espesor mínimo de trabajo de la zapata, dicho cilindro al entrar en contacto con el anillo de frenado genera un ruido elevado como señal de que las zapatas deben ser reemplazadas inmediatamente.

12 Referencias bibliográficas

- [1] M. Cosmos, «Información técnica y comercial del celoron.», *Cosmos*, sep. 18, 2019. <http://diccionario.sensagehttps://www.cosmos.com.mx/wiki/celoron-cgqs.html> <http://www.celoron.com/CELORON/es-es/> (accedido sep. 18, 2019).
- [2] Diccionario RAE, «Definición y significado de Ferodos», 2018. <https://www.buscapalabra.com/definiciones.html?palabra=ferodos> (accedido sep. 18, 2019).
- [3] C. Instron, «Esfuerzo de fluencia - Instron», 2018. <https://www.instron.com.ar/our-company/library/glossary/y/yield-strength> (accedido dic. 04, 2019).
- [4] AutodeskInventor, «Primera tensión principal | Inventor | Autodesk Knowledge Network». <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2014/ESP/Inventor/files/GUID-8C3D24BC-D259-40D6-9543-6032B1B9B360-htm.html> (accedido feb. 18, 2020).
- [5] R. Lema, «Que es una grua», *ARQHYS ARQUITECTURA*, oct. 2018. <https://www.arqhys.com/contenidos/gruas.html> (accedido may 17, 2019).
- [6] A. Gutknecht D., «Mini-Gruas», *AFRON*, oct. 28, 2018. <http://www.afronsa.com/mini-gruas/>.
- [7] INEN, «Seguridad en el uso de grúas». 2013, [En línea]. Disponible en: <http://www.trabajo.gob.ec/wp-content/uploads/2012/10/CPE-INEN-0102013-SEGURIDAD-EN-EL-USO-DE-GR%C3%A9AS.pdf>.
- [8] L. Wilhelm, «DEFERRO EQUIPAMENTOS - MINI GRUA REFORCADA EXTRA FORTE 500 KILOS», *B2Brazil*. <https://b2brazil.com/hotsite/deferro/mini-grua-reforcada-extra-forte-500-kilo> (accedido may 22, 2019).
- [9] M. Á. S. Maza, *Operador de grúas torre*. Málaga - España: Innovación Y Cualificación, 2004.
- [10] R. Esquivel, «Qué es un polipasto, cómo funciona y qué tipos hay», *Revista Ferrepat*, ene. 22, 2018. <https://www.revista.ferrepat.com/ferreteria/que-es-un-polipasto-como-funciona-y-que-tipos-hay/> (accedido may 22, 2019).
- [11] Xintian J., «Mini polipasto eléctrico», CN205387443U, jul. 20, 2016.
- [12] ITCS, «Uniones soldadas», *ITCS*. <https://itsoldadura.org/es/detalle/archivos/1048/uniones-soldadas> (accedido dic. 08, 2019).
- [13] Monge, «TRABAJOS DE INGENIERIA: Uniones Atornilladas», *TRABAJOS DE INGENIERIA*, jul. 05, 2011. <http://ingenio-ulatina.blogspot.com/2011/07/uniones-atornilladas.html> (accedido nov. 07, 2019).
- [14] M. Bautista y S. Barros, «Diseño de una plataforma suspendida de nivel variable y desplazamiento horizontal para realizar trabajos de mantenimiento en fachadas de edificios», Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador, 2019.
- [15] Seek Corporation, «Catálogo de cables de acero y accesorios | Productos | CS BEAVER», *CSBeaver*, 2019. <https://csbeaver.com/categoria-de-producto/cables-acero/> (accedido nov. 05, 2019).

- [16] L. Leon, «Catálogo de cables y cadenas de acero de alta resistencia (LeonCables)», Quito, 2019. Accedido: nov. 06, 2019. [En línea]. Disponible en: www.leoncables.net.
- [17] FersaGrup, «Tipos de rodamientos y aplicaciones. Catálogo Fersa | Fersa Bearings», 2018. <https://www.fersa.com/es/producto> (accedido nov. 28, 2019).
- [18] SKF, «Plataforma de SKF para selección de rodamientos», 2019. <https://www.skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing> (accedido nov. 11, 2019).
- [19] V. autores, *Manual. Diagnósis preventiva del vehículo y mantenimiento de su dotación material (UF0680). Certificados de profesionalidad. Transporte sanitario (SANT0208)*. EDITORIAL CEP, 2017.
- [20] D. Meganeboy, «Sistema de frenos: frenos de tambor», *Aficionados a la mecánica*, 2014. <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-2.htm> (accedido may 20, 2019).
- [21] M. Redondo, «¿Cómo funcionan los frenos de disco?», *Autobild.es*, nov. 02, 2015. <https://www.autobild.es/noticias/como-funcionan-los-frenos-disco-271149> (accedido may 20, 2019).
- [22] S. Abril, «Diseño, desarrollo y fabricación de pistones de gas», *Gestión de compras*, 2017. <http://www.gestiondecompras.com/es/productos/componentes-mecanicos-y-de-ferreteria/pistones-de-gas> (accedido may 20, 2019).
- [23] G. Sauver, «Materiales | SAUVER, fabricante de material de fricción para frenos embragues y transmisiones.», *Sauver Friction Materials*. <https://www.sauvercomp.com/materiales/> (accedido sep. 12, 2019).
- [24] Trianite Sud Americana S.A., «Material para Freno», *Trianite Sud Americana S.A.* <http://www.trianite.com.ar/index.php/material-para-freno> (accedido sep. 12, 2019).
- [25] B. Lopez y J. Mulas, «Usos y aplicaciones de los productos Fenolicos Celoron, Baquelita, Bakelita, Celeron, Formica, Lamicoid, Micarta, Duraloy.», *BRUNSEN*, 2017. <http://www.comercioindustrial.net/productos.php?id=bu&mt=celoron> (accedido may 23, 2019).
- [26] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Octava edición. Mexico: McGraw-Hill, 2008.
- [27] Hongyu H., «Mini bastidor elevador eléctrico», CN207158671U, mar. 30, 2018.
- [28] Z. Pingliang, «Grúa pequeña específica para la familia», CN201136744Y, oct. 22, 2008.
- [29] C. R. Agostini y T. Agostini, «Mini-grúa para elevación de carga», BRPI0904299A2, sep. 01, 2015.
- [30] Fuhai C., Shunde G., Liangbin H., Yahui Z., Yibing Z., y Yi H., «Grúa miniatura», CN102689845B, ago. 27, 2014.
- [31] Wu Y. *et al.*, «Grúa pequeña», CN103569877B, jul. 15, 2015.
- [32] Pengfei S., «Micro grúa», CN2887825Y, abr. 11, 2007.
- [33] Fèngxiáng Z., Benyu W., y Deju G., «Mini grúa giratoria de un solo brazo», CN201183719Y, ene. 21, 2009.

- [34] Chengbin S., «Mini grúa de dos vías», CN2586679Y, nov. 19, 2003.
- [35] S. Wilson, «Mejores programas de ingeniería», 2019. <https://www.deingenierias.com/software-o-programas-de-ingenieria/> (accedido sep. 25, 2019).
- [36] R. Palomares, «Teorías de falla y sus aplicaciones», p. 91.
- [37] L. Martinez «Cap04-Falla.». Accedido: feb. 04, 2020. [En línea]. Disponible en: http://ing.unne.edu.ar/mecap/Apuntes/Estabilidad_2/Cap04-Falla.pdf.
- [38] Cedar Lake Ventures, «Clima promedio en Cuenca-Ecuador», *Weather Spark*, 2019. <https://es.weatherspark.com/y/19348/Clima-promedio-en-Cuenca-Ecuador-durante-todo-el-a%C3%B1o> (accedido oct. 22, 2019).
- [39] Anónimo, «Diario El Metro», *Metro Ecuador*, 2019. <https://www.metroecuador.com.ec/ec/noticias/2016/07/26/167-cm-estatura-promedio-ecuatorianos.html> (accedido oct. 22, 2019).
- [40] Ministerio de relaciones laborales, *DSST-NT-34 Cargas en elevación*. Ecuador, 2013.
- [41] D. Rodríguez, «NTP 736: Grúas tipo puente (I): generalidades». GRUPO DE TRABAJO FEM - AEM, 2006.
- [42] J. Tamborero, «NTP 866 - Eslingas de cables de acero». CENTRO NACIONAL DE CONDICIONES DE TRABAJO, 2010.
- [43] J. Tamborero, «NTP 971 - Andamios colgados móviles de accionamiento manual». 2013.
- [44] D. Martínez, «Diseño y cálculo de la estructura de una grúa pórtico de 50 t de capacidad y 50 m de luz», ESCUELA SUPERIOR DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS EXPERIMENTALES, 2016.
- [45] J. Ezoic, «Carga de Impacto | Construpedia, enciclopedia construcción». https://www.construmatica.com/construpedia/Carga_de_Impacto (accedido nov. 26, 2019).
- [46] R. F. Moreno y A. M. Rodríguez, «Análisis por elementos finitos de cargas de impacto en elementos estructurales de máquinas agrícolas», vol. 18, n.º 3, p. 8, 2009.
- [47] SKF, «Vida nominal del rodamiento». <https://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life/index.html> (accedido dic. 12, 2019).
- [48] I. Bohman, «Catálogo de aceros especiales y comunes de la industria». 2019, Accedido: nov. 11, 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.bohman.com.ec/>.
- [49] DIPAC Manta S.A., «Tubo Estructural Redondo Negro», *Dipac Manta S.A.* <http://www.dipacmanta.com/tubo-estructural-redondo-negro> (accedido ene. 21, 2020).
- [50] M. Luchriher, «Acero SAE 1008 Y 1010 para maquinaria», *Aceros Luchriher*. <https://acerosluchriher.com/acero-sae-1008-y-1010/> (accedido dic. 05, 2020).
- [51] «ANSI-AWS-D1.1.-2000.pdf». Accedido: dic. 16, 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.soldaceros.com.pe/wp-content/uploads/2015/09/ANSI-AWS-D1.1.-2000.pdf>.

- [52] «Explicación de Clasificaciones AWS | Lincoln Electric», *lincolnelectric*. <https://www.lincolnelectric.com/es-mx/support/process-and-theory/Pages/aws-classifications-detail.aspx> (accedido dic. 16, 2019).
- [53] DIPAC, «Catálogo de platinas de acero A36 (DIPAC)». 2019, Accedido: nov. 28, 2019. [En línea]. Disponible en: <http://www.dipacmanta.com/platinas>.
- [54] J. Mogrovejo, «Catálogo de resistencia de Pernos y Tuercas». 2019, [En línea]. Disponible en: http://www.casadelperno.com/AyudaTecnica_Resistencia.html.
- [55] Indura, «Manual de soldadura», Ecuador, 2018.
- [56] I. Bohman, «Catálogo de bronce especiales». 2019, Accedido: dic. 16, 2019. [En línea]. Disponible en: <https://www.ivanbohman.com.ec/product-detail/bronce-especiales/>.
- [57] Metalurgia Vulcano, «seleccion-de-cojinetes-de-bronce-1487719348.pdf». Accedido: mar. 21, 2020. [En línea]. Disponible en: <http://www.metalurgicavulcano.com/uploads/seleccion-de-cojinetes-de-bronce-1487719348.pdf>.
- [58] Anónimo, «¿Por qué usar bujes de bronce? | Casquillos y cojinetes de bronce GGB», *GGB*. <https://www.ggbearings.com/es/faq/por-que-usar-bujes-o-cojinetes-de-bronce> (accedido mar. 21, 2020).
- [59] MetalurgiaVulcano, «Lubricacion de cojinetes de bronce». 2017, [En línea]. Disponible en: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=2ahUKEwi-7tqmtL_mAhXBs1kKHafAHsQFjAAegQIAhAC&url=http%3A%2F%2Fwww.metalurgicavulcano.com%2Fuploads%2Fcanales-de-lubricacion-1487719387.pdf&usg=AOvVaw0G98_RjEcWZsm6DrJCp4Th.
- [60] SKF, «Catálogo de SKF Rodamientos y unidades de rodamientos». 2019, Accedido: dic. 04, 2019. [En línea]. Disponible en: https://www.skf.com/binary/92-244309/SKF-Energy-Efficient-Y-bearing---12759_4-ES.pdf.
- [61] «Chrome Silicon - ASTM A 401 - Spring Wire Properties». https://optimumspring.com/technical_resources/materials/steel_alloys/chrome_silicon_401_spring_wire.aspx (accedido feb. 27, 2020).
- [62] Anónimo, «Resortes / muelles / helicoidales de compresión.», *FullMecanica.com*. <http://www.fullmecanica.com/definiciones/r/1183-resortes-helicoidales-de-compresion> (accedido feb. 27, 2020).
- [63] Anónimo, «Resortes helicoidales de tension.» <http://www.fullmecanica.com/definiciones/r/1239-resortes-helicoidales-de-tension> (accedido feb. 21, 2020).
- [64] HONDA, «Honda | Ecuador», *HONDA*, ene. 15, 2020. <https://motos.honda.com.ec/producto-de-fuerza> (accedido feb. 29, 2020).
- [65] «Cañería Galvanizada», *Dipac Manta S.A.* <http://www.dipacmanta.com/cañeria-galvanizada> (accedido nov. 23, 2019).
- [66] H. Española, «Especializado en herramientas profesionales - Hilti Española». <https://www.hilti.es> (accedido mar. 13, 2020).

- [67] Adheplast, «fondo anticorrosivo gris unidas esmalte - Búsqueda de Google». https://www.google.com/search?q=fondo+anticorrosivo+gris+unidas+esmalte&tbm=isch&ved=2ahUKEwiOyqyAqpHoAhWORTABHeCuDR8Q2-cCegQIABAA&oq=fondo+anticorrosivo+gris+unidas+esmalte&gs_l=img.3...19172.20361..20504...0.0..0.487.1799.3-1j3.....0....1..gws-wiz-img.3pTwhoblqCY&ei=pkZoXo7fIo6LwbkP4N22-AE&client=firefox-b-d#imgsrc=5VJ21AnukbsK0M&imgdii=WOOEU-U0-ADAhM (accedido mar. 10, 2020).
- [68] Unidas, «Pinturas Unidas | Colores». <https://www.pinturasunidas.com/colores#home> (accedido mar. 10, 2020).
- [69] DIPAC, «Tubo Cédula 80», *Dipac Manta S.A.*, feb. 13, 2020. <http://www.dipacmanta.com/tubo-cedula-80> (accedido feb. 13, 2020).
- [70] Anónimo, «Catálogo de materiales de ImportAceros». 2019, Accedido: dic. 04, 2019. [En línea].
- [71] DIPAC, «Catálogo de Correas “G” (DIPAC)», *Dipac Manta S.A.*, feb. 13, 2020. <http://www.dipacmanta.com/correa-g> (accedido feb. 13, 2020).

13 Anexos

Anexo 1 Catálogo de cables de acero [16]

CABLES DE ACERO CLASE 6X19



Sin duda esta es la construcción de cable más usada debido a su alta resistencia a la abrasión y gran flexibilidad.

En este grupo, los torones están compuestos de 16 a 26 alambres.

El cable 6 x 19 Filler (6x25) negro con alma de fibra o con alma de acero es el más empleado.

Además de su gran flexibilidad, tiene la ventaja de ser muy resistente a la abrasión y al aplastamiento.

Los cables con alma de acero se utilizan donde el cable puede verse sujeto a aplastamiento o a altas temperaturas.

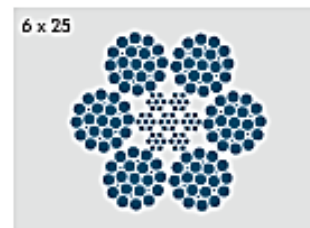
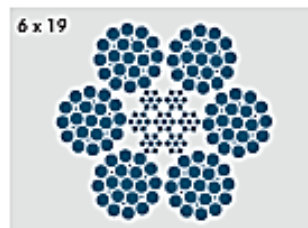
También existen construcciones especiales tales como la clase 6x21 negro con alma de fibra, regular izquierda sin preformar, usado en equipos de perforación por percusión.

Otra construcción especial es la clase 3x19 negro (Slusher), empleada en el desarenado de pozos de perforación.

El cable 6x19 galvanizado con alma de fibra o alma de acero, por su gran resistencia a la corrosión y su flexibilidad, es el favorito para remolcar las redes sumergidas a profundidades variables durante la pesca de arrastre.

Dentro de la clase 6x19, el cable 6x24 galvanizado con alma de fibra, por su gran flexibilidad es muy usado en aplicaciones marinas tales como amarres y remolques. Está formado por torones de alambre galvanizado con alma de fibra, cerrados alrededor del alma de fibra para formar el cable.

Diámetro		Peso aprox. en kgs. por metro	Escala de la ruptura en toneladas Arado fibra Mejorado
mm	pulg.		
3,2	1/8	0,04	0,77
4,8	3/16	0,10	1,50
6,4	1/4	0,17	3,06
8	5/16	0,27	4,78
9,5	3/8	0,39	6,88
11,3	7/16	0,52	9,28
13	1/2	0,68	12,1
14,3	9/16	0,88	15,2
16	5/8	1,07	18,7
18	3/4	1,38	26,7
22	7/8	2,11	36,1
26	1	2,78	46,9
29	1 1/8	3,48	59,0
32	1 1/4	4,30	72,8
35	1 3/8	5,21	87,1
38	1 1/2	6,19	103,0
42	1 5/8	7,26	120,0
45	1 3/4	8,44	139,0
48	1 7/8	9,87	159,0
52	2	11,00	180,0
54	2 1/8	12,40	200,0
57	2 1/4	13,90	224,0
60	2 3/8	15,50	249,0
64	2 1/2	17,30	274,0



Anexo 2 Características del rodamiento SKF 62305-2RS1 [18]

BEARING PROPERTIES									
Designation	Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	
SKF Explorer		Bore	Outer diameter	Width	Dynamic	Static		Reference	Limiting
► Popular item		d	D	B	C	C ₀	P ₀	n _{ref}	n _{lim}
		mm			kN			r/min	
► 6307-2Z	Deep groove ball bearing	35	80	21	35.1	19	0.815	19000	9500

Anexo 3 Propiedades del acero de transmisión o SAE 1018 [48]

► Cód. IBCA: SAE 1018 - Tolerancias h10 - h11



Información general				
Acero de bajo contenido de carbono.				
Análisis típico %	C	Mn	P	S
SAE 1018	0,15 - 0,20	0,60	0,040	0,060
Código de color	Azul			

Aplicaciones	Propiedades mecánicas												
Donde se requiera aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ejemplo: pernos y tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.	Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas 2 1/2" o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7", 8", 9" y 10" son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste. <table> <tr> <td>Diámetro, mm</td><td></td></tr> <tr> <td>Esfuerzo de cedencia (kg/mm²)</td><td>min 31</td></tr> <tr> <td>Resistencia a la tracción (kg/mm²)</td><td>51 - 71</td></tr> <tr> <td>Elongación, A5</td><td>20 %</td></tr> <tr> <td>Reducción de área, Z</td><td>57 %</td></tr> <tr> <td>Dureza (HB)</td><td>103</td></tr> </table>	Diámetro, mm		Esfuerzo de cedencia (kg/mm ²)	min 31	Resistencia a la tracción (kg/mm ²)	51 - 71	Elongación, A5	20 %	Reducción de área, Z	57 %	Dureza (HB)	103
Diámetro, mm													
Esfuerzo de cedencia (kg/mm ²)	min 31												
Resistencia a la tracción (kg/mm ²)	51 - 71												
Elongación, A5	20 %												
Reducción de área, Z	57 %												
Dureza (HB)	103												

Medidas en stock					
Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)
1/4	0,2	1.3/8	7,5	4	63,6
5/16	0,4	1.1/2	8,9	4.1/2	80,5
3/8	0,6	1.3/4	12,2	5	99,4
1/2	1,0	2	15,9	5.1/2	120,3
5/8	1,6	2.1/4	20,1	6	143,2
3/4	2,2	2.1/2	24,9	7	194,9
7/8	3,0	2.3/4	30,1	8	254,6
1	4,0	3	35,8	9	322,2
1.1/8	5,0	3.1/4	42,0	10	397,8
1.1/4	6,2	3.1/2	48,7		

* Medidas y pesos son teóricos IVAN BOHMAN C.A. facturará al peso del material una vez efectuado el corte

Anexo 4 Catálogo de platina de acero A36 de DIPAC [53]

Platina de Acero ASTM A36



PLATINA ACERO A36

Platinas de acero laminado al caliente (LAC), son ampliamente utilizados para toda la fabricación en general y reparaciones en el mantenimiento industrial, implementos agrícolas, equipos de transporte, etc.

Especificaciones: ASTM A36, AISI A36

Fácil de soldar, cortar, dar forma y maquinarse.

Longitud 6 metros.

Propiedades Mecánicas	Límite de Fluencia (kg/cm ²) mín.	2530
	Resistencia a la Tracción (kg/cm ²)	4080-5620
	Alargamiento en 200 mm 1/8" y 3/16"	15.0% mínimo
	Alargamiento en 200 mm 1/4"	17.5% mínimo
	Alargamiento en 200 mm 5/16", 3/8", 5/8", 3/4" y 1"	20% mínimo
	Doblado a 180°	Bueno
	Soldabilidad	Buena

Espesor		Ancho		Peso Teórico
mm	pulg	mm	pulg	Kg/6m
3.0	1/8"	12	1/2"	1.82
		16	5/8"	2.34
		18	3/4"	2.88
		25	1"	3.84
		31	1 1/4"	4.80
		38	1 1/2"	5.76
4.5	3/16"	50	2"	7.62
		12	1/2"	2.88
		16	5/8"	3.68
		18	3/4"	4.44
		25	1"	5.88
		31	1 1/4"	7.08
6.0	1/4"	38	1 1/2"	8.92
		50	2"	11.40
		58	2 1/4"	12.84
		63	2 1/2"	14.22
		75	3"	17.10
		12	1/2"	3.84
8.0	5/16"	16	5/8"	4.80
		18	3/4"	5.76
		25	1"	7.68
		31	1 1/4"	9.48
		38	1 1/2"	11.40
		50	2"	15.18
9.5	3/8"	63	2 1/2"	18.96
		75	3"	22.80
		100	4"	30.36
		25	1"	11.52
		31	1 1/4"	14.28
		38	1 1/2"	17.10
12	1/2"	50	2"	22.80
		63	2 1/2"	28.44
		75	3"	34.20
		100	4"	45.60
		25	1"	15.24
		38	1 1/2"	22.74
16	5/8"	50	2"	30.36
		63	2 1/2"	37.98
		75	3"	45.60
18	3/4"	100	4"	60.78
		63	2 1/2"	47.48
		75	3"	57.60
25	1"	100	4"	75.96
		100	4"	91.14
		75	3"	91.14
30	1 1/4"	100	4"	121.58
		100	4"	121.58

* Equivalencias de conversión son aproximadas.

* Fotos y datos referenciales. No aceptamos responsabilidad por usos incorrectos o mal interpretaciones de estos datos.

Anexo 5 Catalogo de cañerías negra y galvanizada [65]

CAÑERÍAS NEGRA/GALVANIZADA



Especificaciones Generales:

Calidad:	ISO-65 SERIE LIVIANA II
Acabado:	Acero negro o Galvanizado
Largo Normal:	6.00m
Dimensiones:	Desde 1/2" a 4"
Espesores:	Desde 2,00mm a 3,6mm

NOMENCLATURA	
A=	Área de la sección transversal del tubo, cm ²
I=	Momento de inercia de la sección, cm ⁴
W=	Módulo resistente de la sección, cm ³
i=	Radio de giro de la sección cm

Dimensiones				Propiedades			
Diámetro D	Espesor e	Peso P	Área A	I	W	i	
Nominal							
Pulg	mm	mm	Kg/4m	cm	cm ⁴	cm ³	cm
1/2	21.35	2.00	0.99	1.22	0.57	0.59	0.98
3/4	26.90	2.30	1.45	1.78	1.34	1.09	0.87
1	33.70	2.50	1.96	2.45	2.98	1.91	1.10
1 1/4	42.40	2.50	2.55	3.13	6.24	3.13	1.41
1 1/2	48.30	2.65	3.02	3.87	10.05	4.41	1.61
2	60.30	2.65	3.79	4.89	20.26	7.04	2.04
2 1/2	73.00	3.20	5.65	7.02	42.73	12.24	2.47
3	88.90	3.20	6.81	8.62	79.09	18.46	3.03
4	114.30	3.60	9.92	12.52	191.78	34.65	3.91

Anexo 6 Catálogo de tubería sin costura cedula 80 [69].

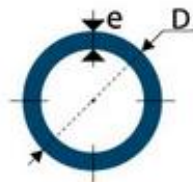
Tubería sin costura cédula 80

Tubería de acero ideal para conducción de fluidos y gases en minería, petroquímica, pesca en general. Tubos para industria petrolera. Tubos para servicio a altas temperaturas. Disponible en acero negro y galvanizado

Especificaciones Generales:

- **ASTM A 53 GRB:** Conducción fluidos y gases en minería, petroquímica, pesca y en general.
- **API 5L:** Tubos para industria petrolera
- **ASTM A 106:** Tubos para servicio a altas temperaturas
- **Recubrimiento:** Negro o Galvanizado
- **Largo Normal:** 6.00m
- **Otros Largos:** Previa Consulta
- **Acabado:** Acero negro

DESCARGAR CATÁLOGO 



COMPOSICIÓN QUÍMICA %				
C Max	Mn	P Max	S Max	
0.3	1.2	0.05	0.06	

PROPIEDADES MECÁNICAS				
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO DE FLUENCIA		Elongación % Min
Kg/mm ²	Psi	Kg/mm ²	Psi	
42.2	60000	24.6	35000	30 - 35

DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm ²	lb/pulg ²	kg/mts
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65
14"	355.60	14.00	11.13	0.43	92	1310	94.55

*Otros largos y acabados previa consulta

Anexo 7 Resistencia de pernos de acero Grado 5 [54]

Av. General Enriquez 1750, C.C. Sangolquí Planta Baja, Sangolquí - Ecuador (593-2) 233-4098 (593-2) 233-1381

LA CASA DEL PERNO
Los Profesionales en Pernos

25 AÑOS

Google Búsqueda persona

Redes Sociales

Cientes Productos Ayuda Técnica Novedades Contacto

Resistencia de Pernos y Tuercas

Perno DIN Clase 10.8
< 16/17 >

Temas Relacionados

- Productos - Pernos de Acero
- Productos - Allen y Prisioneros
- Productos - Tuercas
- Ayuda Técnica - Recomendaciones

SAE: Society of Automotive Engineers

NUMERO DE GRADO	MATERIAL	CARGA DE PRUEBA (KPSI)	ESFUERZO DE RUPTURA (KPSI)
1, 2	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	55 - 33	74 - 60
5	Acero al carbono, templado y revenido	85 - 74	120 - 105
5.2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	85	120
7	Acero al carbono aleado, templado y revenido	105	133
8	Acero al carbono aleado, templado y revenido	120	150
8.2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	120	150

ASTM: American Society for Testing and Materials

NUMERO DE GRADO	MATERIAL	CARGA DE PRUEBA (KPSI)	ESFUERZO DE RUPTURA (KPSI)
A307	Acero de bajo carbono	55 - 33	74 - 60
A325 tipo 1	Acero al carbono, templado y revenido	85 - 74	120 - 105
A325 tipo 2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	85 - 74	120 - 105

Anexo 8 Diámetros y áreas de roscas unificadas de tornillos UNC y UNF* [31]

Tabla 8-2

Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

* Esta tabla se compiló de la norma ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.299\ 038p$ y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. Para calcular el área de esfuerzo de tensión se usaron la media del diámetro de paso y el diámetro menor.

Anexo 11 Bronces especiales [56]

Bronces Especiales

BRONCES

► SAE 40 (BS-1400 LG-2) / SAE 660 (BS-1400 LG-4)

Información general

Aleación de cobre de buenas cualidades elásticas y de resistencia al desgaste. Alta pureza de material, con la eliminación total de porosidad interna. Buena conductividad térmica, resistencia a la corrosión y facilidad de maquinado.

Análisis típico %	Cu	Sn	Pb	Zn	Ni
SAE 40	Resto	4 a 7 %	4 a 6.5 %	4 a 6.5 %	—
SAE 660	Resto	6 a 8 %	5 a 8 %	3.5 a 5.5 %	2 %

Aplicaciones

Donde hay aplicación de cargas ligeras y velocidades de baja a media, con sistemas de lubricación normal. Respallos de cojinetes, arandelas de empuje de transmisiones automotrices, cojinete múltiples, manguitos de bomba y bocines. Utilizado donde se requiere mucho maquinado.

Dureza de suministro: Mínimo 70HB

Propiedades Mecánicas

SAE 40 / SAE 660

Límite elástico N/mm ²	Carga de rotura N/mm ²	Dureza HB 10/100
110 - 120	250 - 260	67 - 70

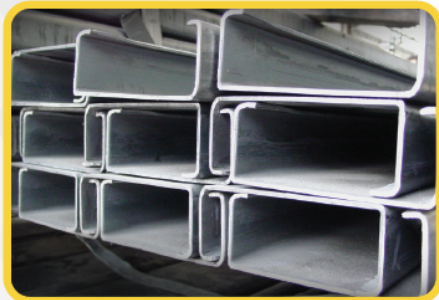
Anexo 12 Chumacera E2.YAR 207-2F [18]

BEARING PROPERTIES

Designation	Bearing type	Principal dimensions	Basic load ratings	Fatigue load limit
SKF Explorer ► Popular item		Bore Outer diameter width d D B mm	Dynamic Static C C ₀ P _u kN	
Left ► YAR 207-2F	Insert bearing	35 72 42.9	25.5 15.3	0.655

Anexo 13 Catalogo de correa G [71]

PERFILES ESTRUCTURALES CORREAS "G"

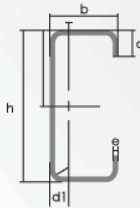


Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 1623
Calidad:	ASTM A36 - SAE J 403 1008
Largo Normal:	6.00m y medidas especiales
Espesores:	Desde 2mm - 12mm
Acabado:	Acero negro y galvanizado

PERFILES

Designación	Dimensiones				Masa	A	d1	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	c	e				Ix	Iy	Wx	Wy	Ix	Iy
	mm	mm	mm	mm	Kg/m	cm ²	cm	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	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
G 100x50x15x2	100	50	15	2	3,38	4,34	1,73	69,24	14,98	13,85	4,57	4,00	1,86
G 100x50x15x3	100	50	15	3	4,89	6,31	1,72	97,78	20,51	19,56	6,25	3,94	1,8
G 100x50x15x4	100	50	15	4	6,29	8,15	1,71	122,5	24,85	24,49	7,55	3,88	1,75
G 100x50x20x4	100	50	20	4	6,60	8,55	1,85	126,7	28,5	25,34	9,05	3,85	1,83
G 100x50x25x5	100	50	25	5	8,35	10,86	1,98	152,51	36,52	30,5	12,09	3,75	1,83
G 125x50x15x2	125	50	15	2	3,77	4,84	1,56	116,4	16,16	18,63	4,69	4,91	1,83
G 125x50x15x3	125	50	15	3	5,48	7,06	1,55	165,5	22,16	26,48	6,43	4,84	1,77
G 125x50x15x4	125	50	15	4	7,07	9,15	1,54	208,7	28,88	33,39	7,78	4,78	1,71
G 125x50x15x5	125	50	15	5	8,55	11,11	1,54	246,2	30,41	39,39	8,78	4,71	1,65
G 125x50x50x4	125	50	20	4	7,39	9,55	1,68	217	30,9	34,7	9,32	4,77	1,8



Anexo 14 Ficha técnica de motor Honda GX 270 [64]



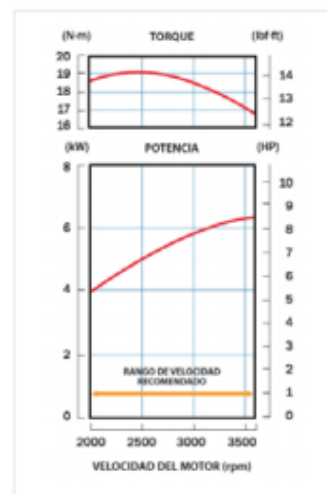
MOTOR GX270

CARACTERÍSTICAS

- 9 hp
- Alerta de aceite
- 25 kg



MOTOR	
TIPO	QX
ENFRIAMIENTO	AIRE FORZADO
LUBRICACIÓN	RESALPIQUE
ALERTA DE ACEITE	SI
POTENCIA	9 hp a 3.600 rpm
ARRANQUE	MANUAL
CAP. DE COMBUSTIBLE	5.3 lts.
CONSUMO DE COMBUSTIBLE	2.4 lts./hrs. a 3.600 rpm
CAPACIDAD DE ACEITE	1.1 lts.
PESO	25 kgs.

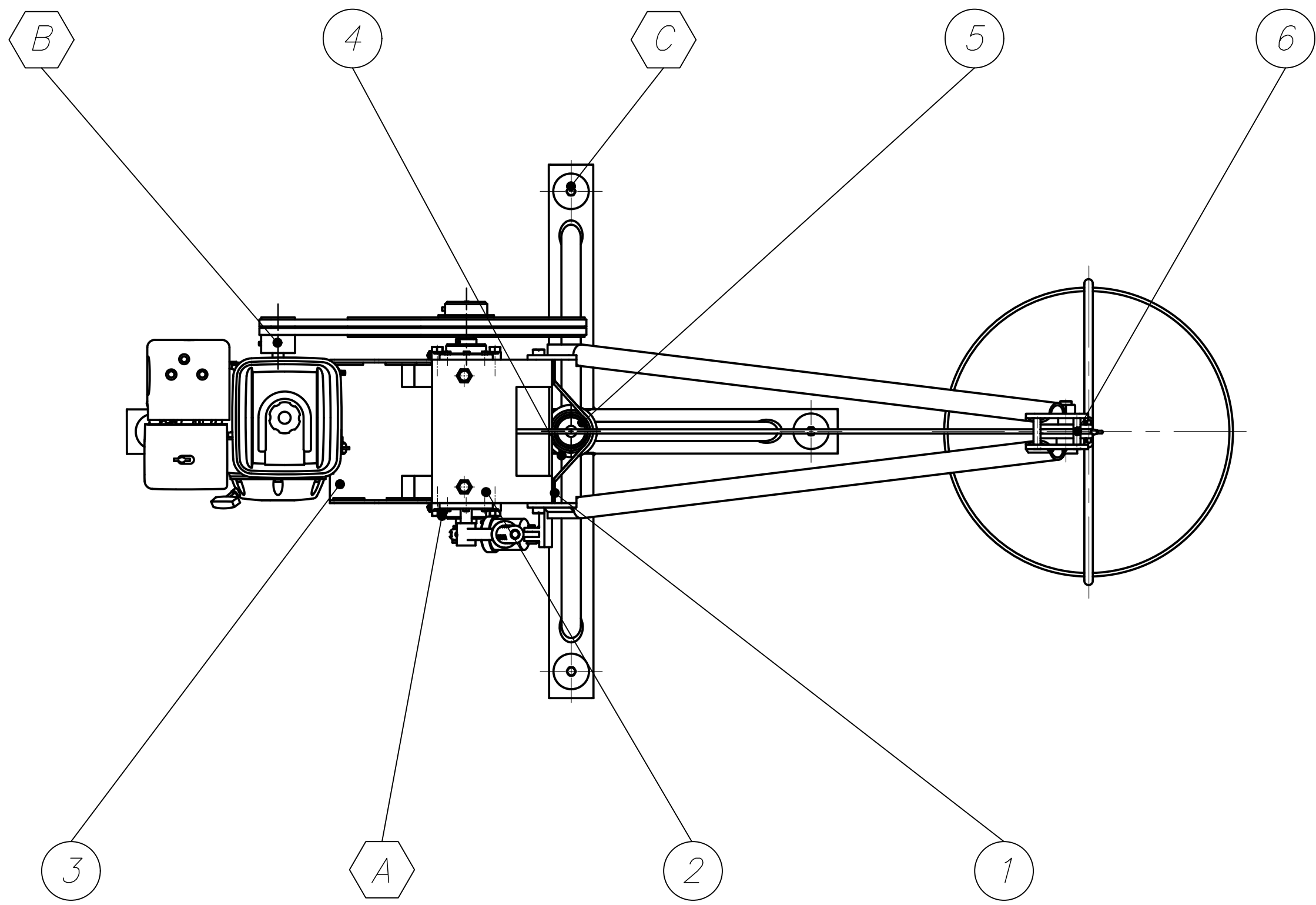
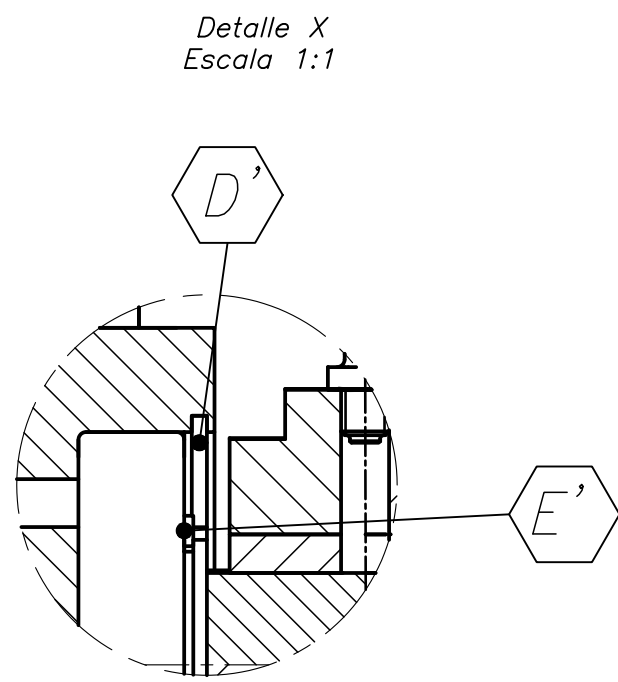
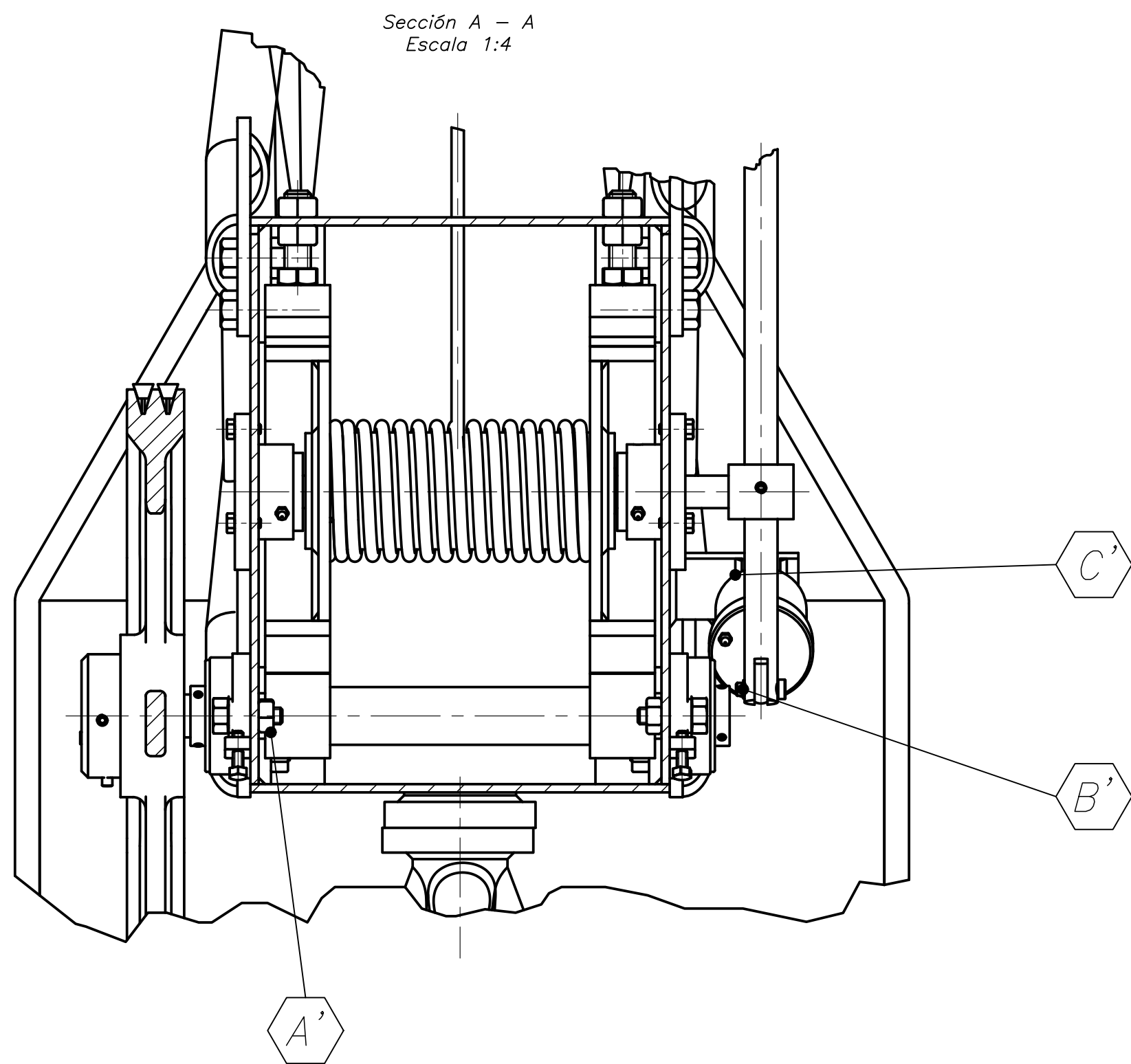
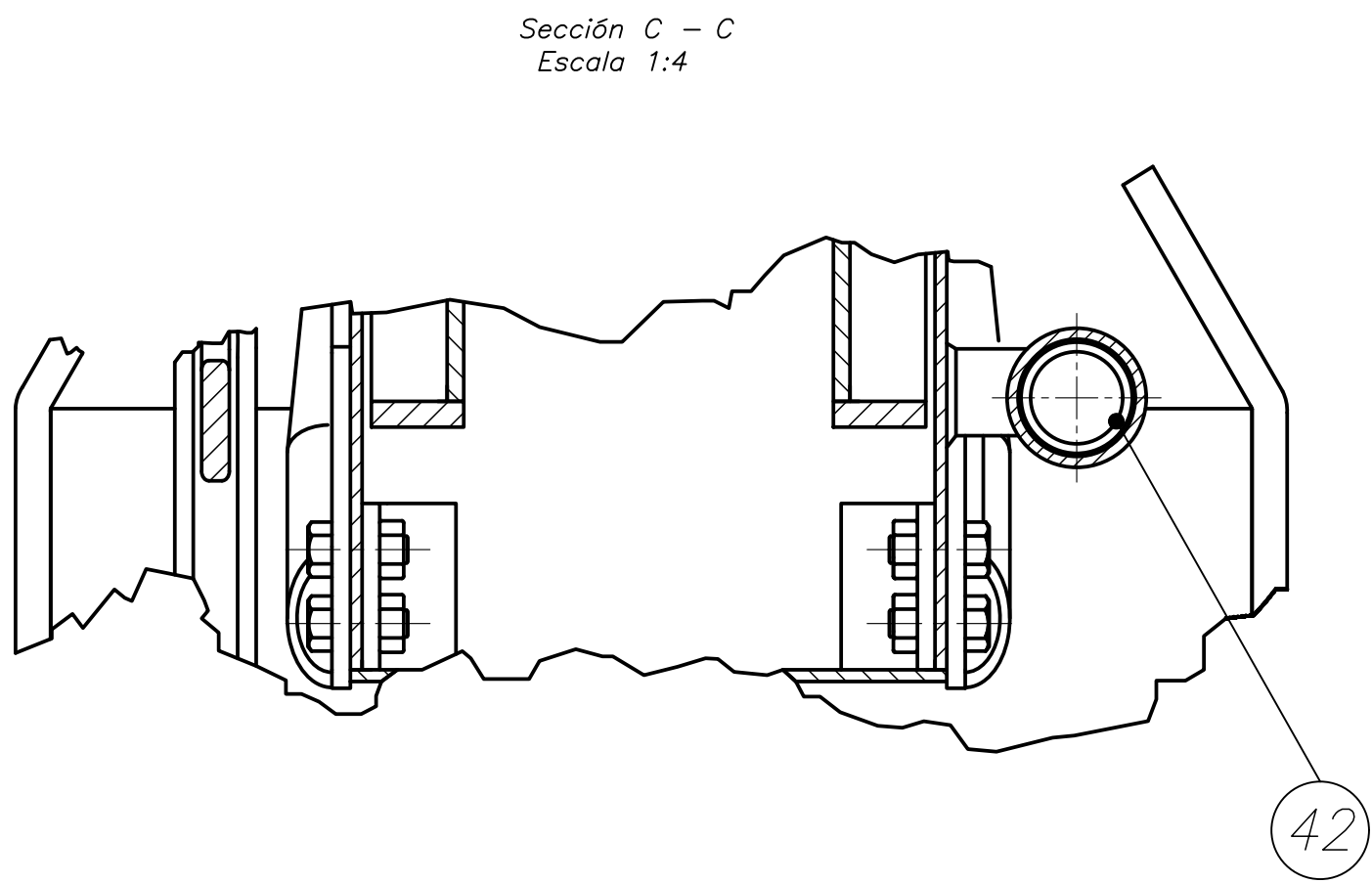
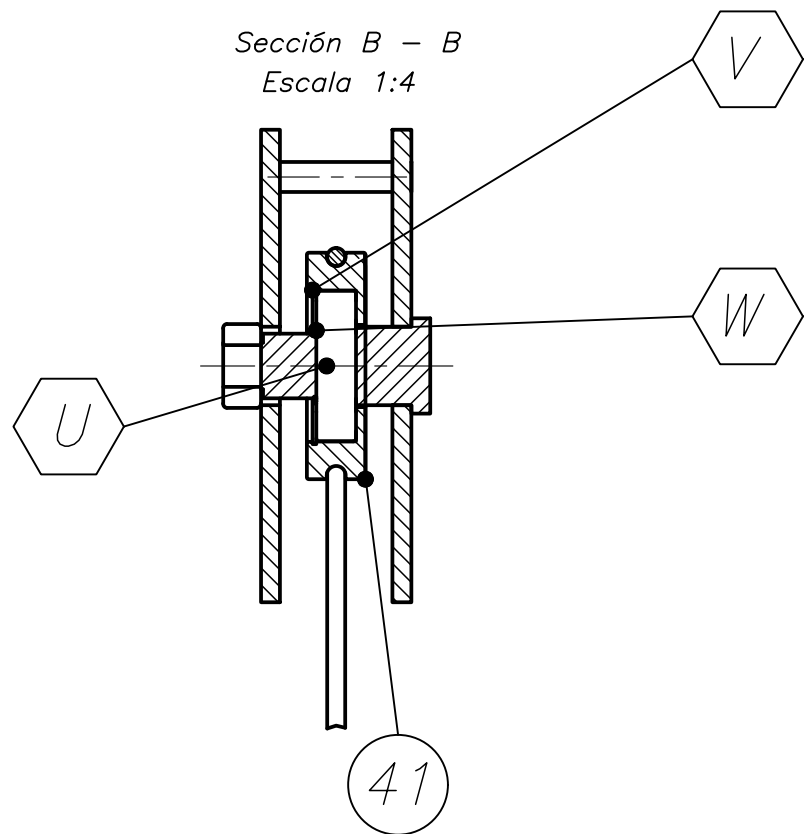
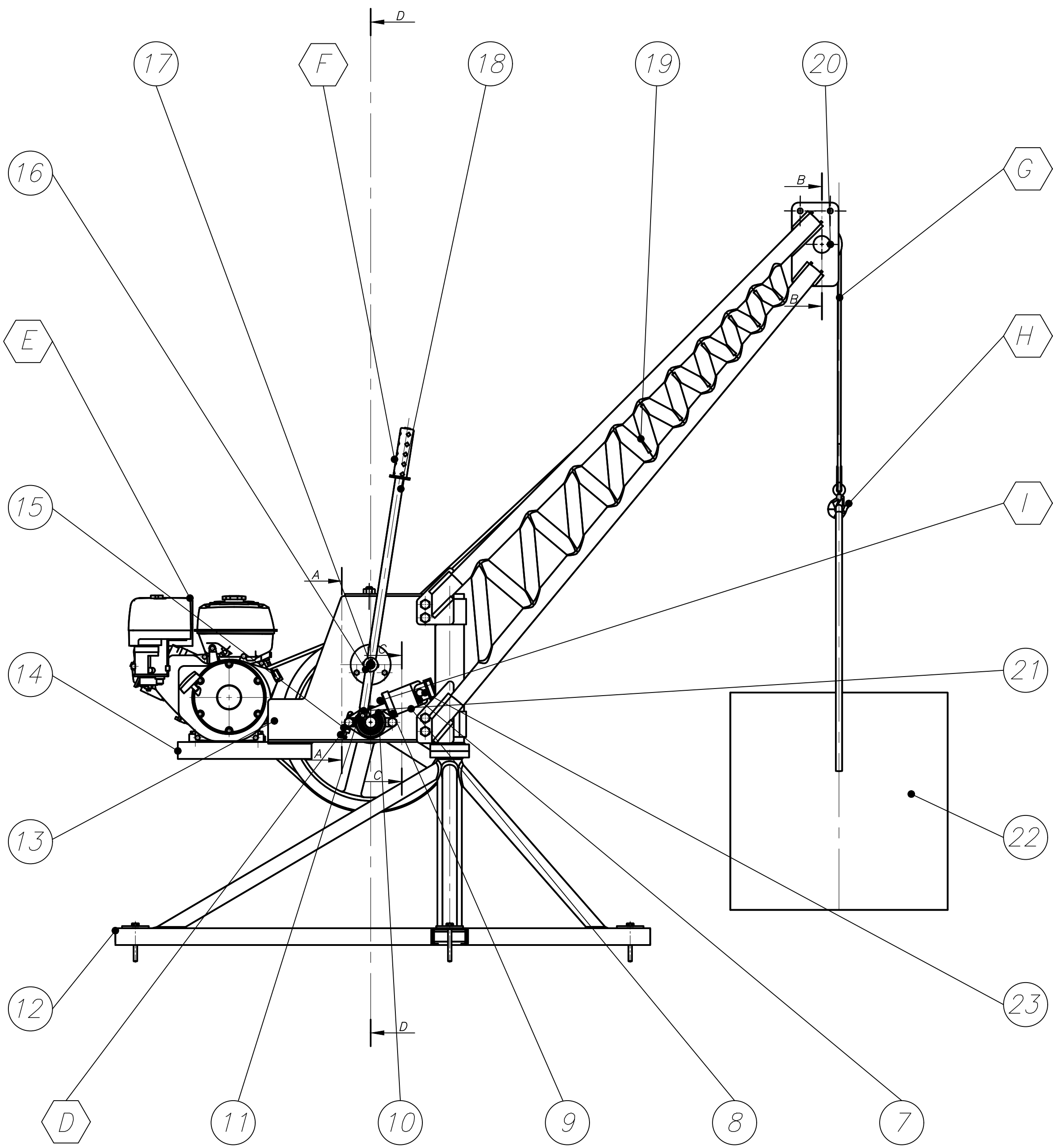
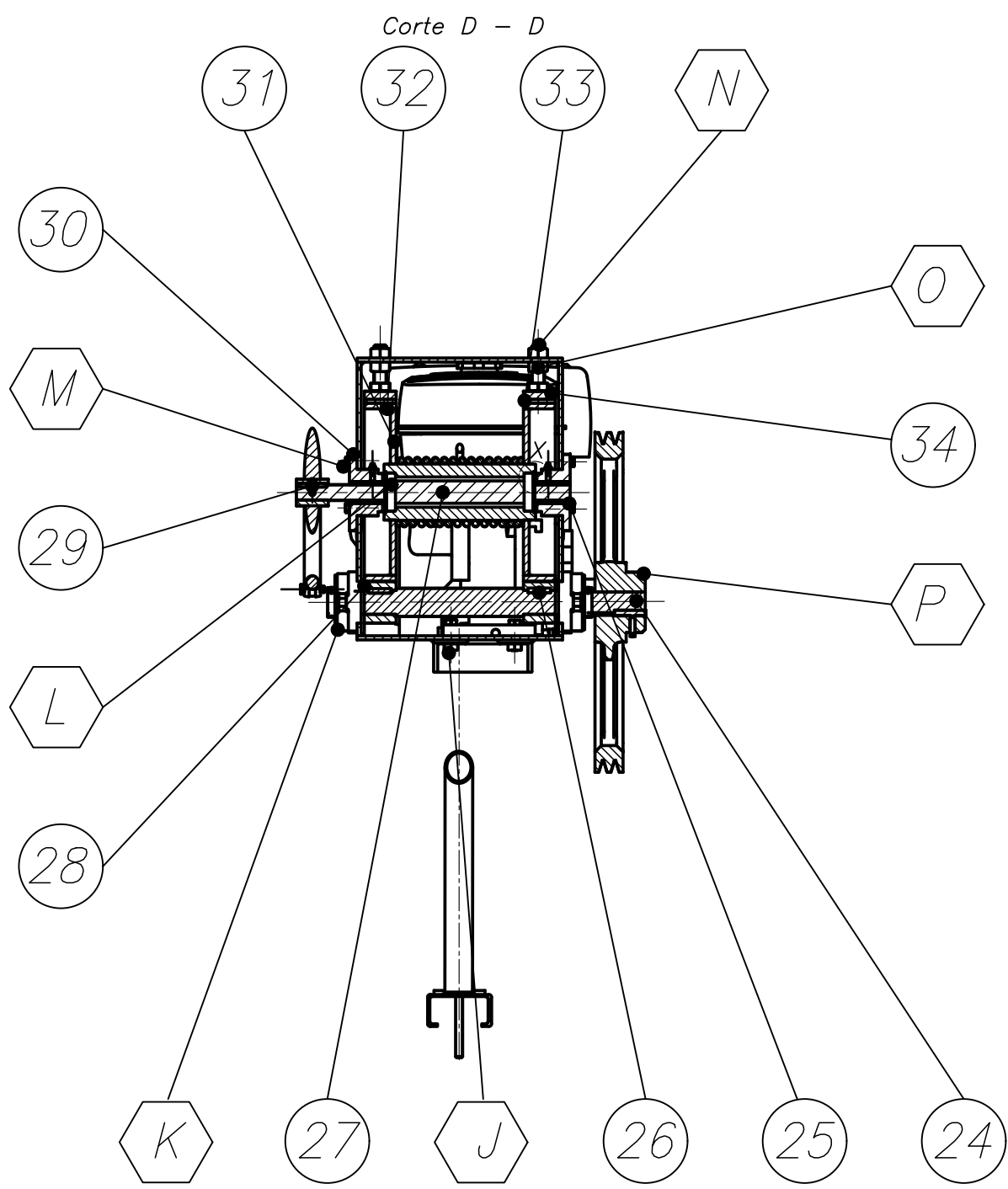
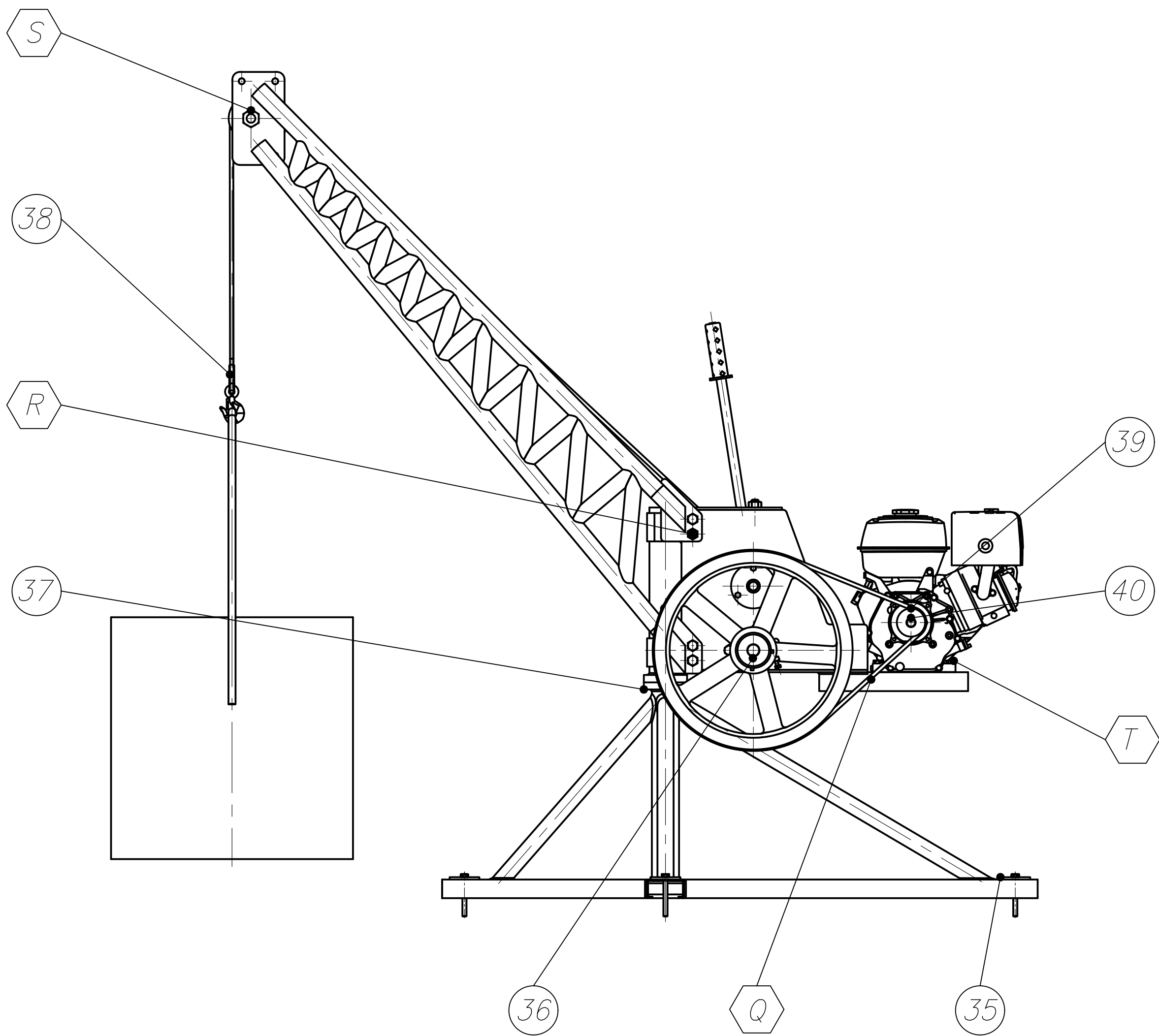


Anexo 15 Plano de conjunto y planos de los particulares del rediseño del mini elevador de pluma.

Las láminas 42, 43 y 44 son planos esquemáticos tipo explosión que sirven para entender de mejor manera el ensamblado del rediseño del mini elevador de pluma.



A6
105x148
A5
148x210
A4
210x297
A3
297x420
A2
420x594
A1
594x841
A0
841x1189



E'	1	Seguro Segger #35	DIN 471		
D'	2	Seguro Segger #62	DIN 472		
C'	1	Seguro Segger #15	DIN 471		
B'	1	Seguro Segger #20	DIN 471		
A'	4	Tuerca $\frac{1}{2}$ " Grado 5	SAE J429		
W	1	Seguro Segger #25	DIN 471		
V	1	Seguro Segger #80	DIN 472		
U	1	Rodamiento 6307-2Z	DIN 625-1		
T	4	Perno $\frac{1}{8}$ " x $1\frac{1}{2}$ " Grado 5	SAE J429		
S	1	Tuerca $1\frac{1}{2}$ " Grado 5	SAE J429		
R	8	Perno $\frac{3}{8}$ " x $2\frac{1}{2}$ " Grado 5	SAE J429		
Q	1	Banda trapecial tipo B 63	ISO 4183		
P	1	Polea trapecial tipo B #21"	DIN 2211		
O	12	Tuerca $\frac{3}{8}$ " Grado 5	SAE J429		
N	2	Perno $\frac{3}{8}$ " x $2\frac{1}{2}$ " Grado 5	SAE J429		
M	6	Perno $\frac{3}{8}$ " x $\frac{1}{2}$ " Grado 5	SAE J429		
L	2	Rodamiento 6007-2Z	DIN 625-1		
K	4	Chumacera FYTBK 35 TF	ISO 7089:2000		
J	4	Tuerca $\frac{1}{8}$ " Grado 5	SAE J429		
I	3	Grasera $\frac{1}{2}$ "	SAE J476		
H	1	Cancho con pestillo de seguridad Cap. 1000 Kg	NTP 866		
G	1	Cable de acero 6x19F con alma de fibra	NTP 971		
F	1	Manga para palanca de accionamiento			
E	1	Motor Honda 9.5 HP / Gasolina			
D	2	Perno $\frac{5}{8}$ " x $1\frac{1}{2}$ " Grado 5	SAE J429		
C	4	Perno HILTI M16x4"	ASTM F912		
B	6	Prisionero $\frac{5}{8}$ " x $1\frac{1}{2}$ "	HSLG-R		
A	4	Perno $\frac{5}{8}$ " x $1\frac{1}{2}$ " Grado 5	SAE J429		
42	1	Muelle de compresión	ASTM A401	#50x#42x62	
41	1	Polea de la pluma	AISI 1018	#120 x .35	
40	1	Chaveta de polea de motor	AISI 1045	6 x 6 x .55	
39	1	Polea 3"	DIN 2211	AISI 1018	#3" x .85
38	1	Ojal de acero	ASTM 304	70 x 40	
37	1	Anillo base	AISI 1018	#117 x $\frac{3}{4}$ "	
36	1	Chaveta de polea de 21"	AISI 1045	8 x 8 x .45	
35	4	Arandela de anclaje	AISI 1018	#82 x $\frac{1}{2}$ "	
34	2	Soporte de zapata	ASTM A36	#292 x .55	
33	2	Zapata	Material Compuesto		R140 x .55
32	2	Anillo de frenado	AISI 1018	#180 x .55	
31	2	Tapa lateral del eje de alojamiento del cable de acero	AISI 1018	#262 x 10	
30	2	Tapa del eje exéntrico	AISI 1018	#120 x .53	
29	1	Chaveta para palanca	AISI 1045	#65 x .55	
28	2	Fibra de tracción	Celerón	#65 x .55	
27	1	Eje de alojamiento del cable de acero	AISI 1018	#90 x .240	
26	2	Chaveta para celerón	AISI 1045	8x 8 x .44	
25	2	Buje de tapa de eje exéntrico	Bronce SAE 40	#35 x .55	
24	1	Eje de tracción	AISI 1018	#1 $\frac{3}{4}$ " x 500	
23	1	Pasador de la base del cilindro del muelle	AISI 1018	#15 x 40	
22	1	Depósito	ASTM A36	2050 x 650	
21	1	Pasador de la palanca	AISI 1018	#15 x 40	
20	1	Eje del rodamiento de la pluma	AISI 1018	#1" x .115	
19	2	Celosis	ISO 65	#1" x .755	
18	1	Palanca superior	AISI 1018	#1" x .755	
17	1	Eje exéntrico	AISI 1018	#1 $\frac{1}{4}$ " x .440	
16	1	Base para palanca de accionamiento	AISI 1018	#42 x .50	
15	2	Platina de ajuste de chumacera	ASTM A36	20 x 20 x 10	
14	1	Base de motor	ASTM A36	2" x $\frac{1}{4}$ " x 1000	
13	1	Carcasa	ASTM A36	1000x1000x $\frac{1}{4}$ "	
12	1	Base	ASTM A53-ISO 65	1600x1200x550	
11	1	Palanca inferior	AISI 1018	#1" x .155	
10	1	Eje de muelle	AISI 1018	#70 x .120	
9	1	Tapa de cilindro de muelle	AISI 1018	#80 x .25	
8	1	Cilindro de muelle	AISI 1018	#70 x .75	
7	1	Base de cilindro de muelle	ASTM A36	105x55x $\frac{3}{4}$ "	
6	3	Separador placa de polea	AISI 1018	#5/8" x .80	
5	2	Buje tubo central	Bronce SAE 40	#73 x 205	
4	1	Tubo de unión de cuerpo y base	ASTM A53 GRB	#3" x .480	
3	1	Base de la carcasa	ASTM A36	505x325 e $\frac{1}{4}$ "	
2	1	Tapa superior de la carcasa	ASTM A36	230x340 e $\frac{1}{4}$ "	
1	2	Platina de refuerzo de tubo y carcasa	ASTM A36	200x80 e $\frac{1}{4}$ "	
Pos. Coni		Denominación	Norma	Material	Dim. en brut
Dibujado		Nombre	Fecha	Modalidad	
		Castro-Delgado	20/03/2020	PRESENCIAL	
Carrera de Ingeniería Mecánica		MINI ELEVADOR DE PLUMA			Escala: 1:10
					Lámina N° 1



1

A6
105x148

A5
148x210

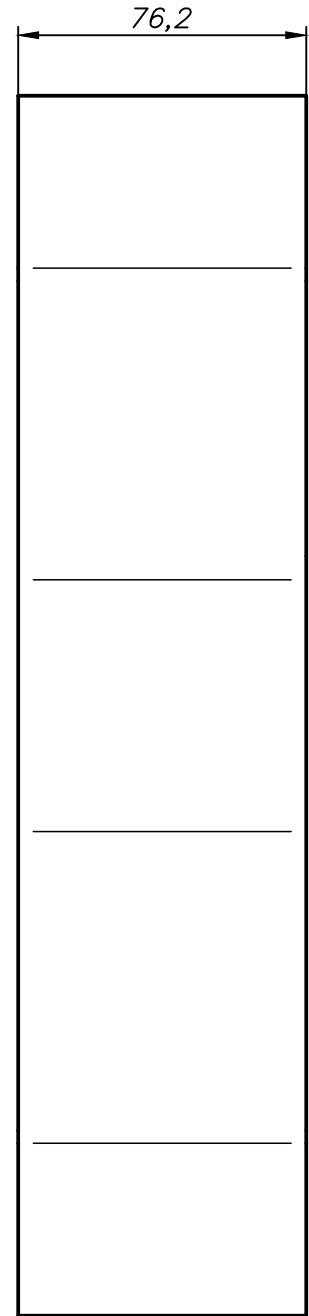
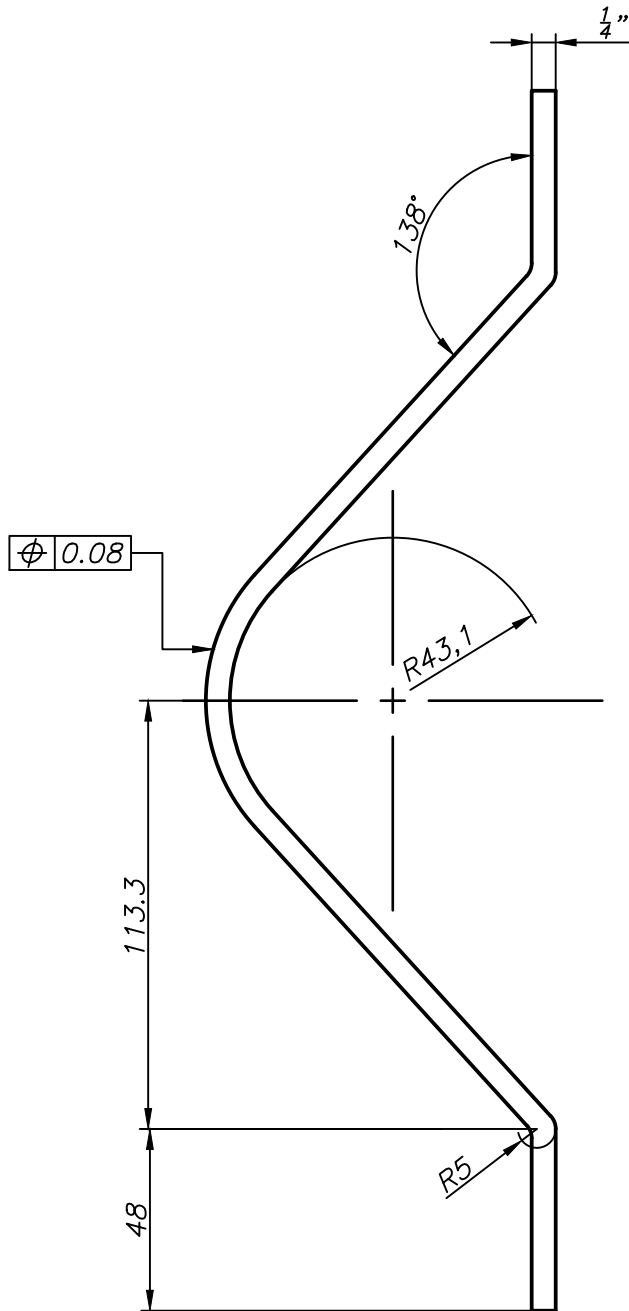
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N11

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	04/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de Ingeniería Mecánica		Platina de refuerzo tubo y carcasa		Escala: 1:2
				Lámina N° 1



2

A6
105x148

A5
148x210

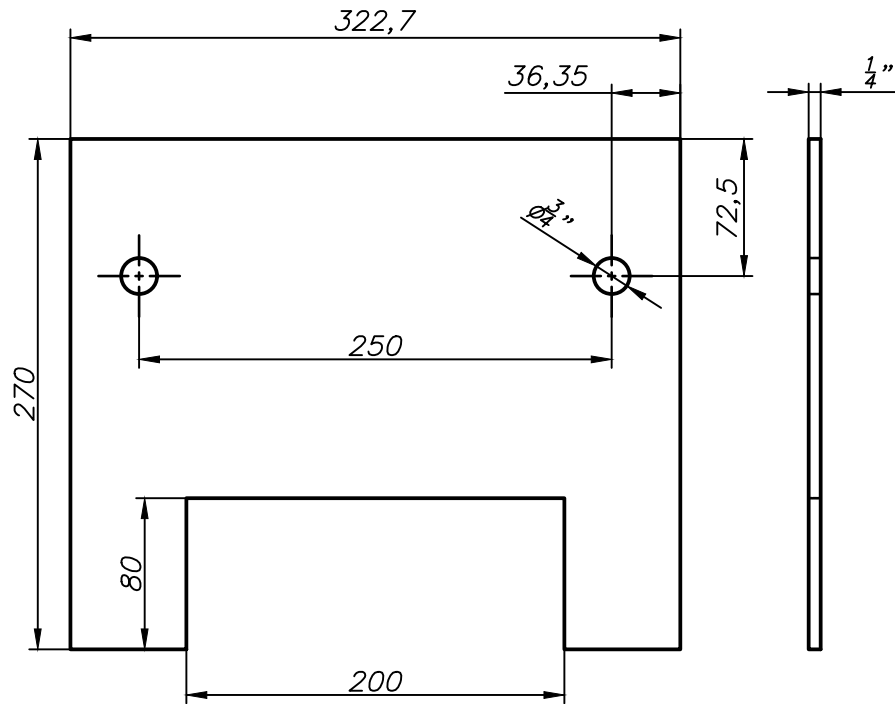
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N11

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	07/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Tapa superior de la carcasa		Escala: 1:4
				Lámina N° 2



A0
841x1189



	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	26/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Base de la carcasa		Escala: 1:4
				Lámina N° 3



4

CORTE A - A

A6
105x148

A5
148x210

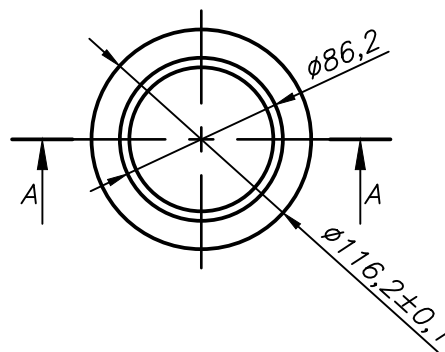
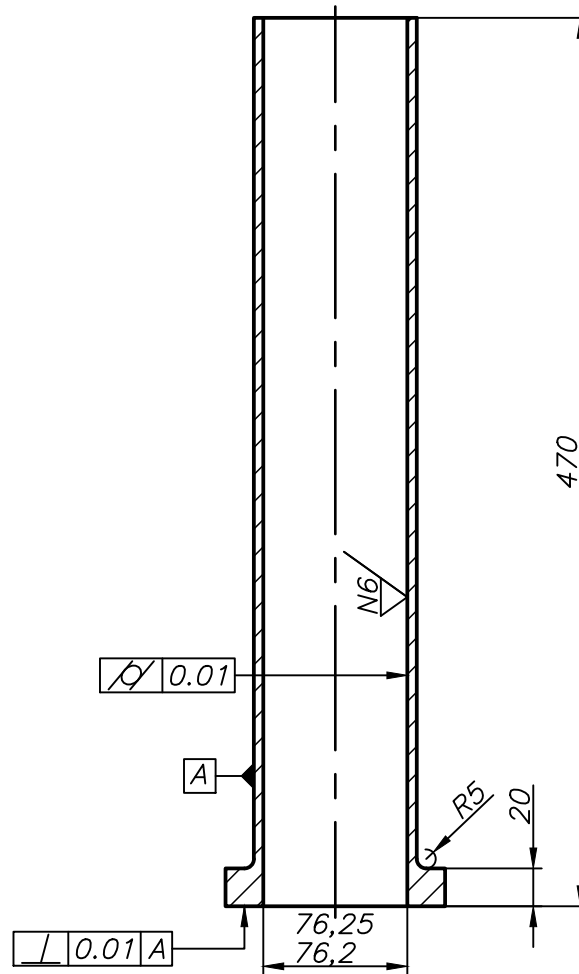
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189

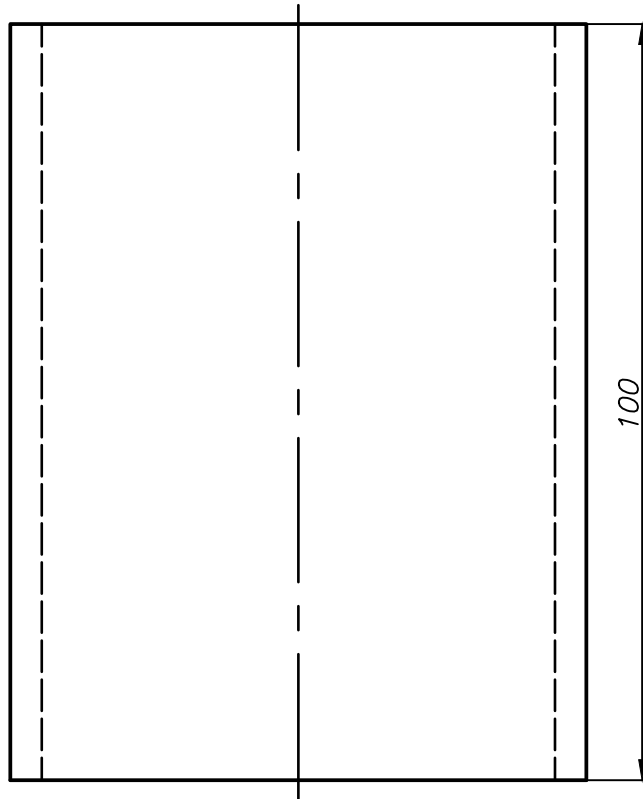
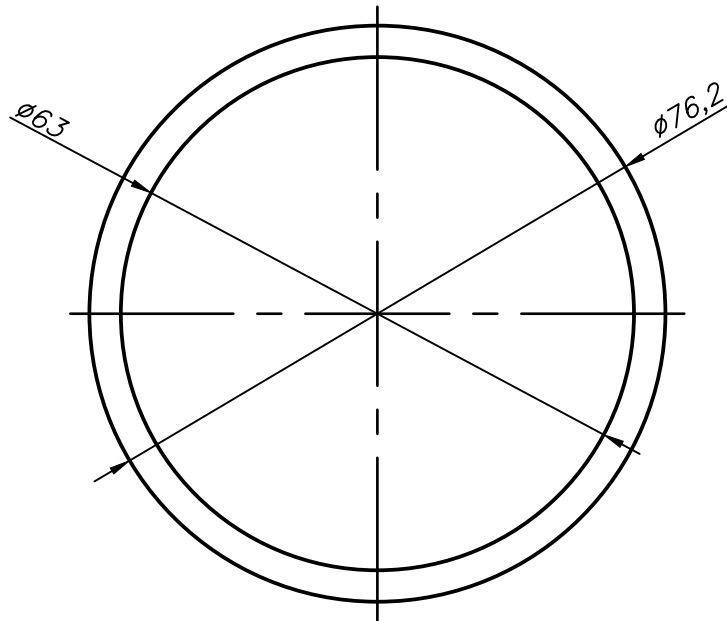


N11 / (N6)

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	12/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Tubo de unión de cuerpo y base		Escala: 1:4
				Lámina N° 4



5



N6/

	Nombre	Fecha	Modalidad:		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro—Delgado	15/03/2020	PRESENCIAL		
Carrera de ingeniería Mecánica		Buje tubo central			Escala: 1:1
					Lámina N° 5



7

A6
105x148

A5
148x210

A4
210x297

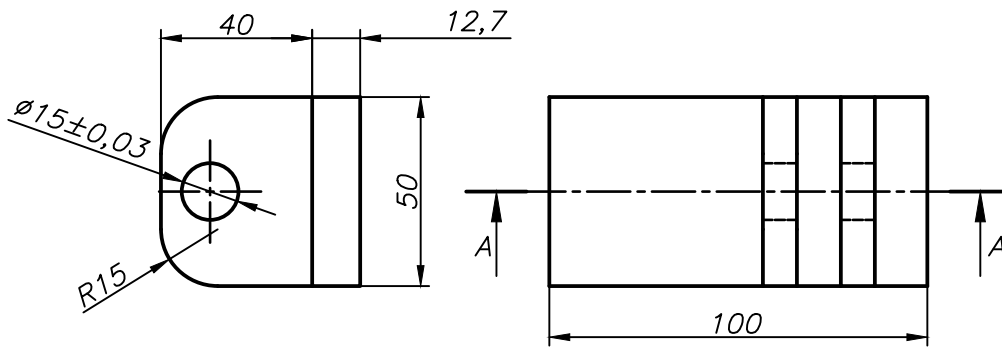
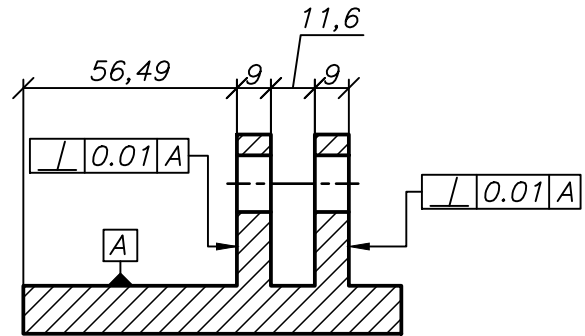
A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189

CORTE A - A



N10/

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	15/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Base de cilindro de muelle		Escala: 1:2
				Lámina N° 6



8

A6
105x148

A5
148x210

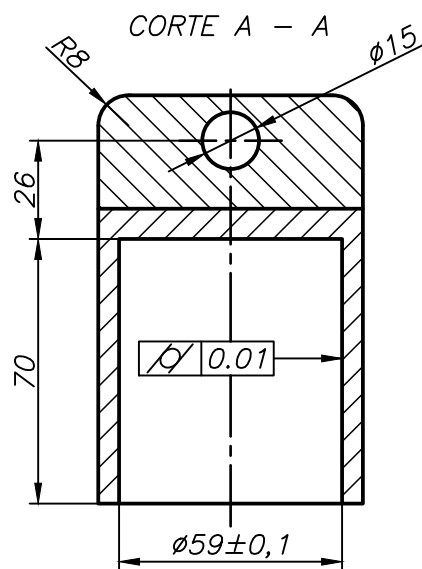
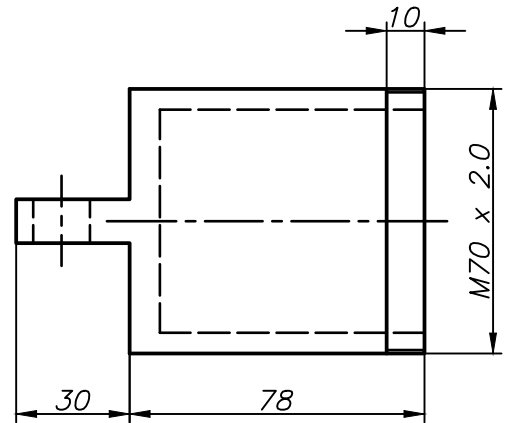
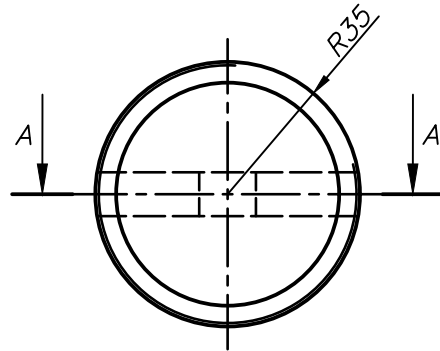
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N7

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	16/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Cilindro del muelle		Escala: 1:2
				Lámina N° 7



9

A6
105x148

A5
148x210

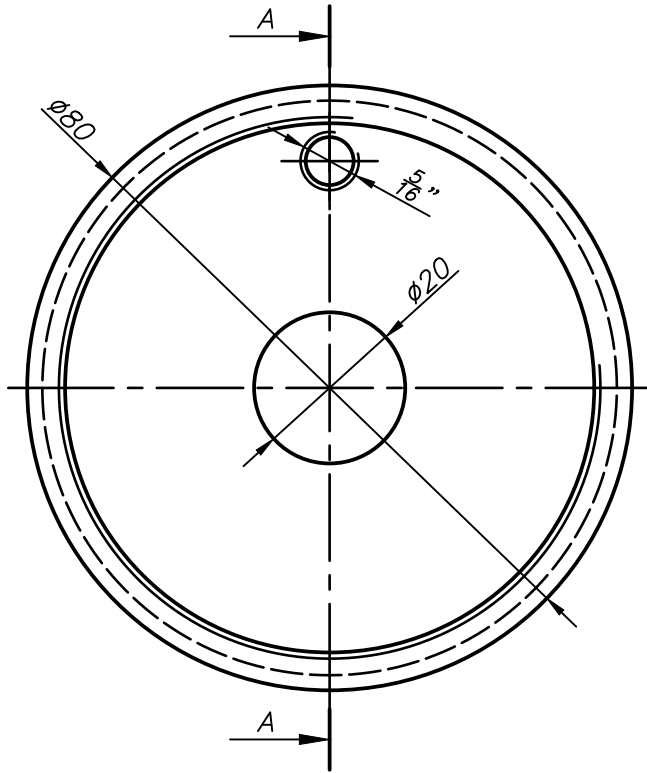
A4
210x297

A3
297x420

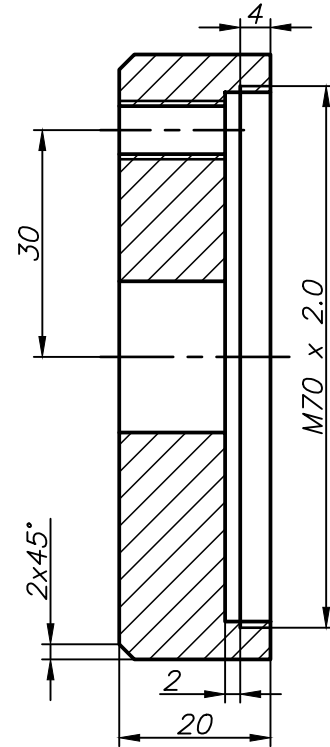
A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



CORTE A - A



N9

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	10/03/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Tapa de cilindro de muelle		Escala: 1:1
				Lámina N° 8



10

A6
105x148

A5
148x210

A4
210x297

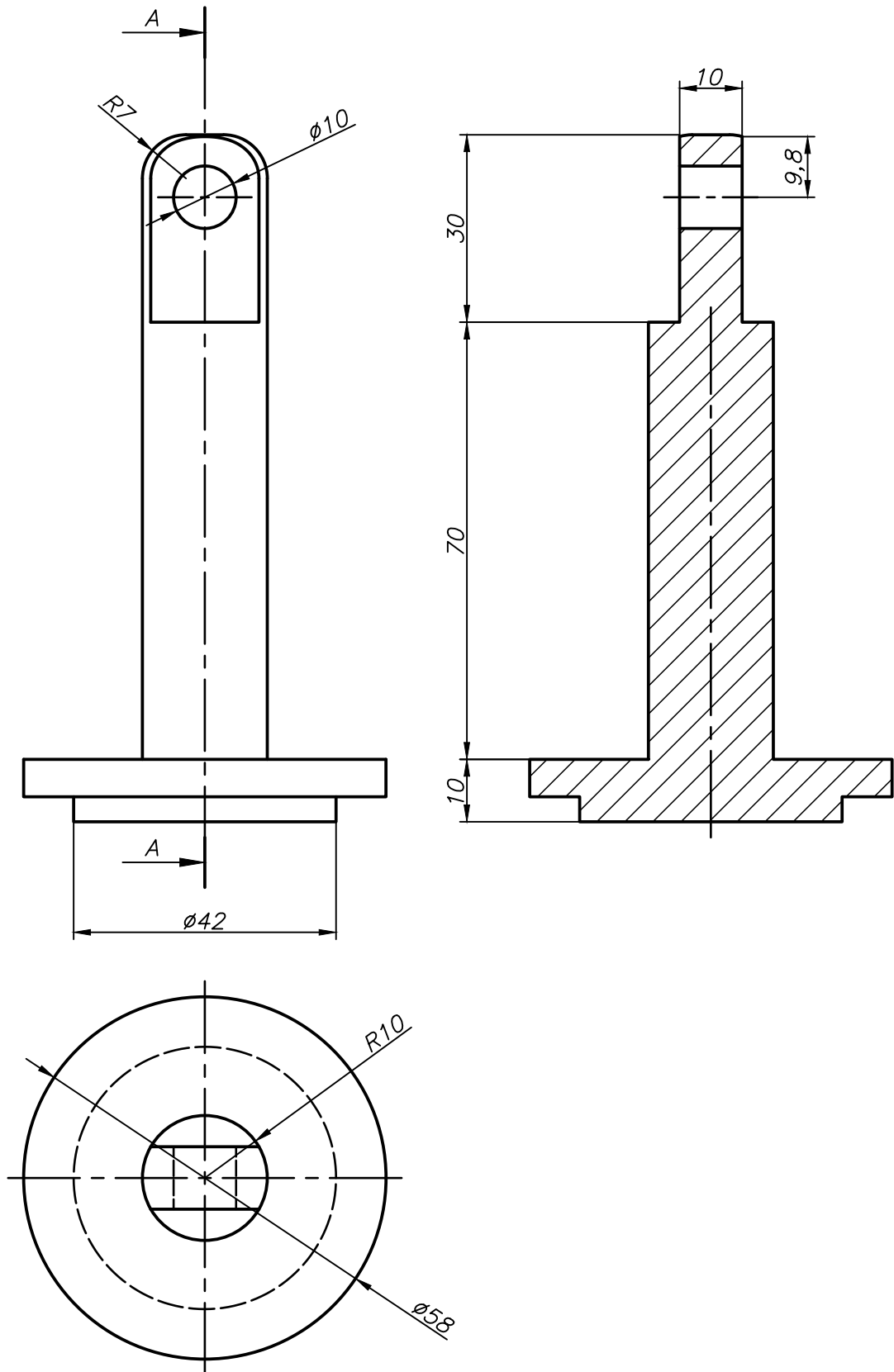
A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189

CORTE A - A



N9

	Nombre	Fecha	Modalidad:	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	04/03/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Eje de muelle		Escala: 1:1
				Lámina N° 9



11

A6
105x148

A5
148x210

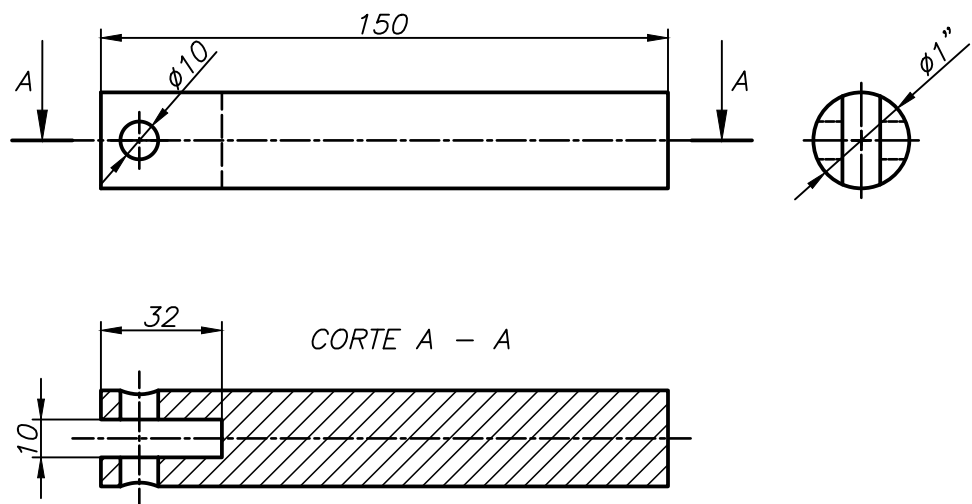
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N7

	Nombre	Fecha	Modalidad:		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	16/02/2020	PRESENCIAL		
Carrera de ingeniería Mecánica		<i>Palanca inferior</i>			Escala: 1:2
					Lámina N° 10



12

A6
105x148

A5
148x210

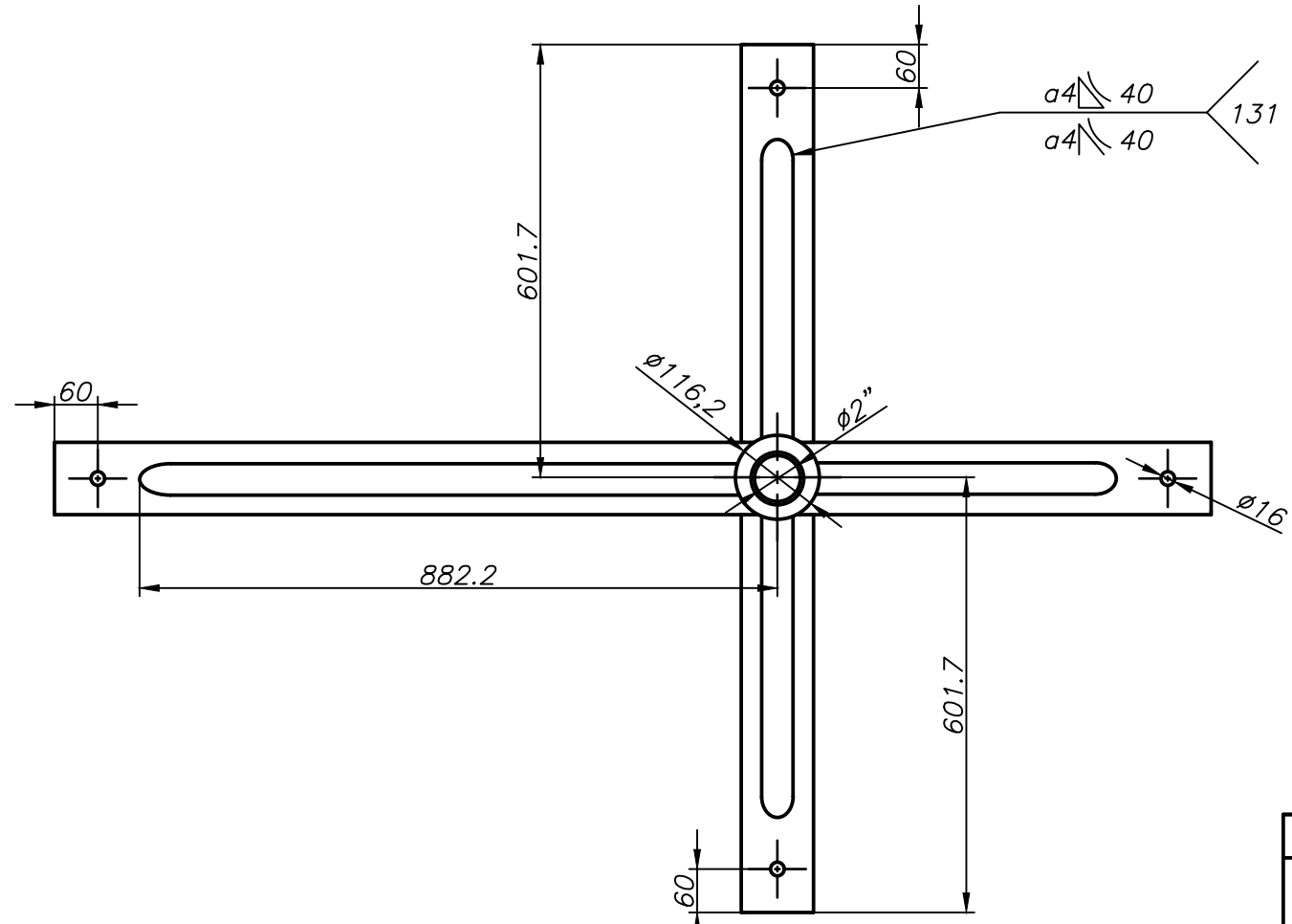
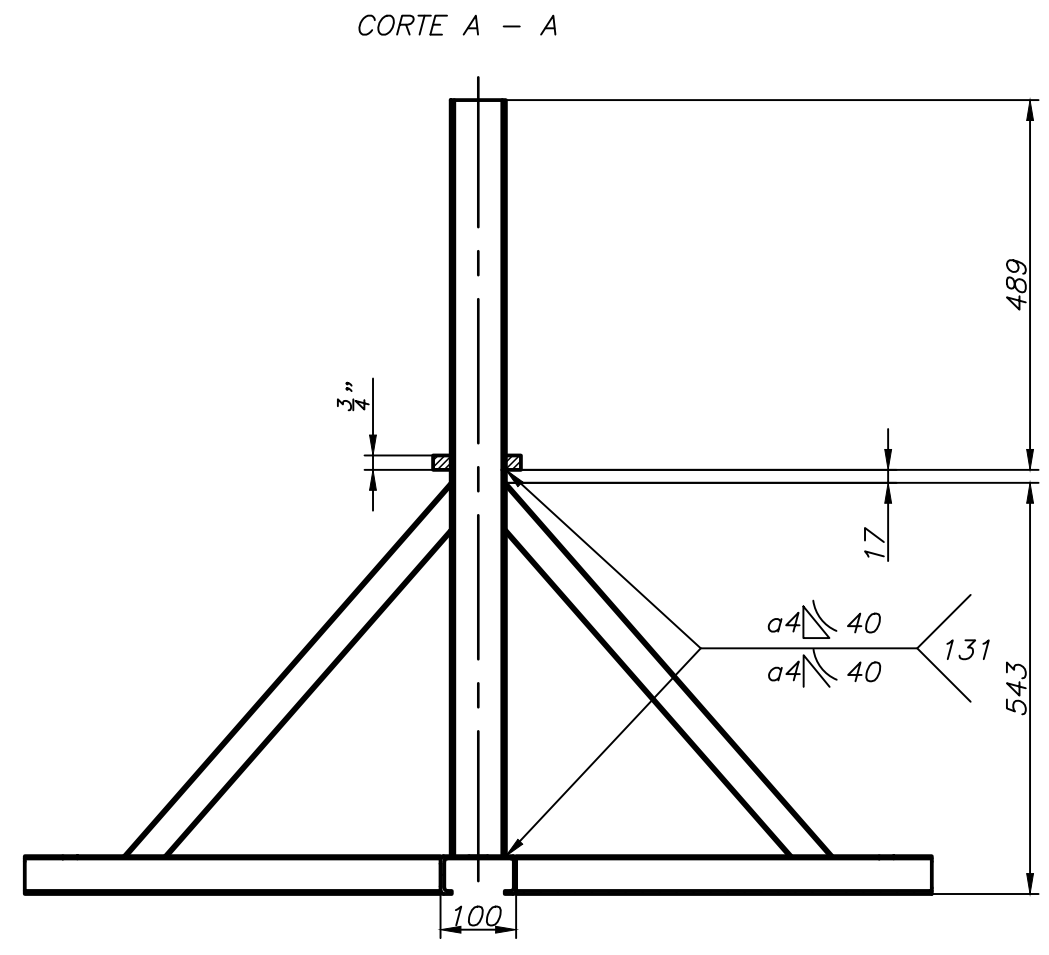
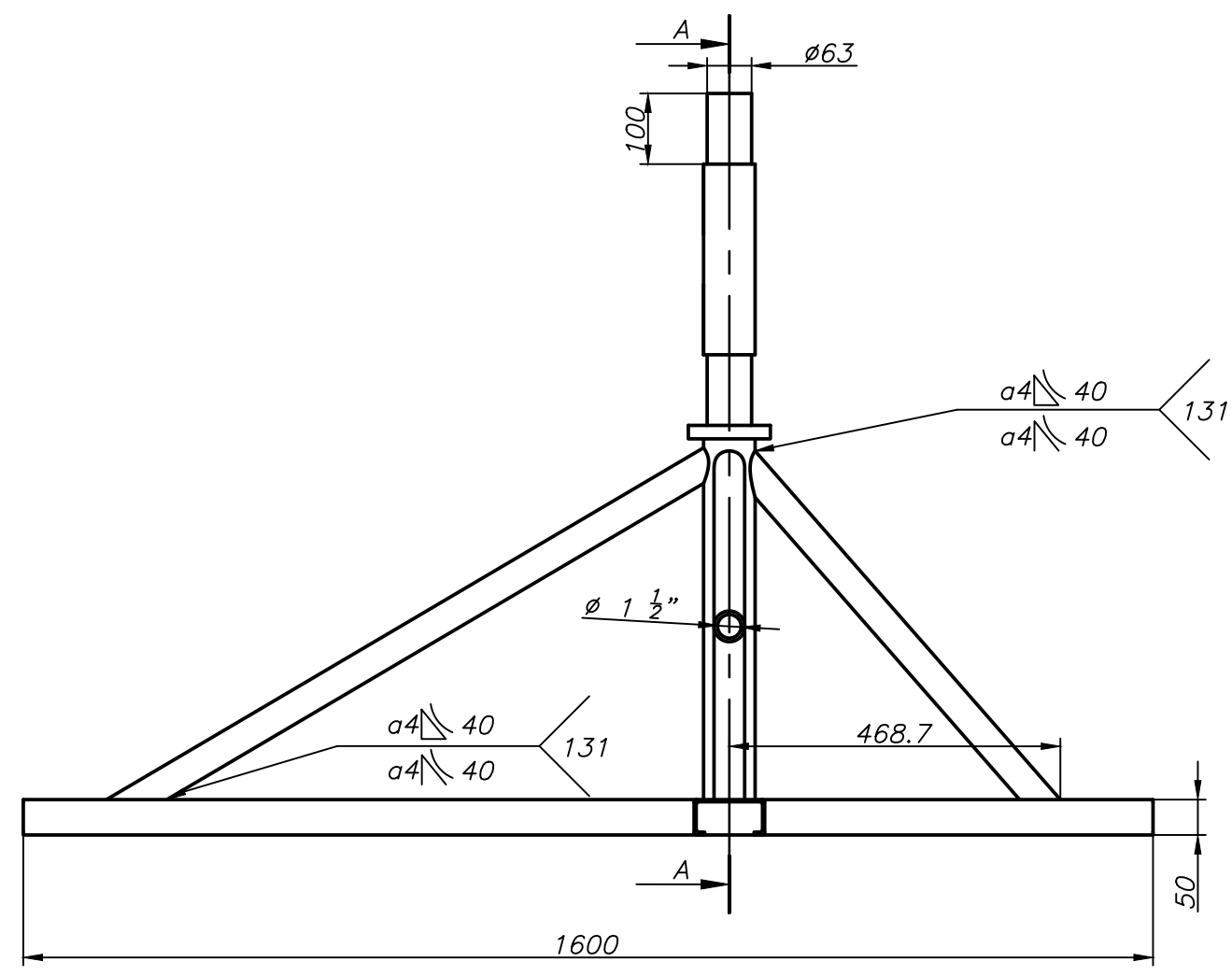
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

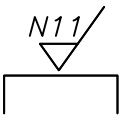
A1
594x841

A0
841x1189



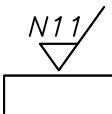
La cruz de piso se fabrica con correas G, norma INEN 1623.
Los travesaños son de tubería redonda ISO 65 serie liviana de $\phi 1 \frac{1}{2}$ ".
El tubo central es redondo cedula 80 de $2 \frac{1}{2}$ ".

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	12/03/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Base		Escala: 1:10
				Lámina N° 11





A0
841x1189



Los refuerzos son ángulos
de 2" x $\frac{3}{8}$ "

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	28/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		CARCASA		Escala: 1:10
				Lámina N° 12



A6
105x148

A5
148x210

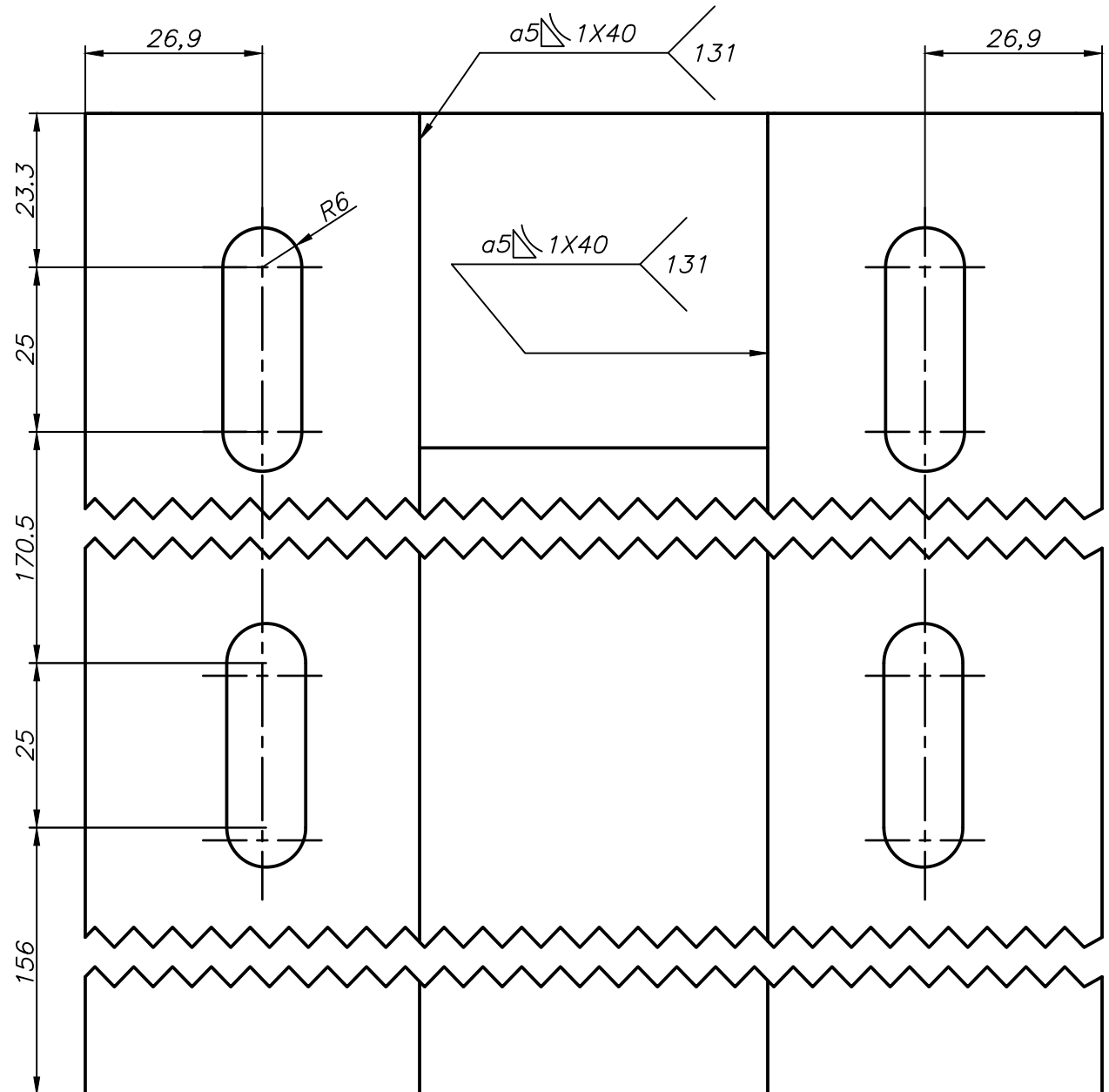
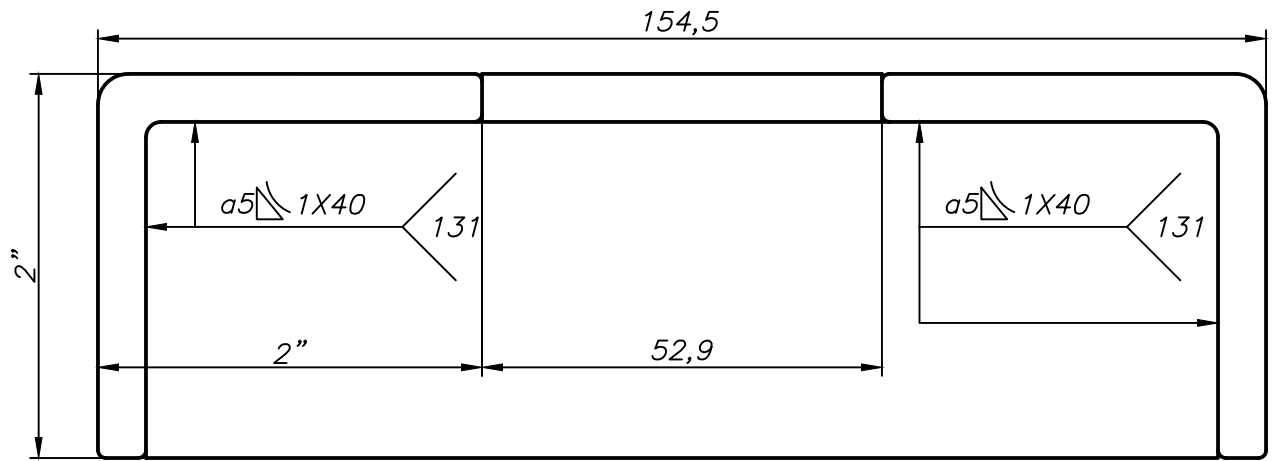
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



Ángulo de 2"x 1/4"

14

N11/

	Nombre	Fecha	Modalidad:		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro—Delgado	26/01/2020	PRESENCIAL		
Carrera de ingeniería Mecánica		Base del motor			Escala: 1:10
					Lámina N° 13



15

A6
105x148

A5
148x210

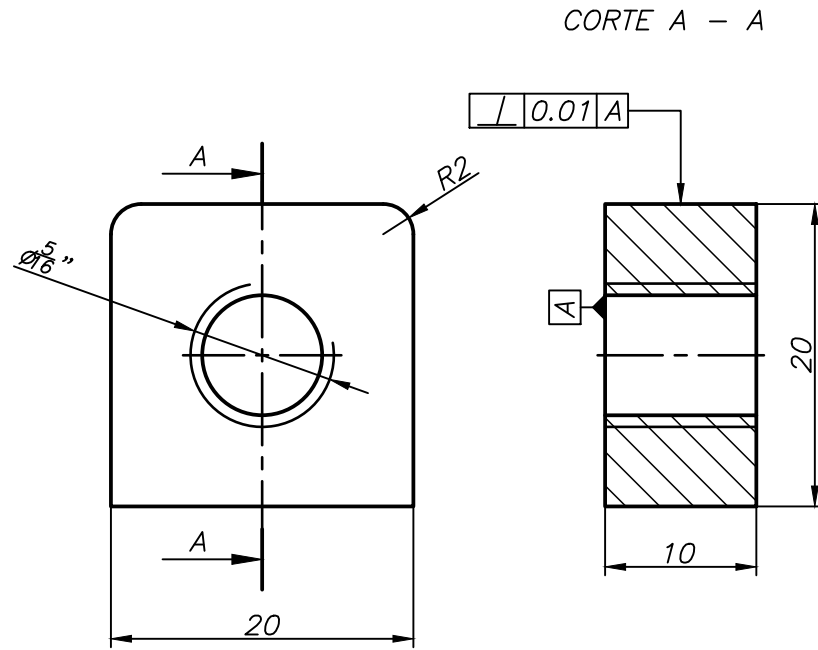
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N11/

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	03/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Platina de ajuste de chumasea		Escala: 2:1
				Lámina N° 14



16

A6
105x148

A5
148x210

A4
210x297

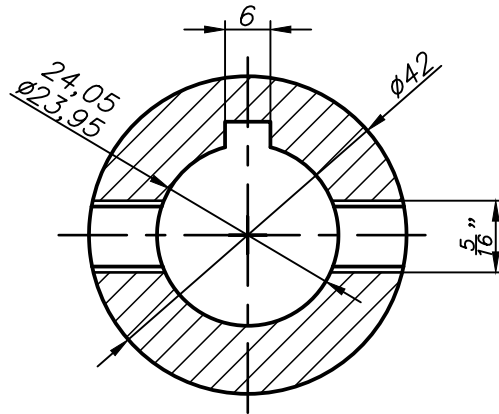
A3
297x420

A2
420x594

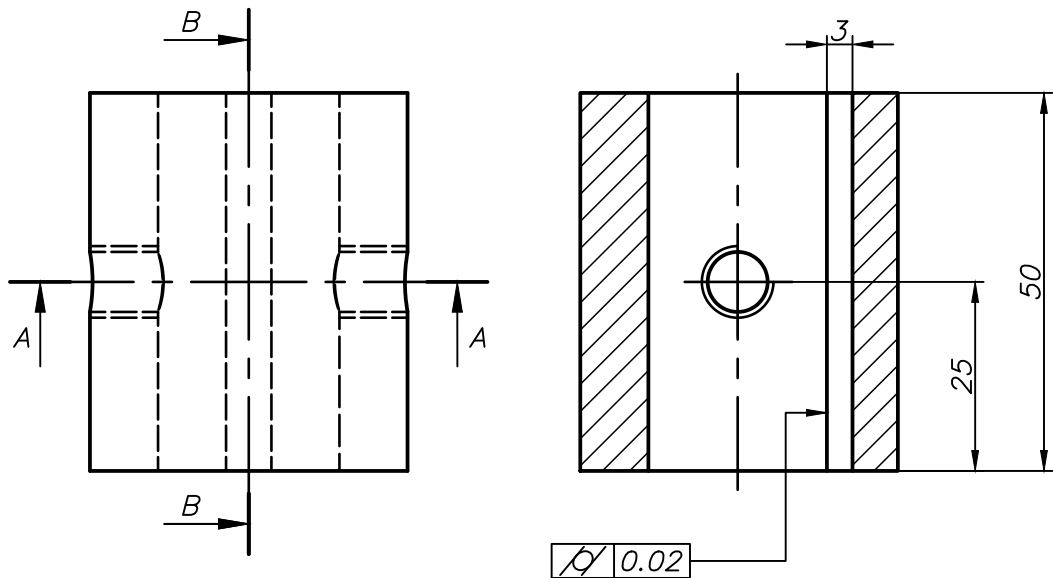
A1
594x841

A0
841x1189

CORTE A - A



CORTE B - B



N7

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	15/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Base para palanca de accionamiento		Escala: 1:1
				Lámina N° 15



17

A6
105x148

A5
148x210

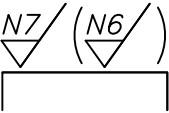
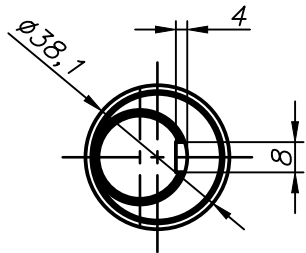
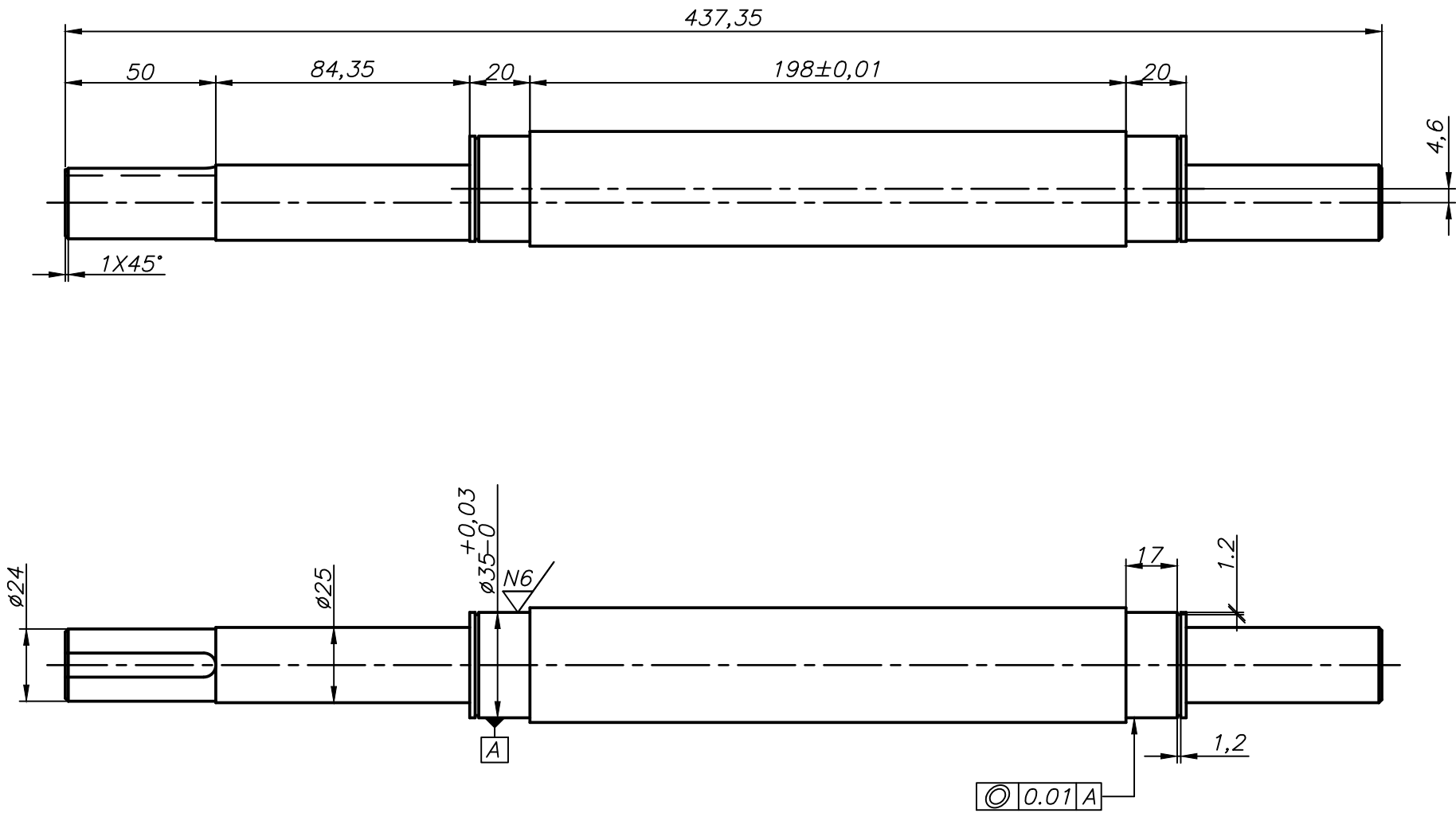
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	03/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		EJE ECXÉNTRICO		Escala: 1:2
				Lámina N° 16



18

A6
105x148

A5
148x210

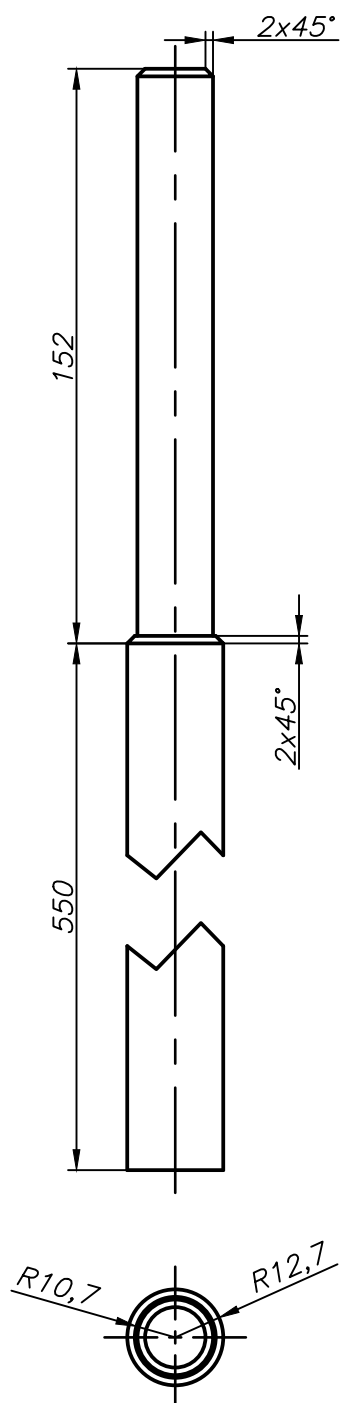
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N7

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	25/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Palanca superior		Escala: 1:2
				Lámina N° 17



A0
841x1189



	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	24/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Celosia		Escala: 1:10
				Lámina N° 18



20

A6
105x148

A5
148x210

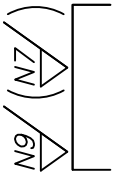
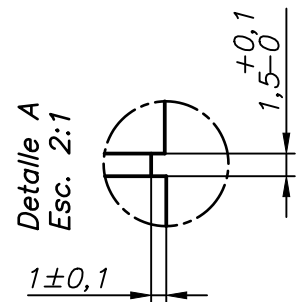
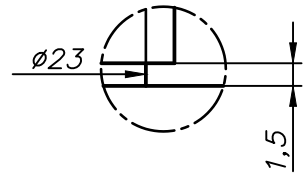
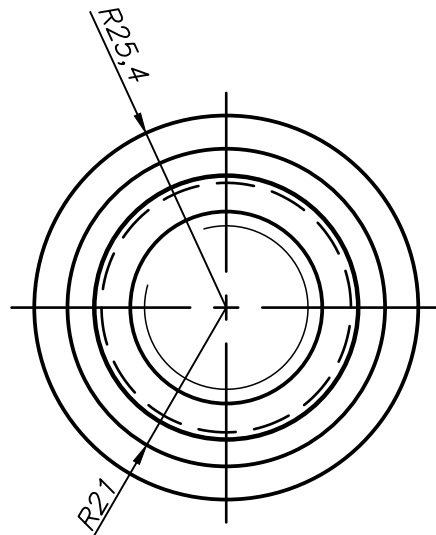
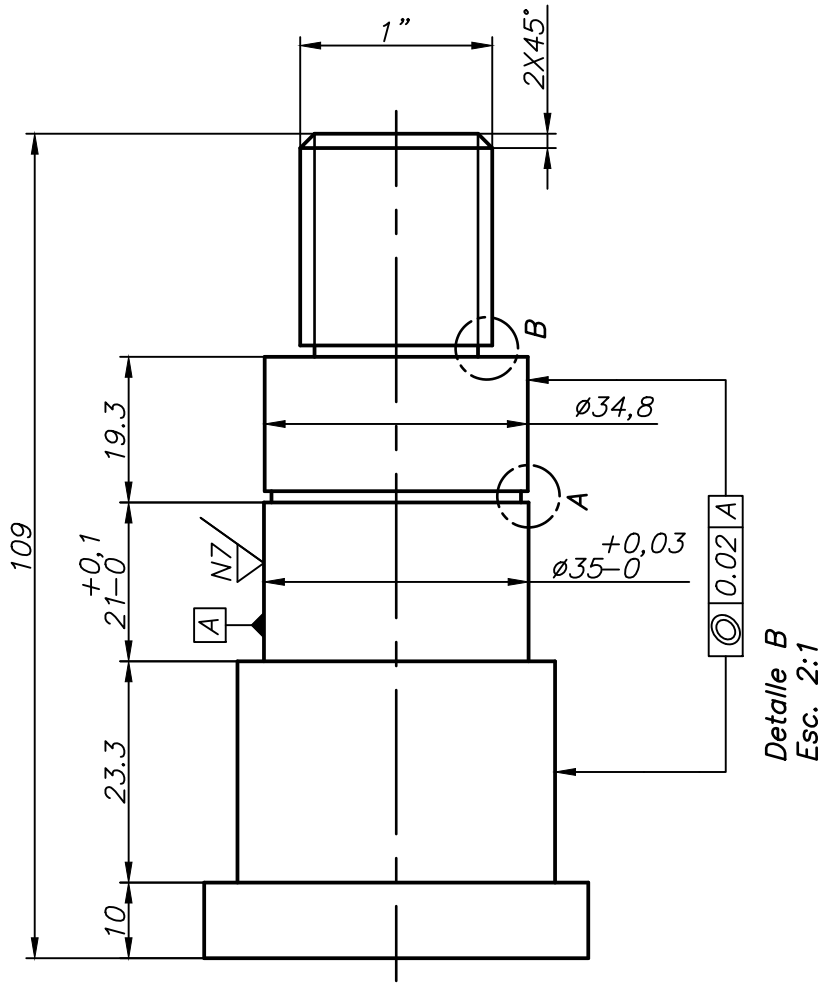
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



Anillo seeger_Dln 471

	Nombre	Fecha	Modalidad:		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro–Delgado	22/01/2020	PRESENCIAL		
Carrera de ingeniería Mecánica		Eje del rodamiento de la pluma			Escala: 1:1
					Lámina N° 19



21

A6
105x148

A5
148x210

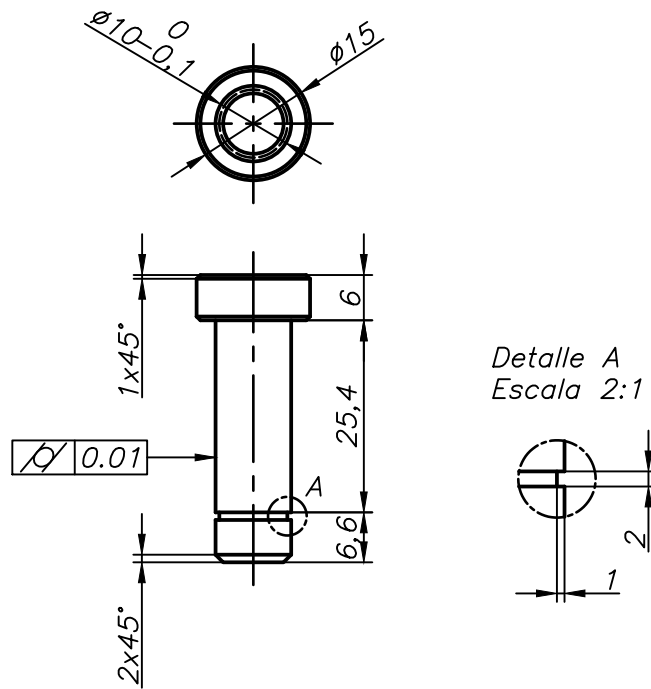
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



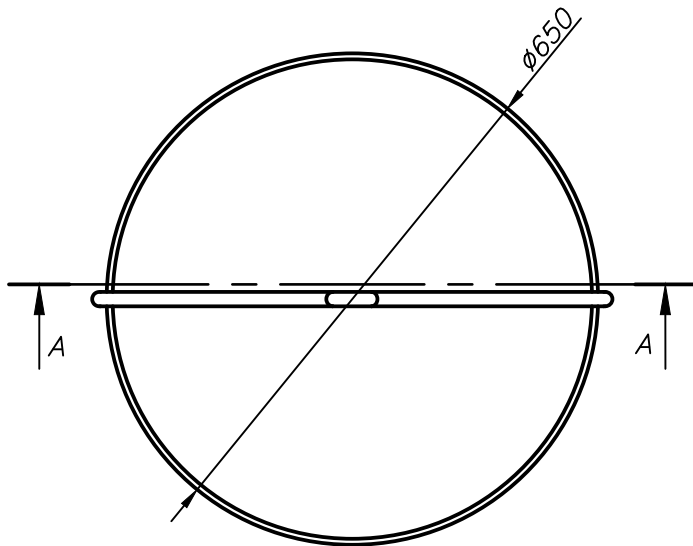
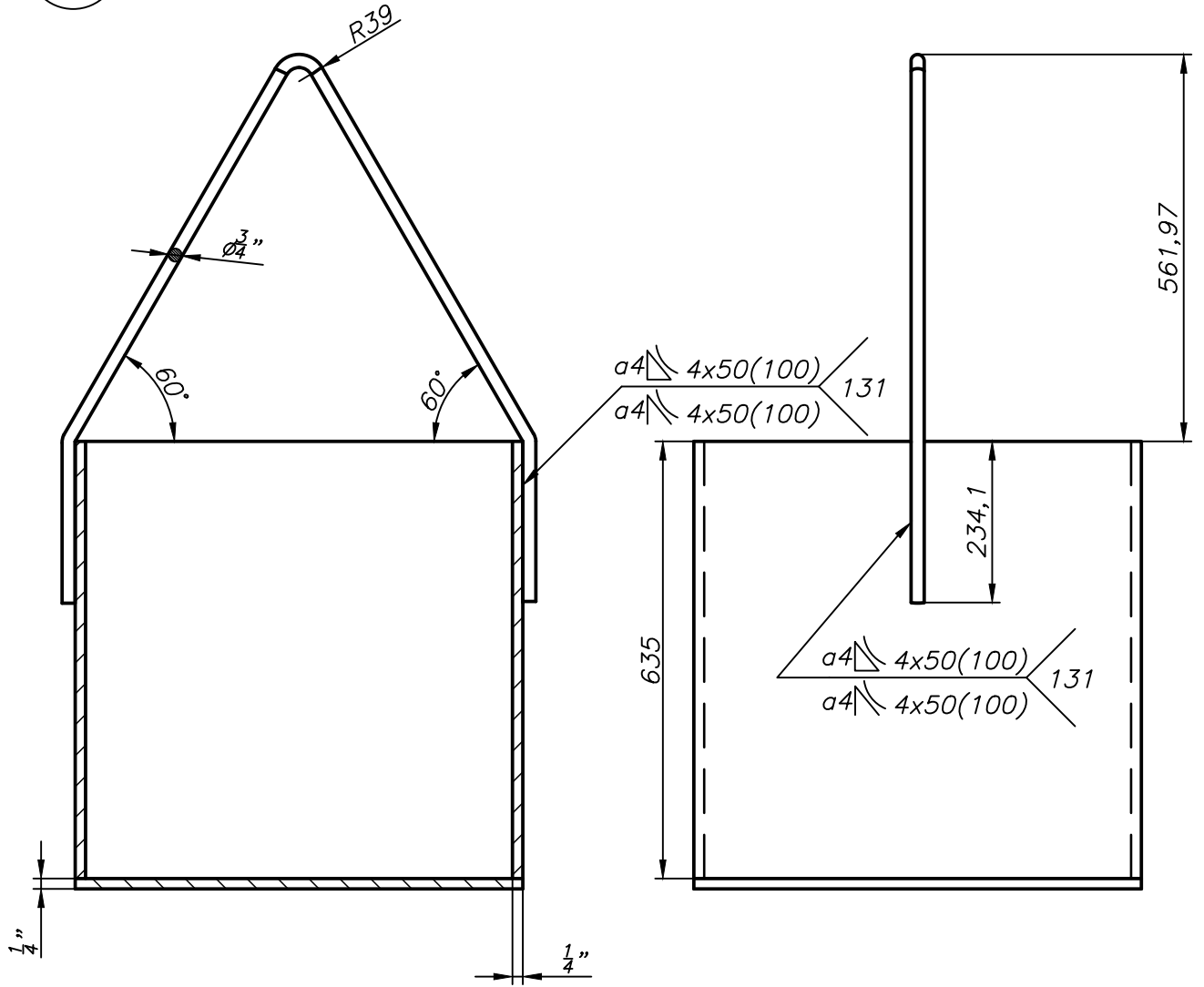
N9

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	04/03/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Pasador de la palanca		Escala: 1:1
				Lámina N° 20



22

Corte A-A



N11

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	23/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Depósito		Escala: 1:10
				Lámina N° 21



23

A6
105x148

A5
148x210

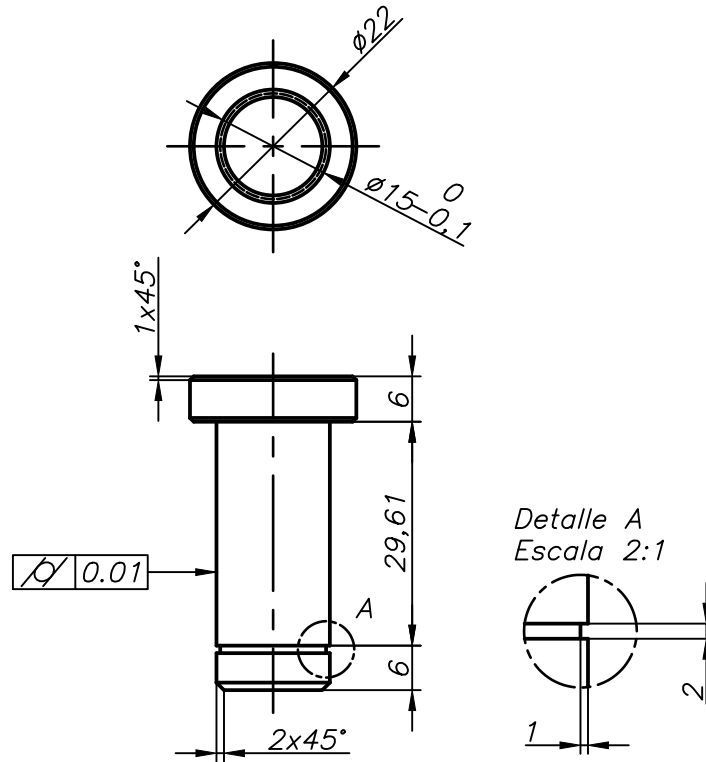
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N7

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	25/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		<i>Pasador de la base del cilindro del muelle</i>		Escala: 1:1
				Lámina N° 22



24

A6
105x148

A5
148x210

A4
210x297

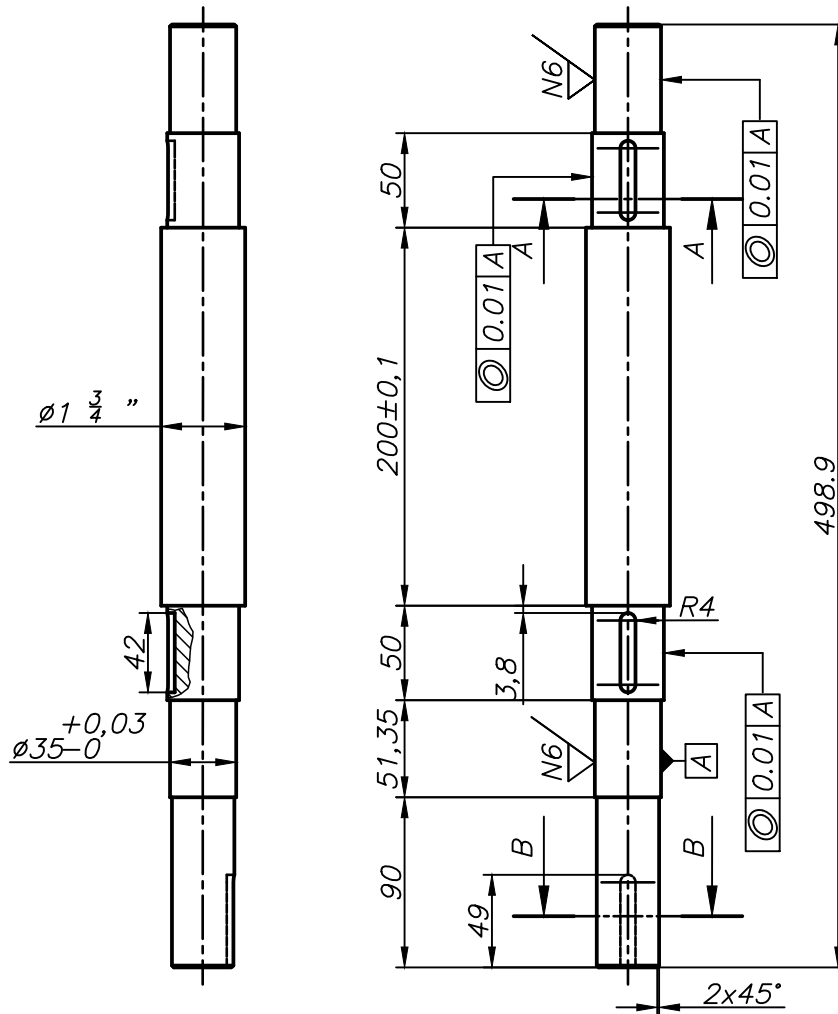
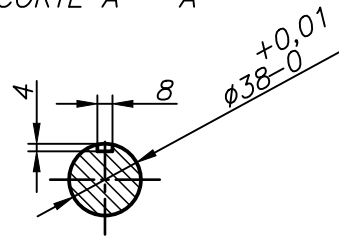
A3
297x420

A2
420x594

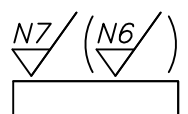
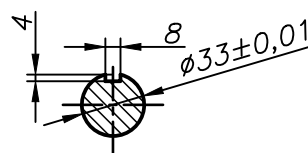
A1
594x841

A0
841x1189

CORTE A - A



CORTE B - B



	Nombre	Fecha	Modalidad:		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	03/02/2020	PRESENCIAL		
Carrera de ingeniería Mecánica		Eje de tracción			Escala: 1:4
					Lámina N° 23



25

A6
105x148

A5
148x210

A4
210x297

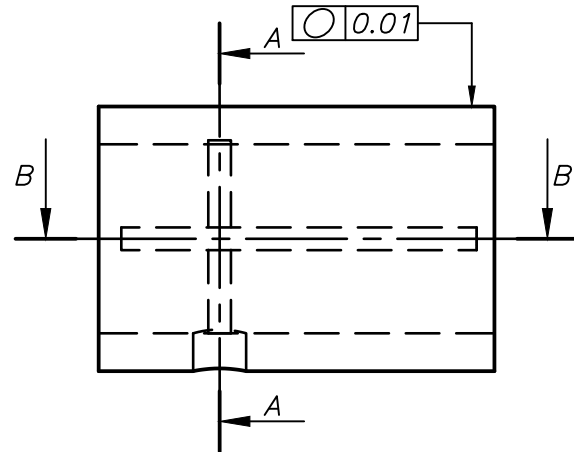
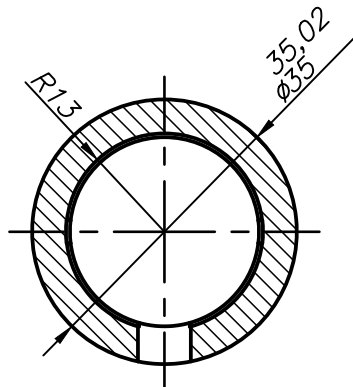
A3
297x420

A2
420x594

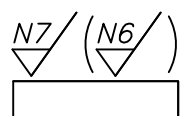
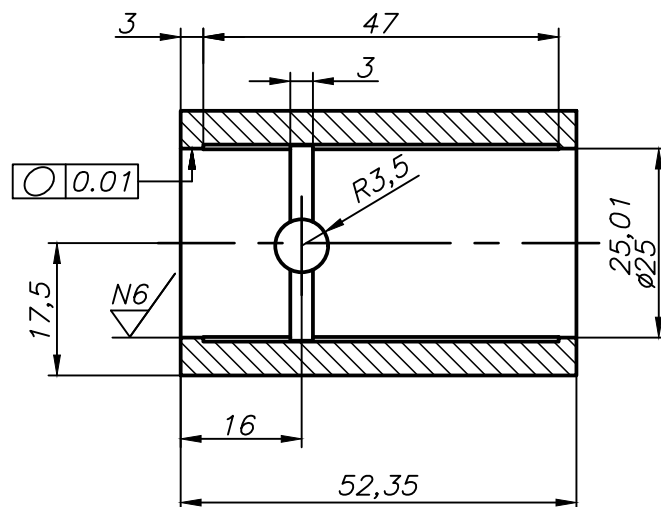
A1
594x841

A0
841x1189

CORTE A - A



CORTE B - B



	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	27/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Buje de tapa de eje excéntrico		Escala: 1:1
				Lámina N° 24



27

A6
105x148

A5
148x210

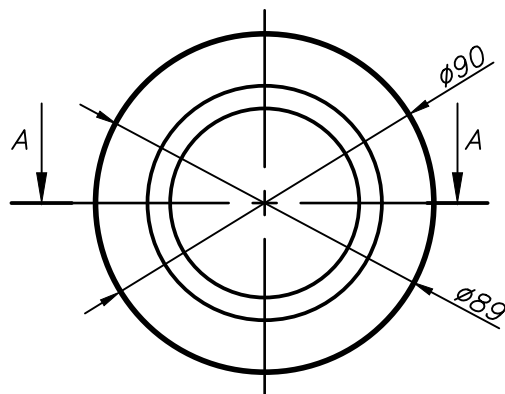
A4
210x297

A3
297x420

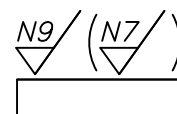
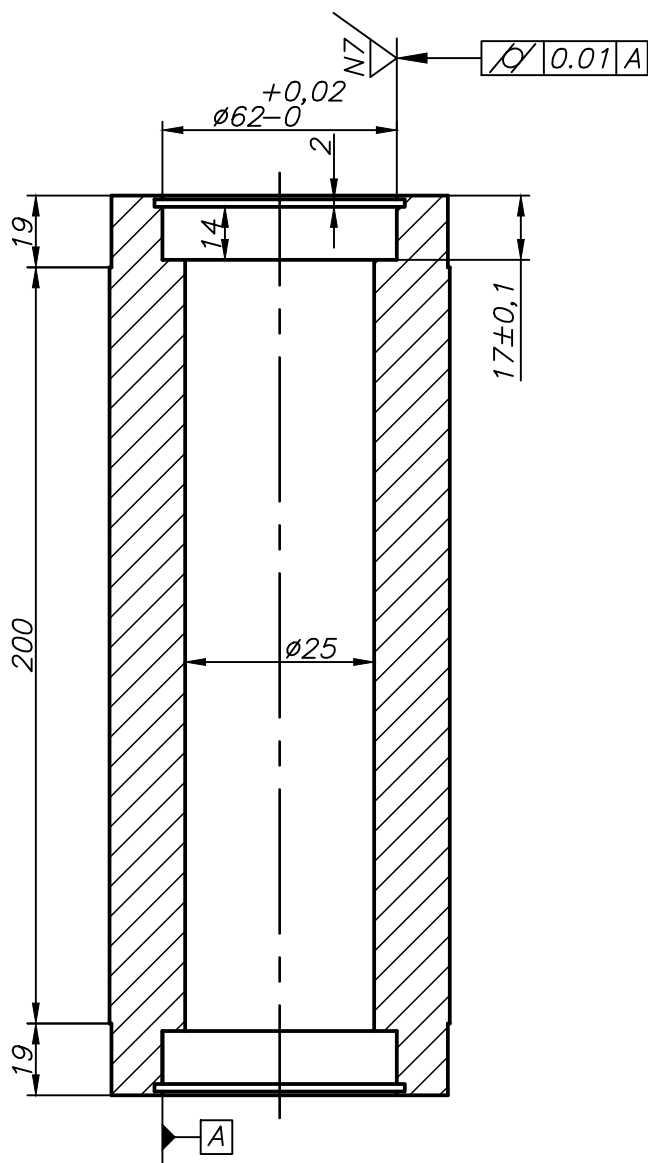
A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



Corte A-A



	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	25/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Eje de alojamiento del cable de acero		Escala: 1:2
				Lámina N° 25



28

A6
105x148

A5
148x210

A4
210x297

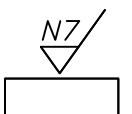
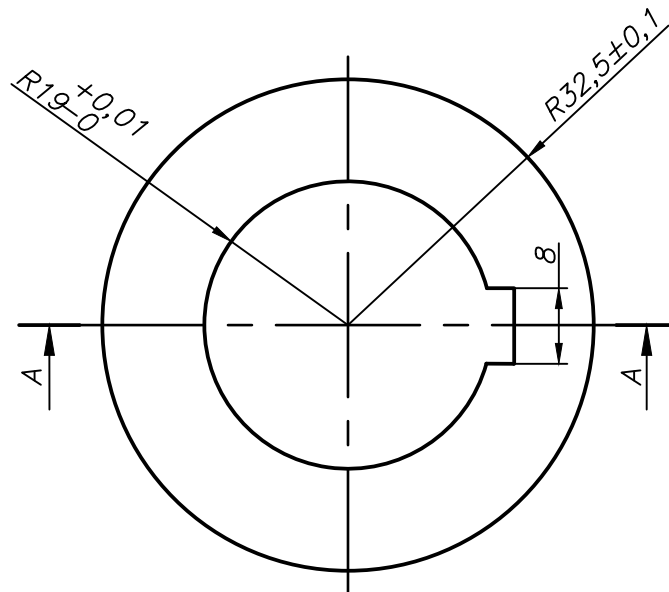
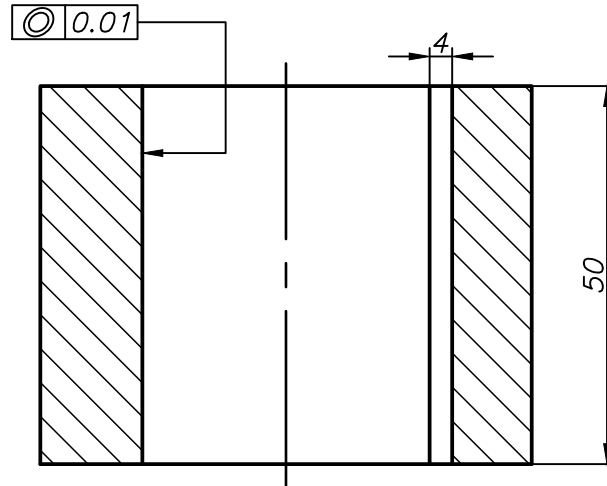
A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189

CORTE A - A



	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	26/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Fibra de tracción		Escala: 1:2
				Lámina N° 26



30

A6
105x148

A5
148x210

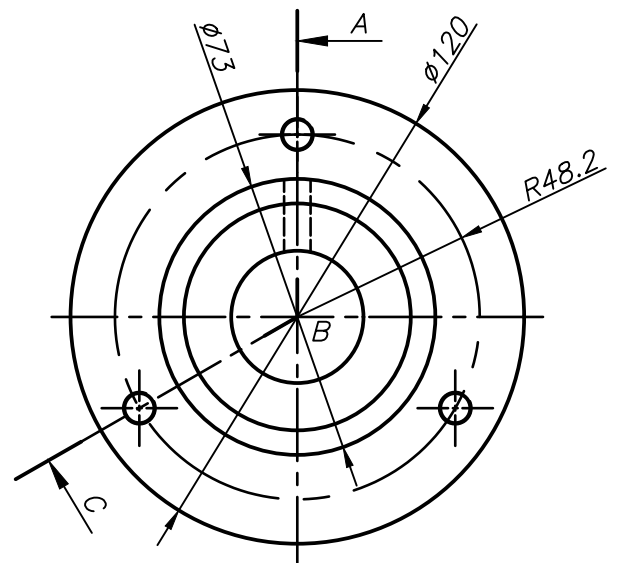
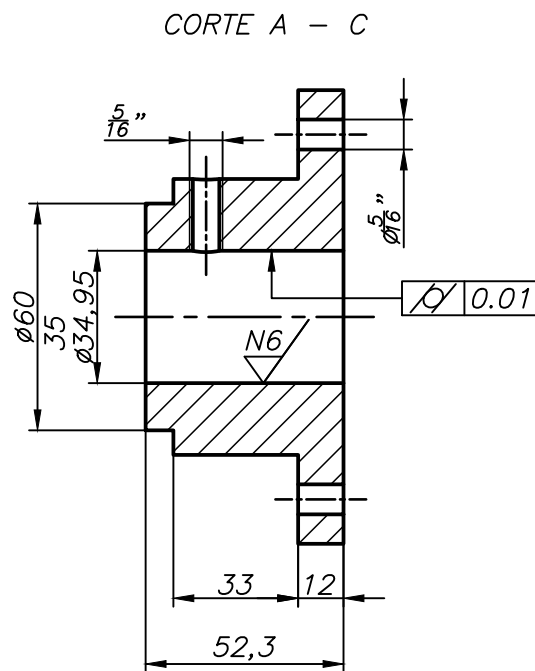
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N7 / (N6 /)

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	07/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Tapa del eje exéntrico		Escala: 1:2
				Lámina N° 27



31

A6
105x148

A5
148x210

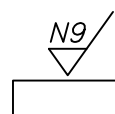
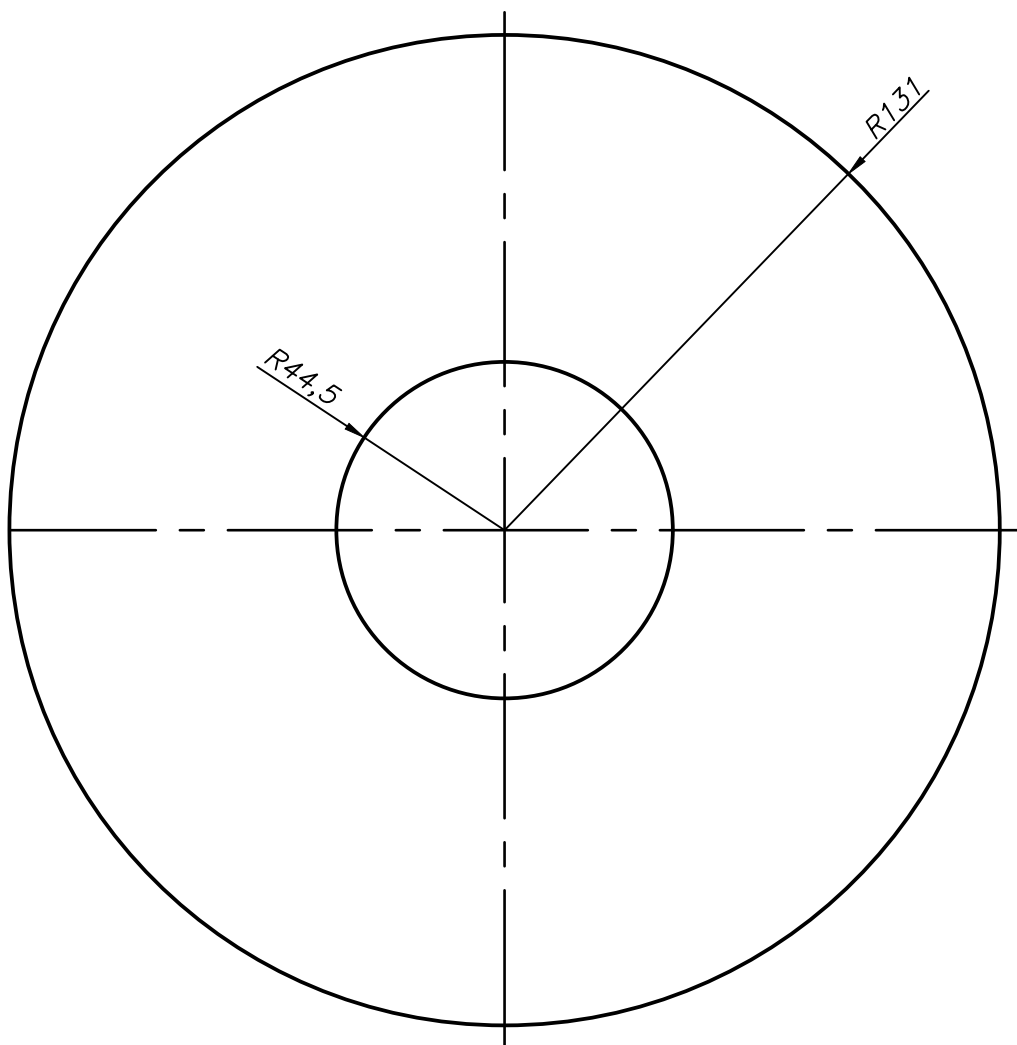
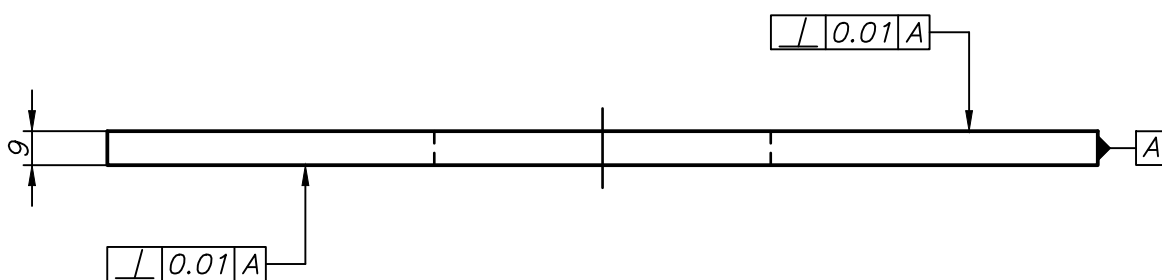
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

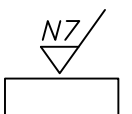
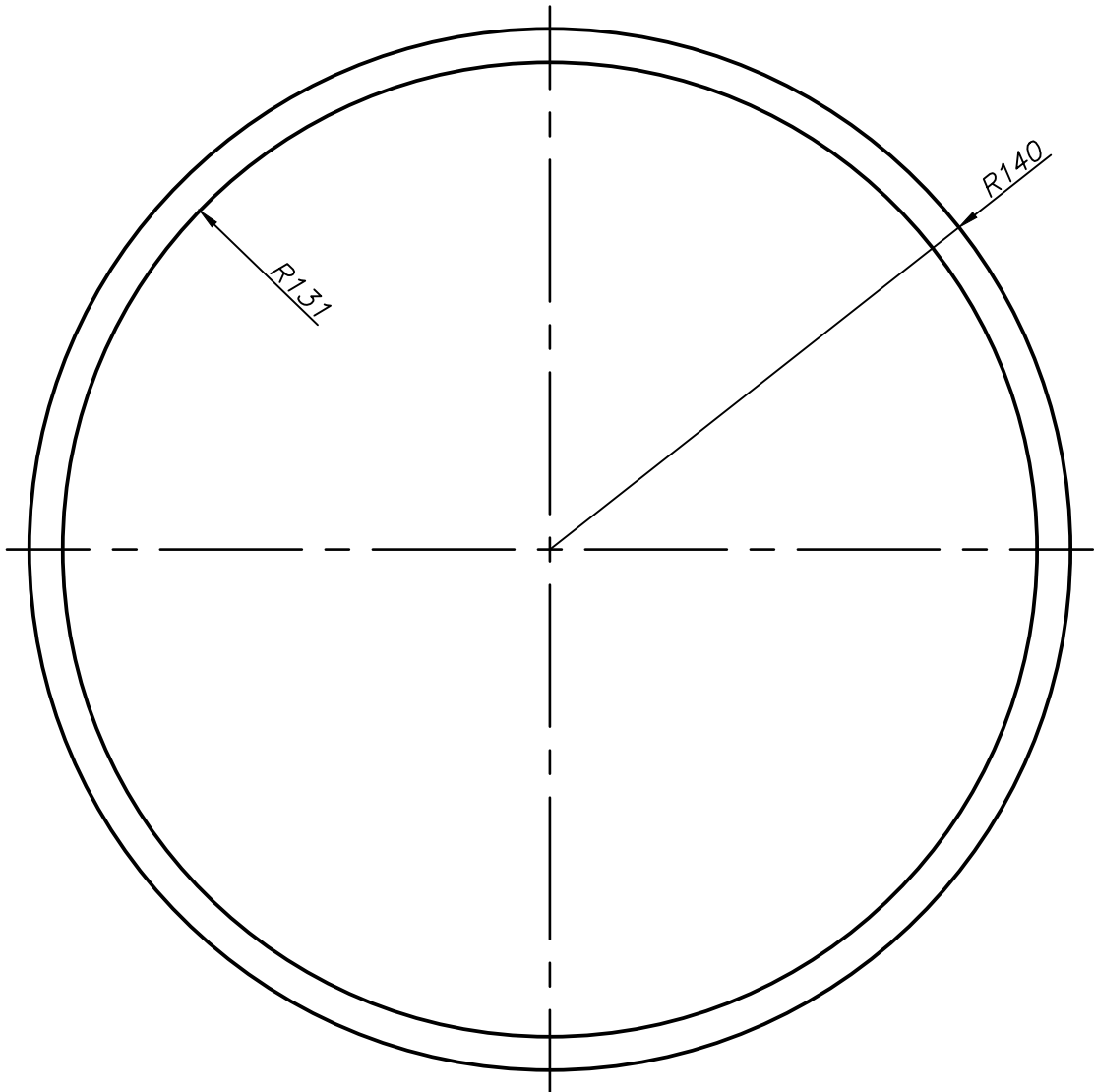
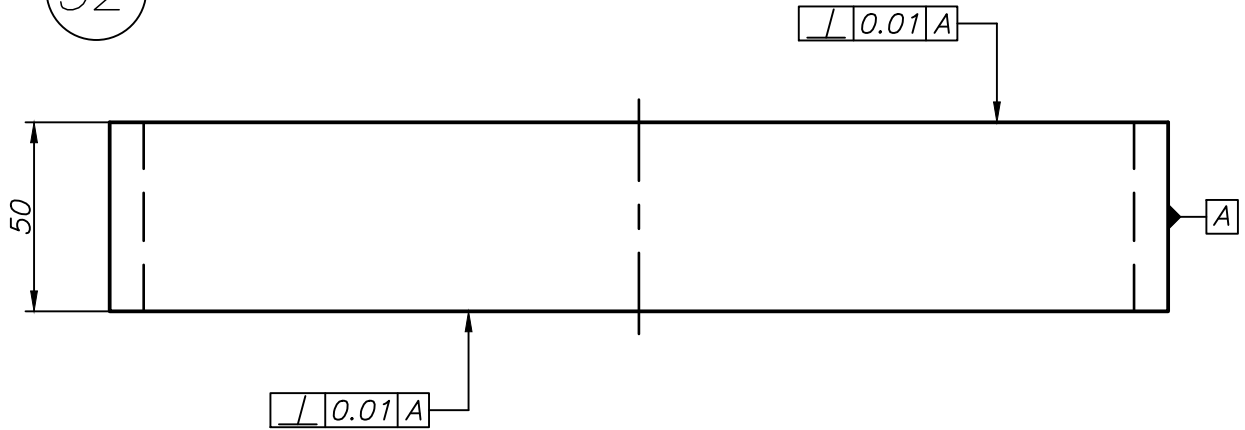
A0
841x1189



	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	25/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Tapa lateral del eje de alojamiento del cable de acero		Escala: 1:2
				Lámina N° 28



32



	Nombre	Fecha	Modalidad:	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	25/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		ANILLO DE FRENADO		Escala: 1:2
				Lámina N° 29



33

A6
105x148

A5
148x210

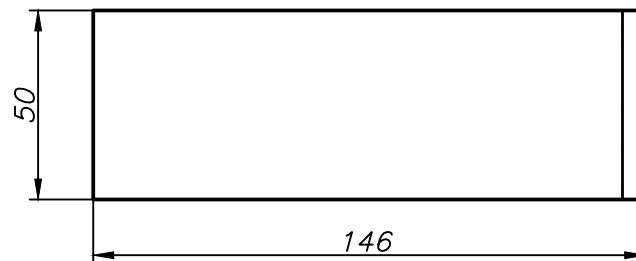
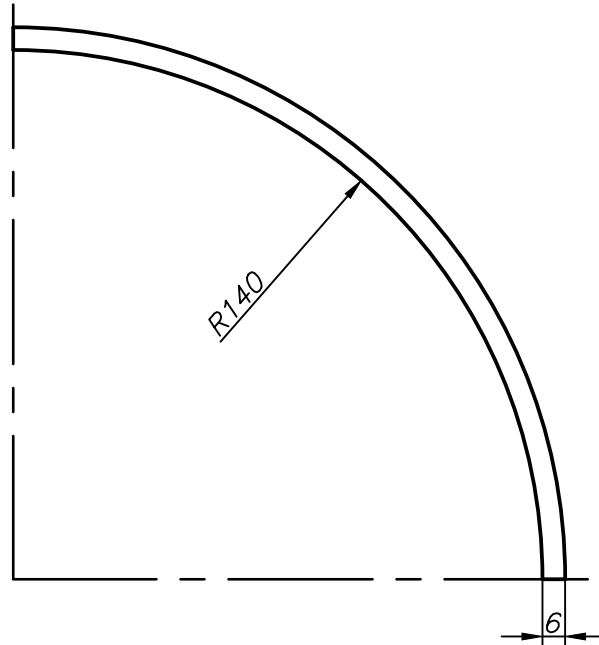
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N11

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	12/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Zapata		Escala: 1:2
				Lámina N° 30



34

A6
105x148

A5
148x210

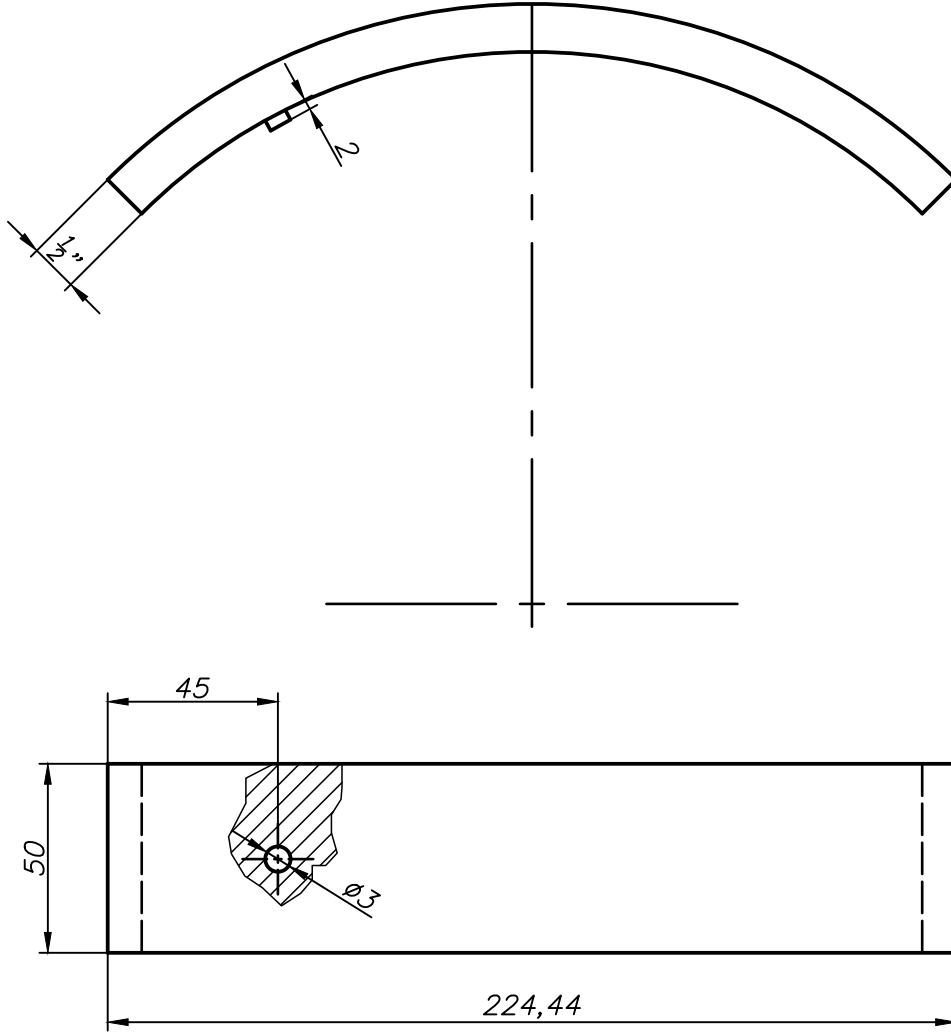
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N11/

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	07/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Soporte de zapata		Escala: 1:2
				Lámina N° 31



35

A6
105x148

A5
148x210

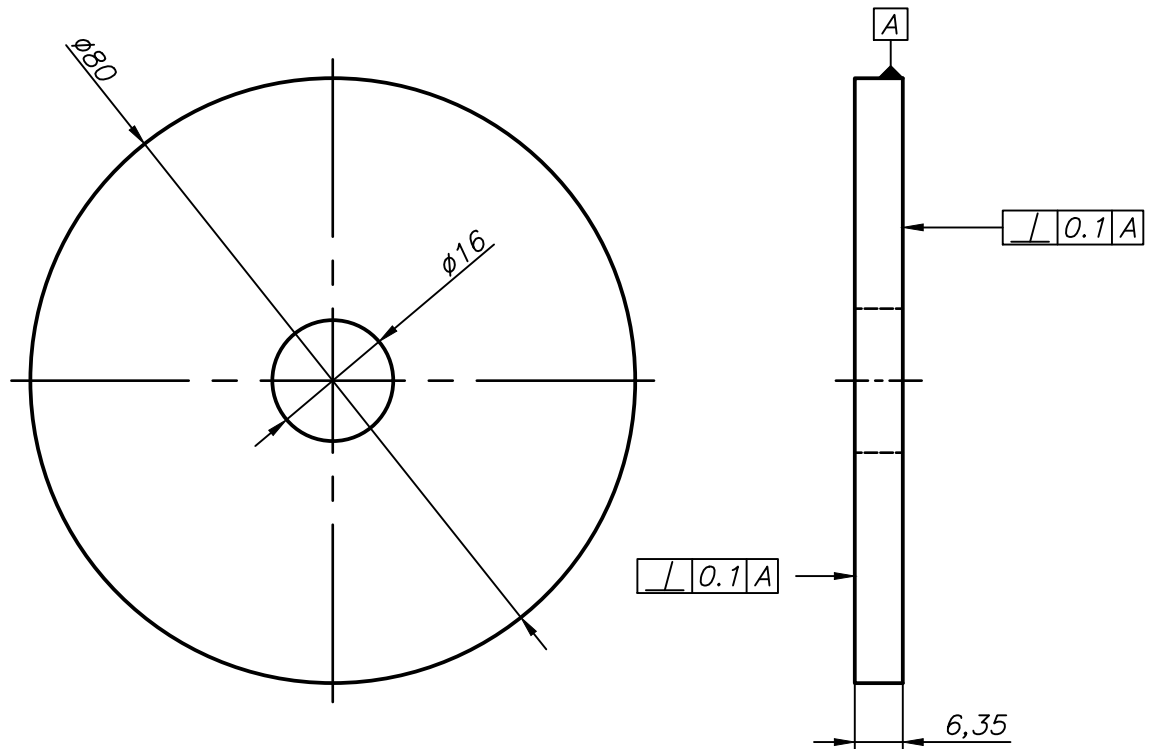
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N11/

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	15/03/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Arandela de anclaje		Escala: 1:2
				Lámina N° 32



37

A6
105x148

A5
148x210

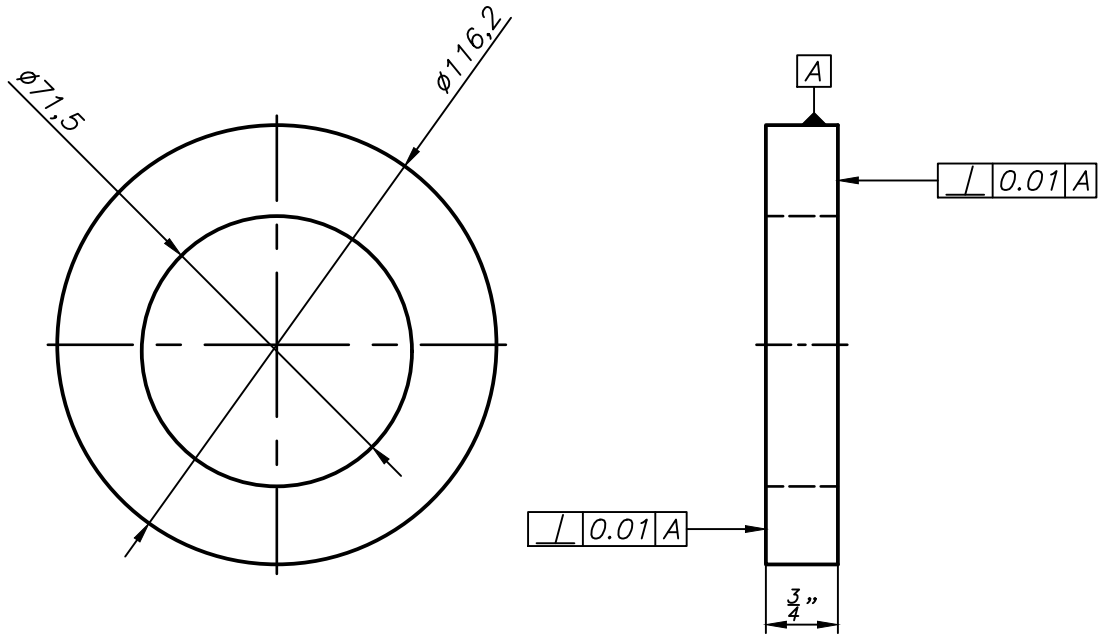
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N9/

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	12/03/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Anillo base		Escala: 1:2
				Lámina N° 33



38

A6
105x148

A5
148x210

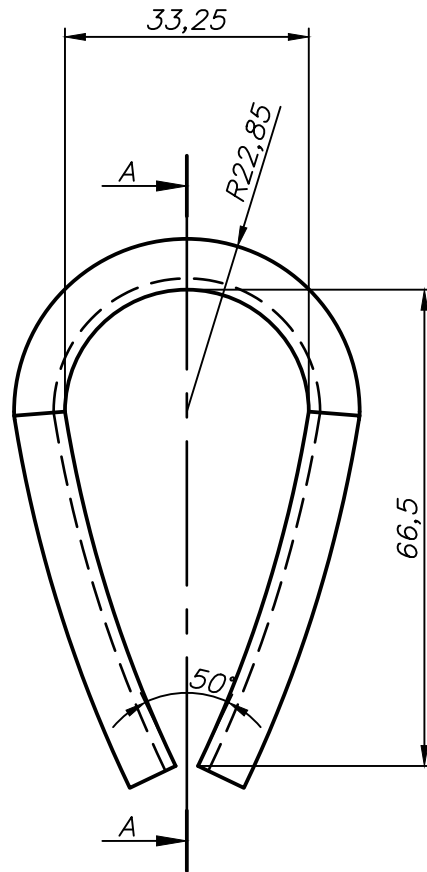
A4
210x297

A3
297x420

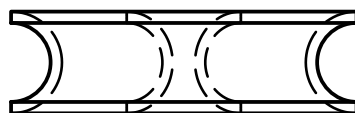
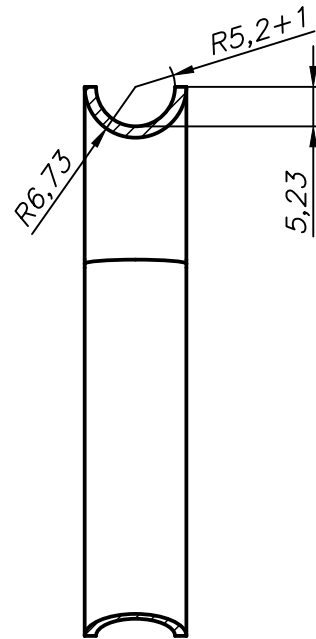
A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



Corte A-A



N9

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	23/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Ojal de acero		Escala: 1:1
				Lámina N° 34



39

A6
105x148

A5
148x210

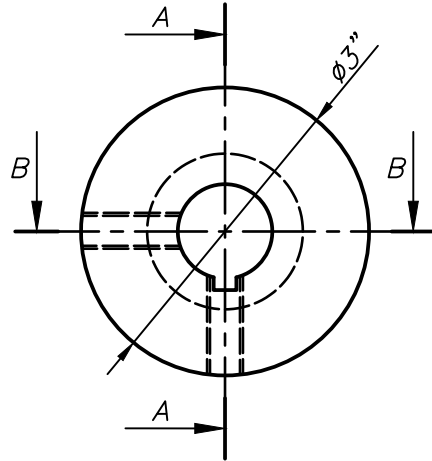
A4
210x297

A3
297x420

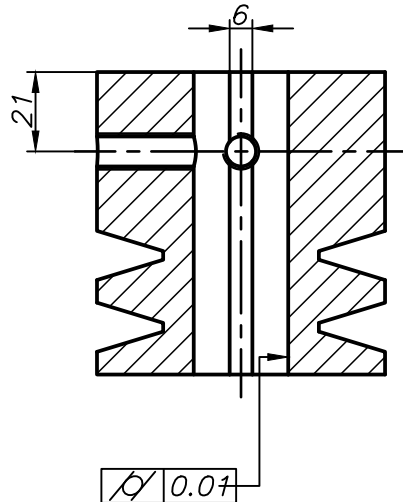
A2
420x594

A1
594x841

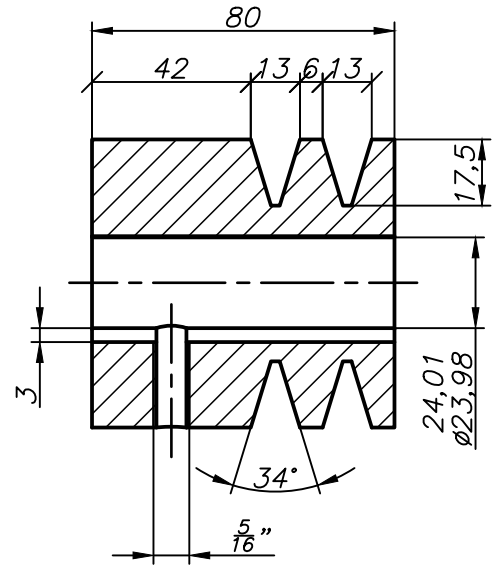
A0
841x1189



CORTE B - B



CORTE A - A



N7

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	07/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Polea de 3"		Escala: 1:2
				Lámina N° 35



41

A6
105x148

A5
148x210

A4
210x297

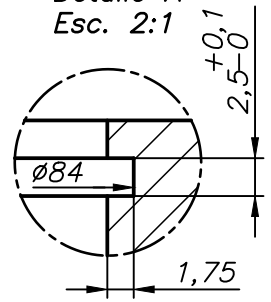
A3
297x420

A2
420x594

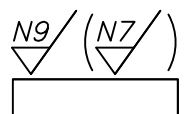
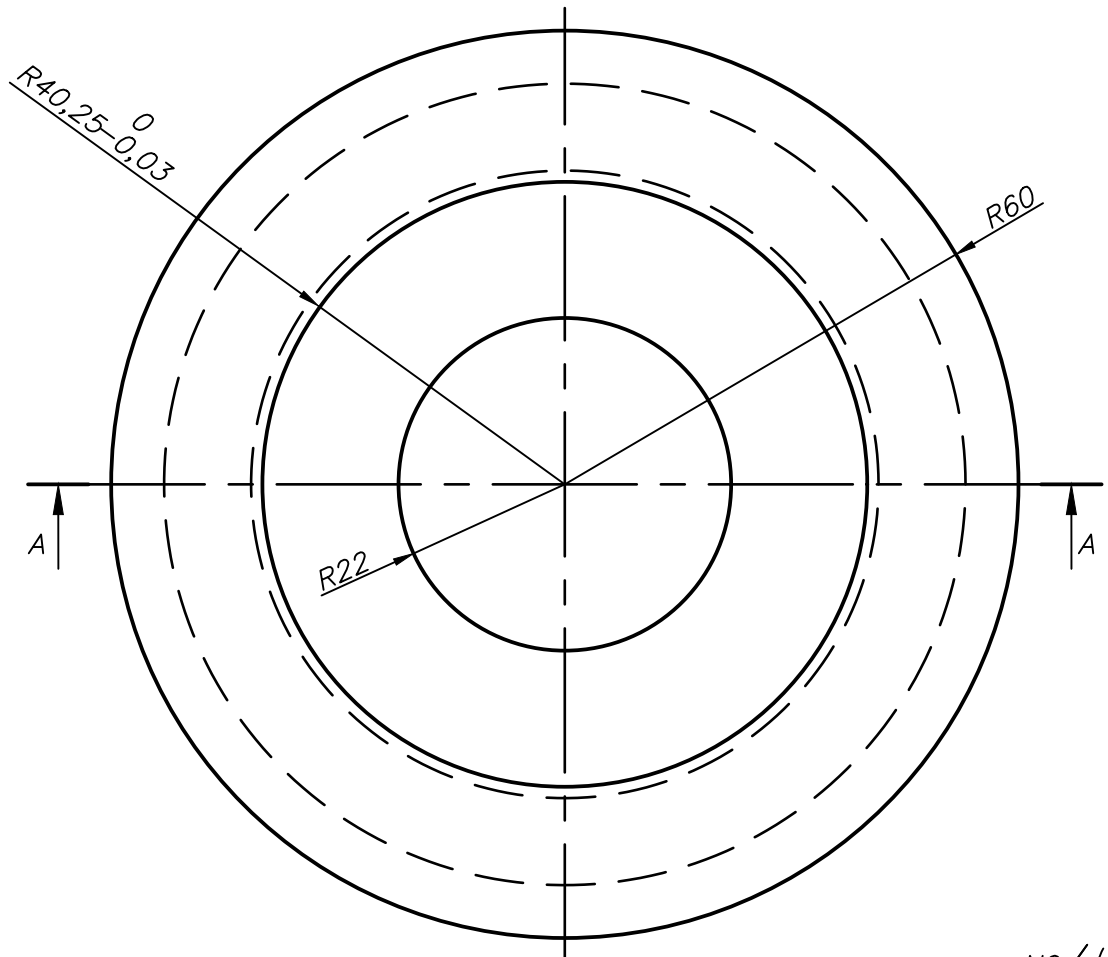
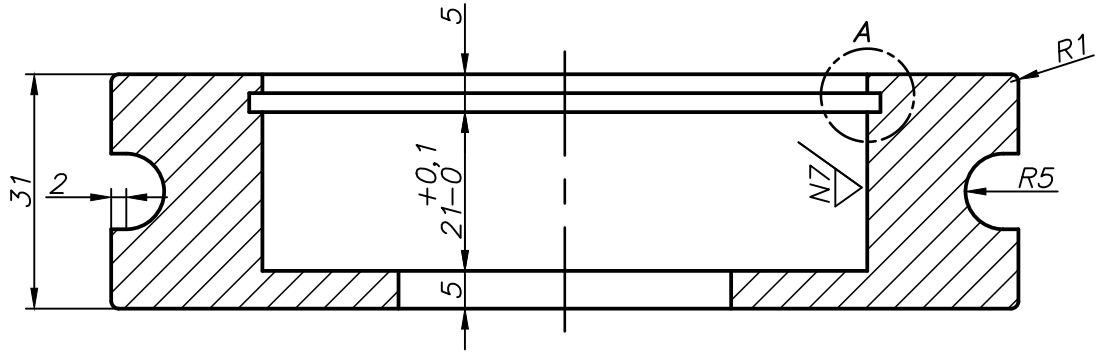
A1
594x841

A0
841x1189

Detalle A
Esc. 2:1



Corte A-A



Anillo seeger_Dln 472

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	22/01/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Polea de la pluma		Escala: 1:1
				Lámina N° 36



42

A6
105x148

A5
148x210

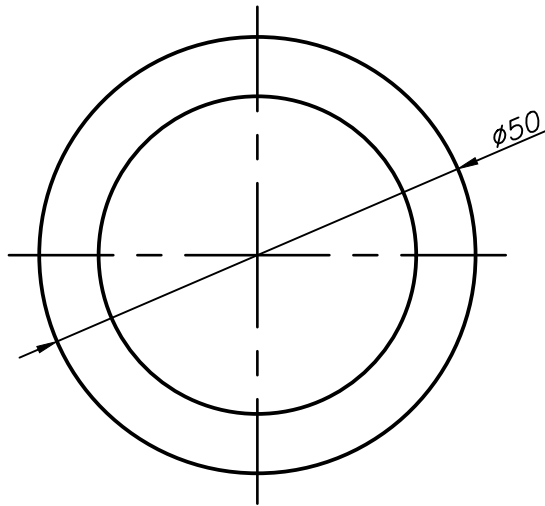
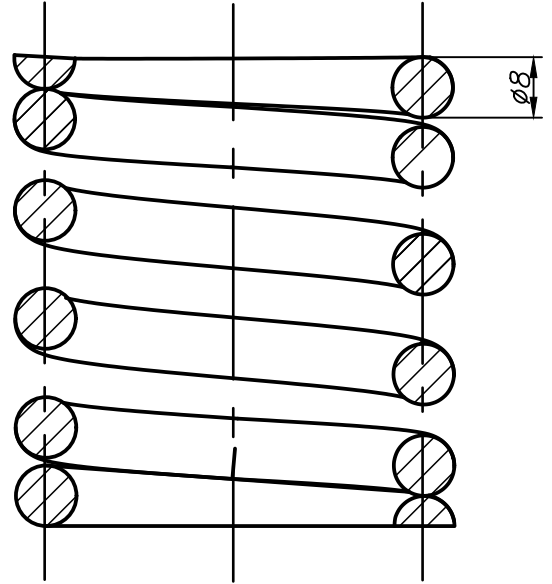
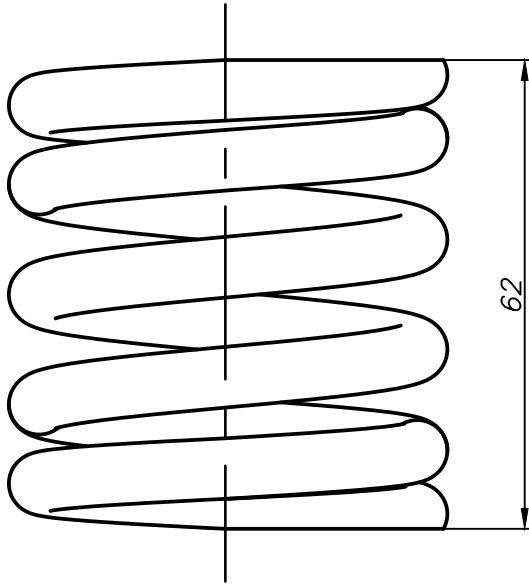
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189



N11/

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	10/03/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Muelle de compresión		Escala: 1:1
				Lámina N° 37



6

A6
105x148

A5
148x210

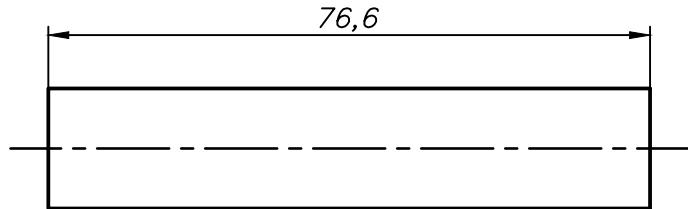
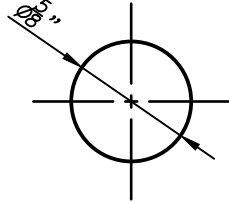
A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

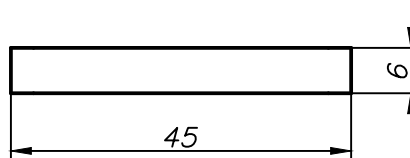
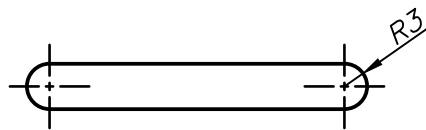
A0
841x1189



N9/

		Separador placa polea		AISI 1018	
Pos.	Cant	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto

29



N9/

		Chaveta de la palanca		AISI 4340	
Pos.	Cant	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto

	Nombre	Fecha	Modalidad:		UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	18/03/2020	PRESENCIAL		

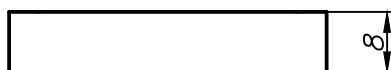
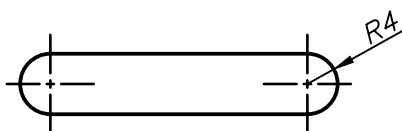
Carrera de ingeniería Mecánica

Escala: **1:1**

Lámina N° **38**



26



A6
105x148

A5
148x210

A4
210x297

A3
297x420

A2
420x594

A1
594x841

A0
841x1189

N9

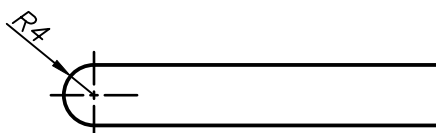
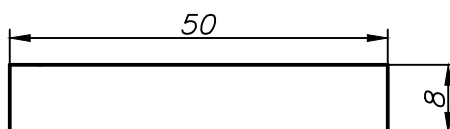
N9

N9

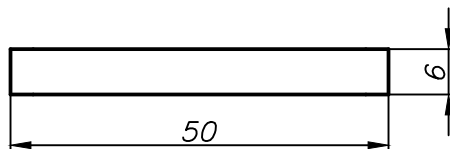
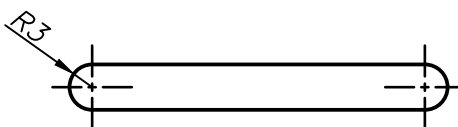
Pos.	Cant	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
------	------	--------------	-------	----------	---------------

Pos.	Cant	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
------	------	--------------	-------	----------	---------------

36



40



Pos.	Cant	Denominación	Norma	Material	Dim. en bruto
------	------	--------------	-------	----------	---------------

	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca	
Dibujado	Castro-Delgado	17/03/2020	PRESENCIAL		

Carrera de ingeniería Mecánica

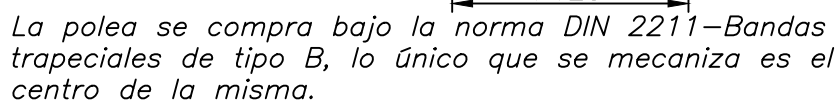
Chavetas

Escala: 1:1

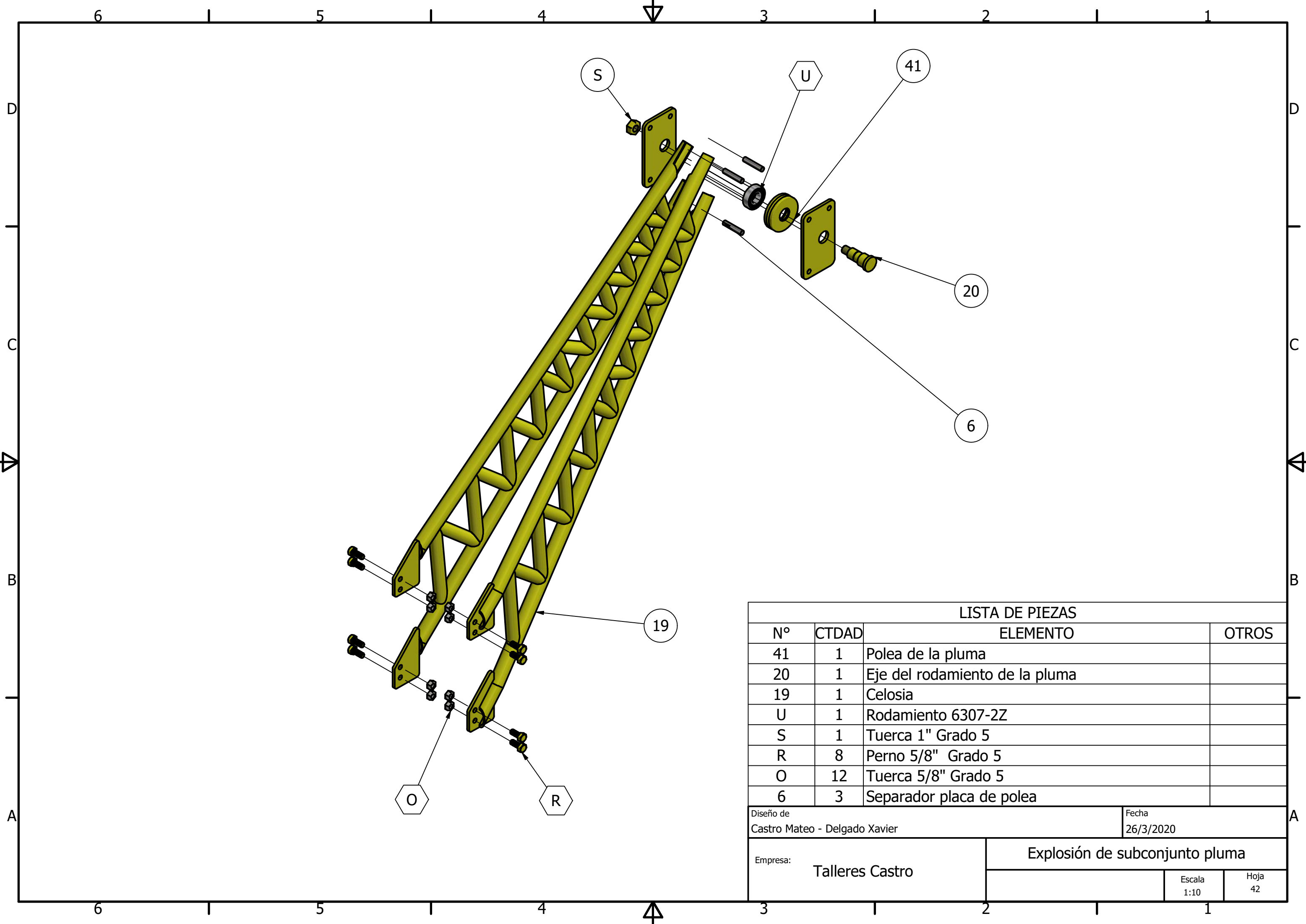
Lámina N° 39



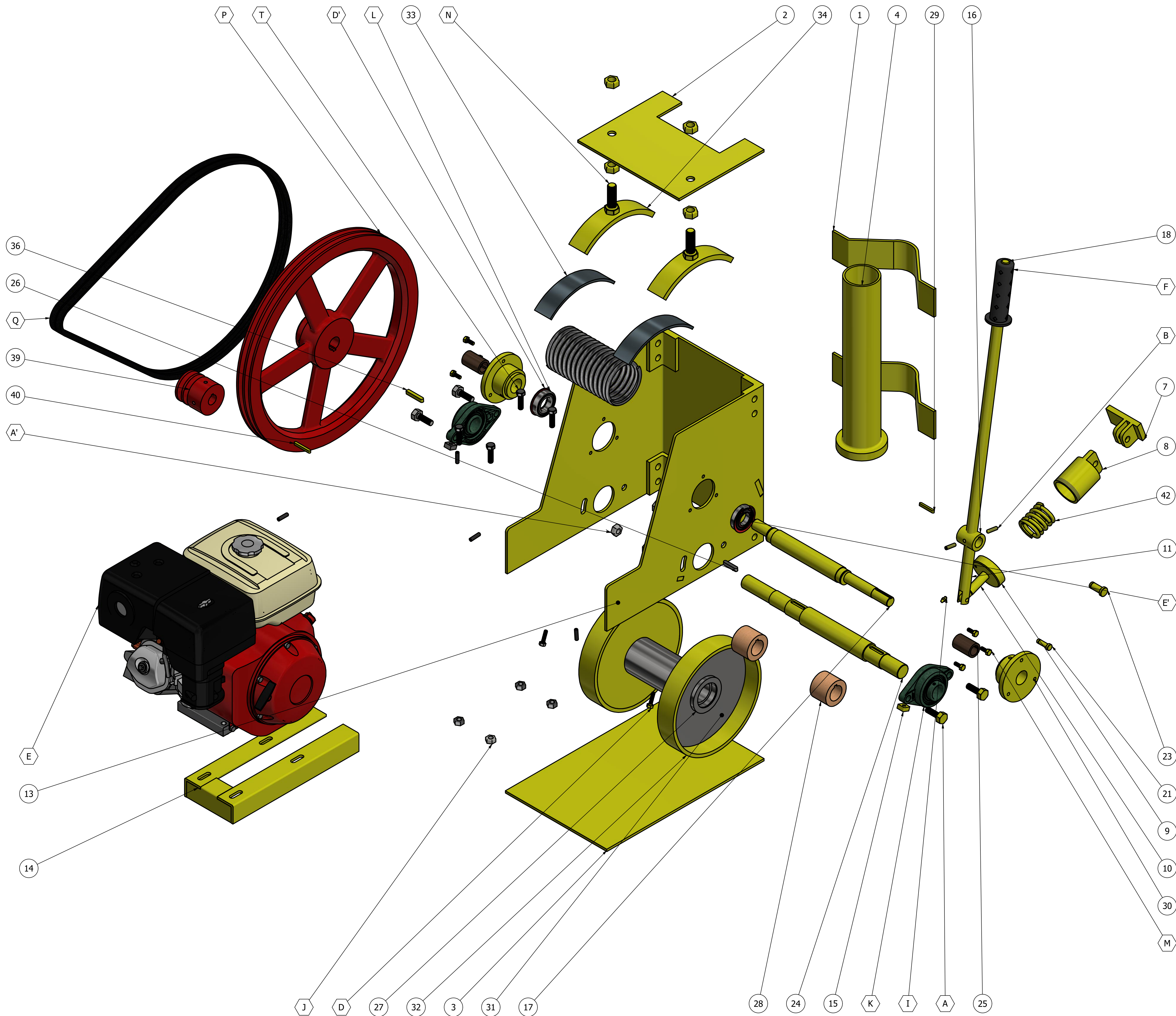
A0
841x1189



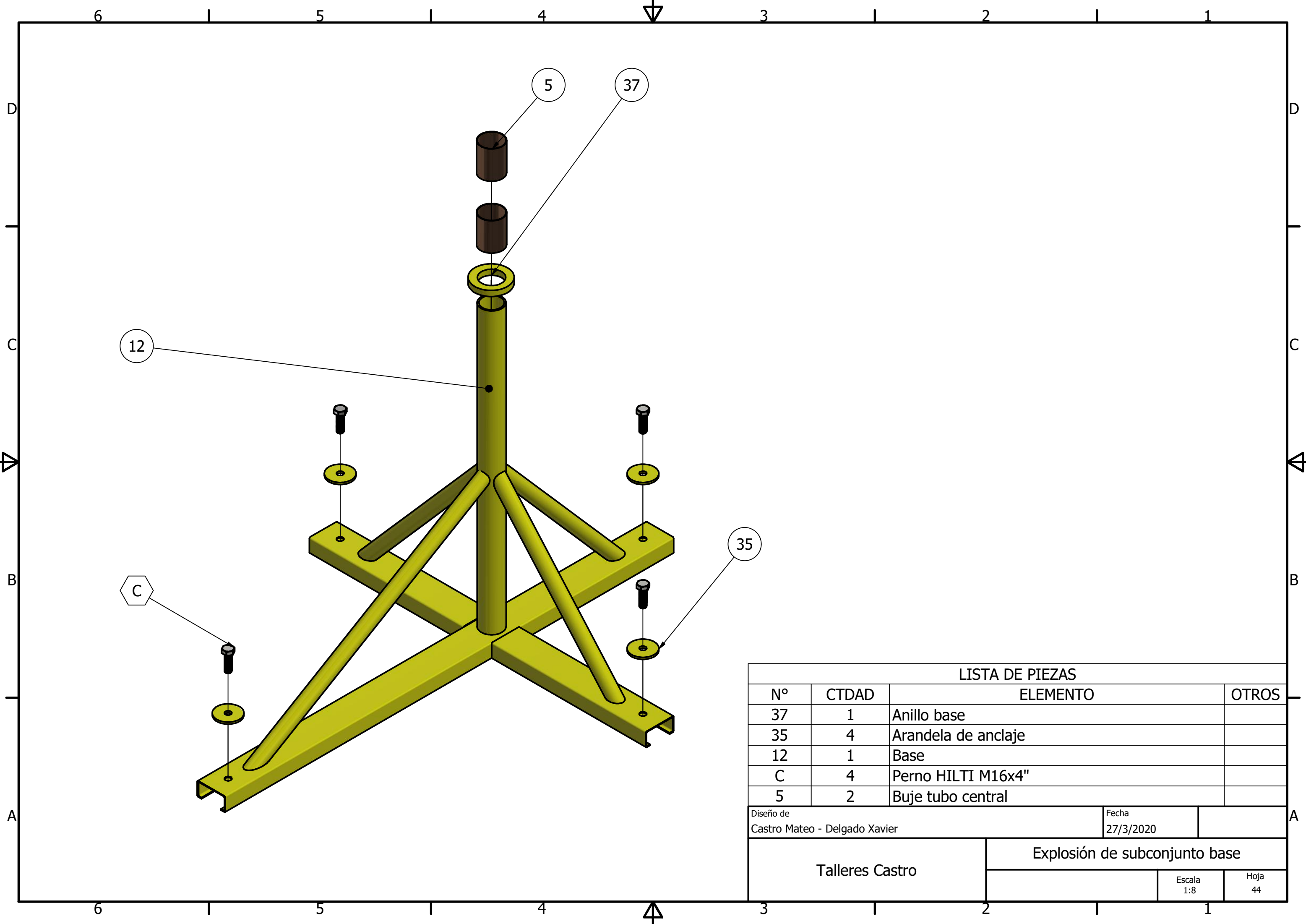
	Nombre	Fecha	Modalidad:	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA Sede Matriz Cuenca
Dibujado	Castro-Delgado	04/02/2020	PRESENCIAL	
Carrera de ingeniería Mecánica		Polea de 21"		Escala: 11
				Lámina N° 40



LISTA DE PIEZAS			
Nº	CTDAD	ELEMENTO	OTROS
41	1	Polea de la pluma	
20	1	Eje del rodamiento de la pluma	
19	1	Celosia	
U	1	Rodamiento 6307-2Z	
S	1	Tuerca 1" Grado 5	
R	8	Perno 5/8" Grado 5	
O	12	Tuerca 5/8" Grado 5	
6	3	Separador placa de polea	
Diseño de Castro Mateo - Delgado Xavier			Fecha 26/3/2020
Empresa: Talleres Castro		Explosión de subconjunto pluma	
			Escala 1:10 Hoja 42



LISTA DE PIEZAS			
Nº	CTDAD	ELEMENTO	OTROS
E'	2	Seguro Segger 35	
A'	4	Tuerca 1/2" Grado 5	
D'	2	Seguro Segger 62	
42	1	Muelle de compresión	
40	1	Chaveta de polea de motor	
39	1	Polea 3"	
36	1	Chaveta de polea de 21"	
34	2	Soporte de zapata	
33	2	Zapata	
32	2	Anillo de frenado	
31	2	Tapa lateral del eje de alojamiento del cable de acero	
30	2	Tapa del eje excéntrico	
29	1	Chaveta para palanca	
28	2	fibra de tracción	
27	1	Eje de alojamiento del cable de acero	
26	2	Chaveta para celerón	
25	2	Buje de tapa de eje excéntrico	
24	1	eje de tracción	
23	1	Pasador de base de cilindro del muelle	
21	1	Pasador de la palanca	
18	1	Palanca superior	
17	1	Eje excéntrico	
16	1	Base para palanca de accionamiento	
15	2	Platina de ajuste de chumatera	
14	1	Base de motor	
13	1	Carcasa	
11	1	Palanca inferior	
10	1	Eje de muelle	
T	4	Perno 7/16"x1 1/2" Grado 5	
Q	2	Banda trapezoidal tipo B 63	
P	1	Polea trapezoidal tipo B 21"	
N	2	Perno 5/8" x 2 1/2" Grado 5	
M	6	Perno 5/16" x1/2" Grado 5	
L	2	Rodamiento 6007-2Z	
K	2	Chumacera FYTBK 35 TF	
J	4	Tuerca 7/16" Grado 5	
I	1	Grasero 1/4"	
F	1	Mango para palanca de accionamiento	
E	1	Motor Honda 9.5 HP / Gasolina	
D	2	Perno 5/16" x 1 1/2" Grado 5	
B	6	Prisionero 5/16" x 1 1/2"	
A	4	Perno 1/2" x1 1/2" Grado 5	
9	1	Tapa de cilindro de muelle	
8	1	Cilindro de muelle	
7	1	Base de cilindro de muelle	
4	1	Tubo de union de cuerpo y base	
3	1	Base de la carcasa	
2	1	Tapa superior de carcasa	
1	2	Platina de refuerzo de tubo y carcasa	



LISTA DE PIEZAS				
N°	CTDAD	ELEMENTO		OTROS
37	1	Anillo base		
35	4	Arandela de anclaje		
12	1	Base		
C	4	Perno HILTI M16x4"		
5	2	Buje tubo central		
Diseño de Castro Mateo - Delgado Xavier			Fecha 27/3/2020	
Talleres Castro		Explosión de subconjunto base		
			Escala 1:8	Hoja 44