



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**  
**SEDE GUAYAQUIL**  
**CARRERA DE MECATRÓNICA**

**DESARROLLO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA ELABORAR  
TAPAS TORIESFÉRICAS DE ACERO EN ESPESORES DE HASTA  
6MM PARA LA EMPRESA FÁBRICA INDUSTRIAL CMI**

Trabajo de titulación previo a la obtención del  
Título de Ingeniero en Mecatrónica

**AUTORES:** Manuel Elicio Aguilar Armijos  
Edison Javier Pincay Gonzabay  
**TUTOR:** José Alexander Zambrano García, MSc.

Guayaquil - Ecuador  
2023

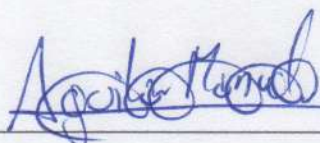
## CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, **Manuel Elicio Aguilar Armijos** con documento de identificación N° **0706498680** y **Edison Javier Pincay Gonzabay** con documento de identificación N° **2400093650**; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo.

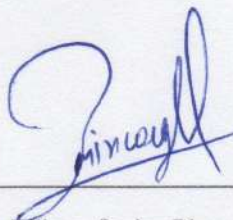
Guayaquil, 12 de septiembre del año 2023

Atentamente,



---

Manuel Elicio Aguilar Armijos  
0706498680



---

Edison Javier Pincay Gonzabay  
2400093650

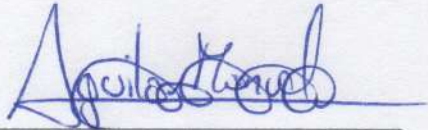
**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA  
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, **Manuel Elicio Aguilar Armijos** con documento de identificación N° **0706498680** y **Edison Javier Pincay Gonzabay** con documento de identificación N° **2400093650**, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del **Dispositivo Tecnológico: DESARROLLO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA ELABORAR TAPAS TORIESFÉRICAS DE ACERO EN ESPEORES DE HASTA 6MM PARA LA EMPRESA FÁBRICA INDUSTRIAL CMI**, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo a final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana

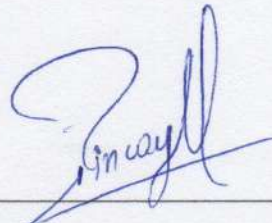
Guayaquil, 12 de septiembre del año 2023

Atentamente,



---

Manuel Elicio Aguilar Armijos  
0706498680



---

Edison Javier Pincay Gonzabay  
2400093650

## CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, **José Alexander Zambrano García**, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **DESARROLLO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA ELABORAR TAPAS TORIESFÉRICAS DE ACERO EN ESPEORES DE HASTA 6MM PARA LA EMPRESA FÁBRICA INDUSTRIAL CMI**, realizado por **Manuel Elicio Aguilar Armijos** con documento de identificación N° **0706498680** y por **Edison Javier Pincay Gonzabay** con documento de identificación N° **2400093650**, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción **Dispositivo Tecnológico** que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 12 de septiembre del año 2023

Atentamente,



---

Ing. José Alexander Zambrano García, MSc.  
0703175521

## DEDICATORIA

Este trabajo de titulación está dedicado primero a Dios, fuente inagotable de sabiduría y guía, te dedico este logro alcanzado. Tú has sido mi fortaleza en los momentos de desafío y mi inspiración constante para superar obstáculos. Agradezco tu constante presencia en mi vida y confío en que seguirás iluminando mi camino.

A mis queridos padres Mavela Pacífica Armijos Pineda y Luis Ángel Aguilar Peñarreta, su amor incondicional y apoyo han sido los cimientos sobre los cuales he construido mi éxito académico. Cada sacrificio y esfuerzo que han realizado por mí ha sido un ejemplo de dedicación y amor. Esta tesis es también un reflejo de su dedicación para brindarme las mejores oportunidades. Gracias por ser mi mayor motivación.

A mi amada novia Gabriela Estefanía Cardenas Darque, en este momento tan especial, quiero expresarte mi gratitud por ser mi compañera incondicional. Tu amor y apoyo han sido un motor constante de inspiración. La vida nos presenta desafíos y bendiciones, y este nuevo capítulo que comenzamos juntos con la llegada de nuestro hijo refuerza mi compromiso contigo y con nuestra familia. A nuestro hijo que está en camino, aunque aún no has llegado, ya eres una parte fundamental de mi motivación y propósito. Esta tesis no solo representa mi esfuerzo, sino también el anhelo de brindarte un futuro lleno de oportunidades y amor.

A mis amados hermanos Christian Osmani Aguilar Armijos, Luis Ángel Aguilar Armijos y hermana Yuleidy Lisbet Aguilar Armijos, su aliento y cariño han sido una brújula en mi trayecto académico. Siempre han estado ahí para escucharme, alentarme y celebrar mis triunfos. Compartir este logro con ustedes es un honor y espero que sigamos construyendo recuerdos juntos. A todos ustedes dedico este logro, como un testimonio de gratitud por sus roles fundamentales en mi vida. Cada página escrita es un tributo a su amor y apoyo inquebrantable. Espero que este logro no solo me llene de orgullo, sino también a todos ustedes que han sido mi constante inspiración. Con amor y gratitud.

**Manuel Elicio Aguilar Armijos**

En el culmen de este viaje académico, elevo mi voz llena de gratitud y humildad hacia el Ser Supremo, quien me ha iluminado con su divina guía a lo largo de cada paso de esta travesía. A ti, Dios misericordioso, te dedico este logro, reconociendo que sin tu gracia y fortaleza, este camino habría sido imposible de recorrer. A mi madre María Dominga Gonzabay Pérez, un faro de amor incondicional y sacrificio, te dedico este logro. Tus palabras de aliento, tus abrazos en los momentos difíciles y tu ejemplo de resiliencia han sido mi constante inspiración. Cada logro que alcanzo es también un tributo a tus sacrificios y dedicación. A mi padre Vicente Andrés Pincay Rivera, cuya sabiduría y consejos siempre han iluminado mi camino. Tus palabras de aliento y tu ejemplo de trabajo arduo me han mostrado el valor de la dedicación y la integridad. Gracias por ser mi roca y mi modelo a seguir. A mi amada esposa María Mercedes Gómez Caballero, compañera de vida y confidente, agradezco tus palabras de aliento en los momentos de duda y tus abrazos reconfortantes en los momentos de agotamiento. Tu amor incondicional ha sido mi refugio, y tu paciencia y apoyo constante han hecho posible que llegue a este punto. A mi querida hija Liah Yelena Pincay Gómez, luz de mis días y razón de mi esfuerzo constante. Cada línea de esta tesis está tejida con la esperanza de un futuro mejor para ti. Que este trabajo sea un testimonio de que nunca debes renunciar a tus sueños y que el conocimiento es un tesoro que nadie puede arrebatar. Y a Erick Román Quimi Gómez y Diego Gabriel Quimi Gómez para ellos que son como mis hijos también es este logro alcanzado. A mis hermanas Marjorie Guisella Pincay Gonzabay, Karen Estefanía Pincay Gonzabay, compañeras de risas y vivencias, les dedico este logro como una muestra de admiración por vuestro coraje y determinación en vuestras propias vidas. Nuestra unión es un tesoro que atesoro profundamente, y este logro es también vuestro. A todos aquellos que creyeron en mí, que me brindaron su apoyo incondicional y aliento a lo largo de esta travesía académica, les extiendo mi gratitud sincera. Cada palabra de ánimo, cada gesto de confianza ha sido fundamental para llegar a este punto. Que este trabajo sea un testimonio de mi compromiso con el conocimiento, la superación y el deseo de contribuir positivamente al mundo que nos rodea. Que inspire a otros a perseguir sus metas con valentía y pasión, y a siempre recordar que somos el resultado del amor y el apoyo de quienes nos rodean. En la certeza de que este logro es el resultado de muchas manos y corazones, elevo mis palabras de gratitud y dedicación. A Dios, mi familia y seres queridos, ¡gracias por ser mi constante inspiración.

**Edison Javier Pincay Gonzabay**

## AGRADECIMIENTO

Con profunda gratitud y aprecio, deseamos expresar nuestros sentimientos hacia aquellos que han sido fundamentales en la realización de este logro académico.

A nuestra querida institución Universidad Politécnica Salesiana, extendemos nuestro más sincero agradecimiento. Ha sido en este entorno de aprendizaje donde hemos encontrado las herramientas y los recursos necesarios para nutrir nuestro conocimiento y crecimiento personal. Gracias por proporcionarnos un ambiente propicio para el aprendizaje y el desarrollo integral.

A nuestro estimado tutor de tesis Ing. Jose Alexander Zambrano Garcia, sus orientaciones y conocimientos han sido invaluable en este viaje académico. Su guía experta y su dedicación constante nos han impulsado a explorar a profundidad nuestro tema de investigación y a superar los desafíos que hemos encontrado en el camino. Su mentoría ha sido esencial para la culminación exitosa de este proyecto.

En cada conversación, cada corrección y cada consejo, hemos sentido su compromiso y pasión por nuestra formación. Usted ha sido más que un tutor; ha sido un inspirador y un modelo a seguir. Agradecemos sinceramente su paciencia, claridad y apoyo constante.

Nuestra gratitud se extiende a todos aquellos que de alguna manera contribuyeron a este logro, así como a nuestras familias y seres queridos por su respaldo y aliento a lo largo de este trayecto. Concluimos esta etapa con una sensación de logro y con la certeza de que hemos crecido no solo como estudiantes, sino también como individuos.

En esta tesis de grado queda plasmado el fruto de nuestro esfuerzo, pero también el impacto positivo que ha tenido la guía de nuestra institución y de nuestro tutor en nuestro desarrollo académico y personal. Con gratitud y humildad, damos este paso hacia un futuro lleno de posibilidades, llevando con nosotros los conocimientos y experiencias adquiridas durante esta travesía educativa.

**Manuel Elicio Aguilar Armijos**

Queremos expresar mi más sincero agradecimiento a todos aquellos que han hecho contribuciones importantes para la realización de esta tesis, y en especial a aquellas que han dejado una huella profunda en este camino. Esta investigación no habría sido posible sin el apoyo constante, la orientación y el aliento que recibimos de quienes nos rodean.

En primer lugar, a nuestro tutor Ing. José Alexander Zambrano García, quien ha brindado una dirección invaluable a lo largo de este proceso. Su experiencia, conocimiento y paciencia fueron fundamentales para dar forma a nuestras ideas y para superar los desafíos que encontramos en el camino. Siempre estuvo dispuesto a escuchar, aconsejar y motivarnos, y por ello le estamos profundamente agradecidos. También queremos agradecer a nuestras familias y amigos por el apoyo incondicional en el transcurso este viaje. Las palabras de comprensión y lo mas importante el aliento que nos dieron para que la fuerza necesaria para superar los momentos desafiantes y para mantenernos enfocados en nuestro objetivo.

Finalmente, expresamos nuestro agradecimiento a todas las fuentes bibliográficas y recursos que consultamos. Su contribución a nuestra comprensión del tema es inmensamente valiosa.

Este logro no es solo nuestro, sino de todos los que han contribuido de alguna manera en este proceso. Les estamos agradecidos más allá de las palabras y llevamos sus enseñanzas y apoyo en cada página de esta tesis.

**Edison Javier Pincay Gonzabay**

## RESUMEN

Una prensa hidráulica es una maquina utilizada para la producción en masa de productos o artículos. Estas máquinas se utilizan para diversos trabajos. tales como conformado, embutido, estampado, fundición, estampado, etc. Una de las aplicaciones es el moldeado de las tapas de los recipientes a presión. Para formar tapas en prensas hidráulicas se tienen en cuenta varios parámetros importantes como la fuerza, deformación, presión de trabajo, espesor de la capa de recubrimiento a formar, dimensiones, velocidad de trabajo, carrera del cuerpo base y punzón cilindro.

Existen tres empresas en el Ecuador que cuentan con prensas de este tipo, por ello, con el fin de lograr un avance tecnológico en el país, se propuso un diseño de una prensa hidráulica para la formación de tapas de recipientes a presión. La empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI desea comprar una de estas prensas porque trabaja en el diseño y construcción de recipientes a presión. A través de este proyecto se podrá desarrollar tecnología en el país y beneficiará a la empresa en términos de eficiencia al aumentar el tiempo de construcción. y reduciendo costos.

## ABSTRACT

A hydraulic press is a machine used for mass production of products or articles. These machines are used for various jobs, such as shaping, sausage, stamping, casting, stamping, etc. One of the applications is the molding of the covers of pressure vessels.

To form caps in hydraulic presses several important parameters are taken into account such as force, deformation, working pressure, thickness of the coating layer to be formed, dimensions, working speed, stroke of the base body and cylinder punch.

There are three companies in Ecuador that have presses of this type, therefore, in order to achieve a technological advance in the country, a design of a hydraulic press was proposed for the formation of pressure vessel caps. The company FÁBRICA INDUSTRIAL CMI wants to buy one of these presses because it works in the design and construction of pressure vessels. Through this project, technology can be developed in the country and will benefit the company in terms of efficiency by increasing construction time, and reducing costs.

**Keywords:** hydraulic system, hydraulic pump, electric motor, torispherical caps.



## ÍNDICE

<b>I.</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b>	14
<b>II.</b>	<b>PROBLEMA</b>	15
<b>III.</b>	<b>OBJETIVOS</b>	16
III-A.	Objetivo general . . . . .	16
III-B.	Objetivos específicos . . . . .	16
<b>IV.</b>	<b>FUNDAMENTOS TEÓRICOS</b>	17
IV-A.	Principio de Pascal . . . . .	17
IV-B.	Clasificación de las prensas hidráulicas . . . . .	17
IV-B1.	Prensa hidráulica . . . . .	17
IV-B2.	Prensa Mecánica . . . . .	17
IV-B3.	Prensa de conformado . . . . .	18
IV-C.	Tipos de prensa hidráulica . . . . .	18
IV-C1.	Prensa tipo pilar . . . . .	18
IV-C2.	Prensa de marco C . . . . .	19
IV-C3.	Prensa de marco H . . . . .	19
IV-D.	Componentes de una prensa hidráulica . . . . .	20
IV-D1.	Estructura . . . . .	20
IV-D2.	Sistema hidráulico . . . . .	20
IV-D3.	Central hidráulica: . . . . .	23
IV-E.	Tipos de tapas . . . . .	30
IV-E1.	Tapas semiesféricas . . . . .	30
IV-E2.	Tapas semiolímpicas . . . . .	30
IV-E3.	Tapas toriesféricas . . . . .	30
IV-E4.	Tapas abombadas con ceja invertida . . . . .	31
IV-E5.	Tapas únicamente abombadas . . . . .	31
IV-E6.	Tapas planas con ceja . . . . .	31
IV-E7.	Tapas planas . . . . .	32
<b>V.</b>	<b>MARCO METODOLÓGICO</b>	33
V-A.	Diseño mecánico . . . . .	33
V-B.	Diseño de las partes de la prensa . . . . .	33
V-B1.	Cálculo y diseño de diámetro de la tapa toriesféricas . . . . .	33
V-B2.	Cálculo de la fuerza necesaria para deformar las tapas toriesféricas . . . . .	35
V-B3.	Cálculo y diseño del pistón hidráulico . . . . .	38
V-B4.	Cálculo del pistón sometido a presión . . . . .	39
V-B5.	Cálculo y diseño del tanque de la unidad hidráulica . . . . .	40
V-B6.	Cálculo de la velocidad de bajada y caudal de bomba . . . . .	42
V-B7.	Cálculo y diseño de la tubería . . . . .	43
V-B8.	Cálculo de la potencia del motor . . . . .	47
V-B9.	Diagrama de la prensa hidráulica . . . . .	48
V-C.	Dimensionamiento estructural . . . . .	50
V-C1.	Dimensionamiento y selección de vigas superior o principales . . . . .	50
V-C2.	Cálculo y diseño de las columnas . . . . .	57
V-C3.	Simulación de la estructura . . . . .	60
V-C4.	Implementación de tablero eléctrico . . . . .	64

<b>VI. RESULTADOS</b>	67
VI-A. Desarrollo . . . . .	67
VI-B. Validación de resultados finales . . . . .	67
<b>VII. CRONOGRAMA</b>	69
<b>VIII. PRESUPUESTO</b>	70
<b>IX. CONCLUSIONES</b>	71
<b>X. RECOMENDACIONES</b>	71
<b>Apéndice A: PLANOS</b>	74
<b>Apéndice B: MONTAJE</b>	101
<b>Apéndice C: TORNERIA Y SOLDADURA</b>	107

## ÍNDICE DE FIGURAS

1.	Esquema del funcionamiento de una prensa hidráulica [25]. . . . .	17
2.	Prensa hidráulica 30 Ton ZX0901D EV Tools [5]. . . . .	17
3.	Prensa mecánica Delteco PE-160 [9]. . . . .	18
4.	Prensa de conformado de 315 toneladas [21]. . . . .	18
5.	Prensa Hidráulica Tipo Pilar [7]. . . . .	19
6.	Prensa de marco tipo C [12]. . . . .	19
7.	Prensa electrohidráulica DE-80 [15]. . . . .	19
8.	Pórtico de servicio [23]. . . . .	20
9.	Partes de un cilindro hidráulico [11]. . . . .	21
10.	Esquema de un cilindro de doble efecto [8]. . . . .	22
11.	Cilindro de vástago hueco [20]. . . . .	22
12.	Cilindro de presión dinámica [20]. . . . .	22
13.	Émbolos buzo [20]. . . . .	23
14.	Central hidráulica[2]. . . . .	23
15.	Principio de trabajo de bomba de pistones radiales de tipo válvula de retención[4]. . . . .	24
16.	Bomba de paletas [13]. . . . .	24
17.	Bomba hidráulica de engranajes externos [13]. . . . .	25
18.	Modelos, tipo de sellos y juntas que existe para un vástago hidráulico [24]. . . . .	26
19.	Depósitos hidráulico[16]. . . . .	27
20.	Modelos, tipo de sellos y juntas que existe para un vástago hidráulico [24]. . . . .	28
21.	Válvula direccional[14]. . . . .	29
22.	Válvula antirretorno[14]. . . . .	29
23.	Válvula reguladora de presión[14]. . . . .	29
24.	Válvula reguladora de caudal[14]. . . . .	30
25.	Tapas semiesféricas[10]. . . . .	30
26.	Tapas semielípticas[10]. . . . .	30
27.	Tapas toriesféricas[10]. . . . .	31
28.	Tapas abombadas con ceja invertida[10]. . . . .	31
29.	Tapas únicamente abombadas[10]. . . . .	31
30.	Tapas planas con ceja[10]. . . . .	32
31.	Tapas planas[10]. . . . .	32
32.	Diseño preliminar de la prensa hidráulica . . . . .	33
33.	Tabla de propiedades mecánicas de viga UPN[3]. . . . .	34
34.	Tabla de valores calculados para diferentes diámetros . . . . .	35
35.	Propiedades mecánicas [17] . . . . .	36
36.	Propiedades mecánicas [17] . . . . .	36
37.	Simulación del deforme de la placa circular . . . . .	38
38.	Depósito o tanque hidráulico con sus dimensiones . . . . .	42
39.	Propiedades en tubería . . . . .	44
40.	Propiedades de aceite . . . . .	44
41.	Bomba elejiga para el trabajo . . . . .	48
42.	Tabla de potencias nominales motores trifásicos de inducción . . . . .	48
43.	Diagrama del sistema hidráulica . . . . .	49
44.	Tabla de componentes usados . . . . .	50
45.	Catálogo de viga IPE . . . . .	51
46.	Viga. . . . .	51
47.	Diagrama de cuerpo libre de las viga. . . . .	53
48.	Diagrama . . . . .	54
49.	Diagrama del esfuerzo cortante . . . . .	54

50.	Diagrama de momento flector . . . . .	56
51.	Diseño de columna UPN . . . . .	58
52.	Catálogo de UPN . . . . .	59
53.	Material seleccionado para la simulación . . . . .	61
54.	Primera tensión de la estructura . . . . .	61
55.	Análisis de cargas . . . . .	62
56.	Segunda tensión de la estructura . . . . .	62
57.	Segunda tensión de la estructura . . . . .	63
58.	Resultados del desplazamiento de la estructura . . . . .	63
59.	Desplazamiento de la estructura . . . . .	64
60.	Factor de seguridad de la estructura . . . . .	64
61.	Tablero construido para la alimentación del tablero secundario . . . . .	65
62.	Catálogo siemens de breaker - INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS PARA MONTAJE EN RIEL DIN 5SP4 Y 5SY5 . . . . .	65
63.	Catálogo siemens de breaker - INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS PARA MONTAJE EN RIEL DIN 5SY4 . . . . .	66
64.	Diagrama del tablero de circuito eléctrico . . . . .	66
65.	Tapa en plancha de 6mm de espesor x 600 mm de diámetro sin bombear, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	67
66.	Tapa en plancha de 6mm x 600 mm bombeada, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	68
67.	Tapa toriesféricas terminada en plancha de 6mm x 600 mm bombeada, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	68
68.	Lámina de la estructura completa y los componentes de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	74
69.	Lámina de la estructura la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	75
70.	Lámina de la estructura de la prensa hidráulica en un perfil frontal con sus respectivas cotas, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	76
71.	Lámina de la estructura de la prensa hidráulica en un perfil lateral con sus respectivas cotas, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	77
72.	Lámina de las medidas de la estructura del pistón hidráulico, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	78
73.	Lámina de las piezas en general, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	79
74.	Lámina de la explosión de la estructura y sus partes, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	80
75.	Lámina de las dimensiones de las diferentes vigas de la estructura , por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	81
76.	Lámina de extensión parte del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	82
77.	Lámina de las escuadra para el refuerzo, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	83
78.	Lámina de la placa b para el soporte de la matriz, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	84
79.	Lámina de la base desmontable del cilindro, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	85
80.	Lámina del eslabón para el punzón, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	86
81.	Lámina del eslabón para el punzón en sus diferentes perfiles, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	87
82.	Lámina de extensión del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	88
83.	Lámina del despiece de la extensión parte del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	89
84.	Lámina de las dimensiones de la brida de acople del punzón, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	90
85.	Lámina de la brida del refuerzo, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	91
86.	Lámina de la base de extensión parte del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	92

87.	Lámina de extensión parte del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	93
88.	Lámina del las dimensiones del vastago del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	94
89.	Lámina del las dimensiones de los accesorios para el punzón , por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	95
90.	Lámina de las dimensiones de matriz de punzón, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	96
91.	Lámina de las dimensiones de la caja de control, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	97
92.	Lámina de las dimensiones de la caja de control, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	98
93.	Lámina de las dimensiones de la unidad de control, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	99
94.	Lámina de la prensa hidráulica armada en 3D con sus partes, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor . . . . .	100
95.	Montaje de columnas o vigas con grúa y la ayuda del montacarga , por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	101
96.	Montaje de columnas o vigas con grua y la ayuda del montacarga , por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	102
97.	Montaje de punzón en la extensión de la prensa con ayuda tecles, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	103
98.	Punzón y matriz listo para el funcionamiento, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	104
99.	Instalación de central hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	105
100.	Montaje de caja o tablero eléctrico, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	106
101.	Botonera para el envió de señales a la electroválvula, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	107
102.	Torneado de tubo para extensión del punzón, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	107
103.	Torneado y dejado a medida soporte de punzón, por M. Aguilar y E. Pincay . . . . .	108

## I. INTRODUCCIÓN

El presente proyecto tiene como finalidad la producción de tapas toriesféricas en la FÁBRICA INDUSTRIAL CMI mediante el diseño y la construcción de la prensa hidráulica que permita la optimización de costos y tiempos para realizar la conformación de dicha tapa.

En la actualidad, la FÁBRICA INDUSTRIAL CMI dejaría de depender de diferentes empresas industriales que realizan la conformación de las tapas toriesféricas para la construcción de tanques o afines.

Al desarrollar la prensa hidráulica para la empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI se llegaría ser una distribuidora de conformados de tapas toriesféricas para la ciudad de Machala y a sus alrededores donde la rentabilidad aumentaría al realizar este de servicio. Por otra parte, los costos de conformado serian mucho menor en comparación con los precios que tiene la ciudad Quito. También Ayudaría a la producción de gran escala de tanques y afines.

La inversión que se realizaría la empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI fue analizada en base a los datos obtenidos por la adquisición de tapas toriesféricas en la ciudad de Quito, se calcula que se tiene un gasto aproximado de \$13.080,00 anules en el servicio de conformado y traslado. Con las cifras obtenidas se analizó desarrollar la construcción de la prensa hidráulica el cual tendrá un costo aproximado de \$40.000,00 contando la adquisición de herramientas, mano de obra y equipos implementados para su respectivo montaje.

La fabricación de las tapas toriesféricas para la elaboración de los tanques en la empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI daría una rentabilidad del 30 % a la empresa. Su tiempo estimado en la recuperación de la inversión realizada para la construcción de la prensa hidráulica seria de 2 años y medios en funcionamiento.

## II. PROBLEMA

La adquisición de tapas toriesféricas para la construcción de diferentes tipos de tanques que se realiza en la Fábrica Industrial CMI conlleva a elevados costos de fabricación.

Actualmente en el Ecuador cuenta con pocas empresas dedicadas a fabricar dichas tapas. La prensa hidráulica a construir está enfocada en la fabricación de las tapas toriesféricas, debido a que la Fábrica Industrial CMI carece de la máquina.

La conformación de las tapas toriesféricas en la actualidad son realizadas en la ciudad de Quito donde se encuentra la empresa especializada para desarrollo de este tipo de tapas conformadas con la prensa hidráulica. El servicio del conformado de las planchas tiene un costo aproximado de \$400,00 por un diámetro de 1.8m y el traslado de las planchas para realizar el conformado a la ciudad de Quito desde Machala tiene un costo de \$65,00, el regreso de las tapas toriesféricas de la ciudad de Quito a Machala a la empresa Fábrica Industrial CMI tienen un precio aproximado de \$80,00 por cada tapa, normalmente la empresa requiere 2 unidades por mes siendo un valor total de la adquisición de las tapa toriesféricas \$1.090,00 al mes.

El tiempo del conformado de las tapas toriesféricas en la empresa de Quito lleva 5 días para su elaboración, por otra parte el transporte de las tapas tiene un tiempo estimado de 2 días para la entrega en la empresa Fábrica Industrial CMI donde estos dos factores influyen en los retrasos y perdidas de contratos de diferentes clientes que requieren la entrega de los tanques.

### III. OBJETIVOS

#### *III-A. Objetivo general*

Desarrollar una prensa hidráulica para la elaboración de tapas toriesféricas en la empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI mediante equipos disponible en el mercado local.

#### *III-B. Objetivos específicos*

- Investigar el estado del arte sobre la prensa hidráulica para la selección de sus componentes.
- Diseñar la prensa hidráulica con sus respectivos componentes mediante una herramienta CAD.
- Construir los componentes de la prensa hidráulica para la verificación del funcionamiento adecuado de la máquina.



## IV. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### IV-A. Principio de Pascal

Según el matemático y físico Blaise Pascal plantea lo siguiente, una prensa hidráulica, en la forma más sencilla, se compone de dos tubos interconectados, cada uno de los cuales contiene un pistón o cilindro y está lleno de agua o aceite figura 1. Uno de los tubos consta de un área con sección transversal más reducido que el otro. Entonces, se aplica una fuerza  $F_1$  al pistón más pequeño, desarrolla una presión en la superficie del agua se moverá al otro pistón con la misma intensidad [25].

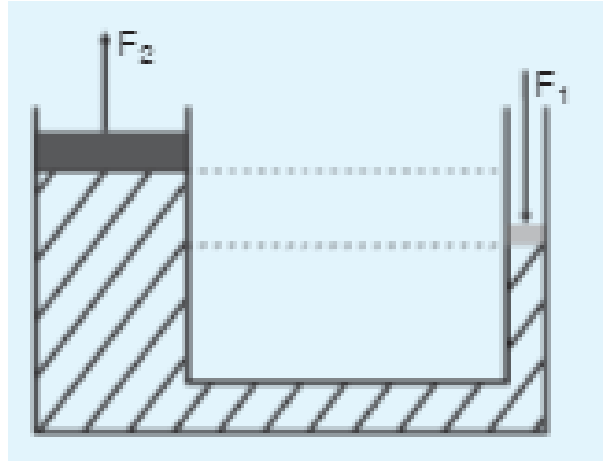


Figura 1. Esquema del funcionamiento de una prensa hidráulica [25].

### IV-B. Clasificación de las prensas hidráulicas

*IV-B1. Prensa hidráulica:* Es un tipo de prensa que tiene potencia hidráulica de cierto líquido a presión, de esta forma la convierte en fuerza mecánica para el escenario móvil, por intermedio de uno o varios cilindros hidráulicos figura 2.



Figura 2. Prensa hidráulica 30 Ton ZX0901D EV Tools [5].

*IV-B2. Prensa Mecánica:* Es una máquina que, por medio de un volante de inercia, recepta energía y la transfiere por métodos neumáticos o mecánicos a un molde o troquel. Este tipo de prensas realizan el proceso llamado troquelado figura 3.



Figura 3. Prensa mecánica Delteco PE-160 [9].

*IV-B3. Prensa de conformado:* Es un tipo de maquinaria capaz de abastecer cargas estáticas, usando herramientas adecuadas (troquel, estampa, matriz) para modificar un componente con espacio plano en un producto utilizable figura 4.



Figura 4. Prensa de conformado de 315 toneladas [21].

#### *IV-C. Tipos de prensa hidráulica*

*IV-C1. Prensa tipo pilar:* Estas prensas se utilizan a menudo para operaciones de conformado y estirado. La geometría de la columna permite al operador mover y operar tres lados diferentes de la prensa. Normalmente se aplican presiones de hasta 1.000 toneladas figura 5 [7].



Figura 5. Prensa Hidráulica Tipo Pilar [7].

*IV-C2. Prensa de marco C:* Se denominan así por la forma en las que se encuentran construidas. Estas prensas generalmente están diseñadas para enderezar, por su tamaño utilizan un espacio pequeño. Estas prensas normalmente generan una presión 300 toneladas figura 6 [6].



Figura 6. Prensa de marco tipo C [12].

*IV-C3. Prensa de marco H:* La prensa hidráulica tipo H es ampliamente utilizada, su capacidad puede alcanzar las 1500 toneladas, las aplicaciones más comunes son doblado, taladrado, acuñado, compactado, etc. figura 7 [19].



Figura 7. Prensa electrohidráulica DE-80 [15].

#### IV-D. Componentes de una prensa hidráulica

Consisten en el conjunto cilindro Y bomba, los cuales también requieren de aceite hidráulico para realizar el trabajo. Cada uno de estos elementos y sus características básicas se describirán en detalle a continuación [1].

*IV-D1. Estructura:* La estructura de metal que se encuentran en las prensas de hidráulicas es el sitio en donde se encuentra la matriz y el pistón, debido a esto la misma será sometida a fuertes presiones, por lo que es muy importante para que sea capaz de soportar la diferentes cargas que se le aplicarán.

- Pórtico: Los marcos o también conocido como pórtico son armazones de metal constituidas por vigas y columnas que poseen uniones firmes. En este tipo de armazones el trabajo que rige es el trabajo flector. Son muy populares en obras de construcción, viaductos, alojamientos colectivos, o para uso familiar. Se emplean los materiales de concreto reforzado o de acero estructural como componentes. A partir de varios años se empezó a utilizar perfiles de metal para construir los marcos, esto es más económico y proporciona una mayor rapidez en la instalación de los marcos figura 8.



Figura 8. Pórtico de servicio [23].

#### IV-D2. Sistema hidráulico:

- Cilindros hidráulicos: Un cilindro hidráulico es un mecanismo que consta de cilindros en los que un émbolo o pistón se mueve y convierte la presión de un líquido (principalmente aceite) en energía mecánica. Son actuadores mecánicos que se utilizan para proporcionar fuerza a través de una trayectoria lineal.
  - La fuerza de avance será la siguiente ecuación 1. [22].

$$F_u = \frac{\pi}{4} * D_i^2 * P * n_a \quad (1)$$

Donde:

$F_u$  = Fuerza de avance [lbf]

$D_i$  = Diámetro interior del cilindro [pulg]

P = Presión del fluido [ksi]

$n_a$  = Rendimiento del cilindro o actuador [Adimensional]

- El Caudal del cilindro en función de la velocidad del vástago depende del área del cilindro a continuación mostramos la ecuación 2. [22].

$$Q = A * Vel \quad (2)$$

Donde:

$$Q = \text{Caudal} \left[ \frac{\text{pulg}^3}{\text{s}} \right]$$

$$A = \text{Área de la sección de la cámara del cilindro} \left[ \text{pulg}^2 \right]$$

$$\text{Vel} = \text{Velocidad de traslación del vástago} \left[ \frac{\text{pulg}}{\text{s}} \right]$$

- Piezas de un cilindro hidráulico:
  - Camisa o tubo: Es acero sin rectificaciones y soldaduras lapeadas.
  - Vástagos: Están fabricados en acero cromado y rectificadas con alta precisión. Por lo general, roscado al final.
  - Tapas: Están hechos de acero soldadas, atornilladas.
  - Pistón o émbolo: Están fabricados en aleaciones de acero o en fundiciones de cromo-níquel.
  - Bocas de aceite: Es donde ingresa y sale el aceite hidráulico.
  - Amortiguación fin de carrera: Detenga el pistón en lugar de golpear la tapa.
  - Evacuación de fugas de aire: Utiliza un cilindro de simple efecto.
  - Empaques y retenes: Para sellos del vástago, junta de metal con núcleo de caucho, metal de plomo blanco, sello de caucho.

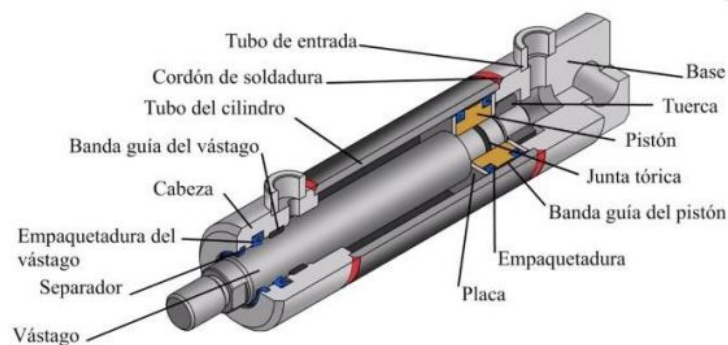


Figura 9. Partes de un cilindro hidráulico [11].

- Características de un cilindro hidráulico:
  - Diámetro de la camisa, [mm].
  - Carrera del vástago, [mm].
  - Presión de trabajo, [MPa].
  - Diámetro de vástago, [mm].
  - Tipo de cilindro. Simple o doble efecto.
  - Sistema de fijación.
  - Rosca de conexión.
  - Juego entre pistón y camisa.
- Material de un cilindro hidráulico: Para la elaboración de los cilindros deben ser tubos de acero hidráulico con una buena precisión, con el mejor acabado superficial interno posible (en orden de rectificado) o tubos de fabricación especial que ya no requieran mecanizados posteriores. El émbolo es de hierro fundido o acero, según sea el caso. El vástago está hecho de acero cromado duro para protegerlo del medio ambiente y lograr el mejor acabado posible.
- Tipos de cilindros:
  - Cilindro hidráulico de doble efecto: Este tipo de cilindro tiene dos agujeros (entrada y salida de fluidos), modificable. El volumen del líquido es bastante alto en relación al otro lado del vástago, dando como resultado que la velocidad del retorno del vástago aumente en relación al vástago de salida. Este tipo de cilindro convierte la energía hidráulica en energía mecánica y transmite una alta potencia en los dos sentidos de dirección figura 10 [8].

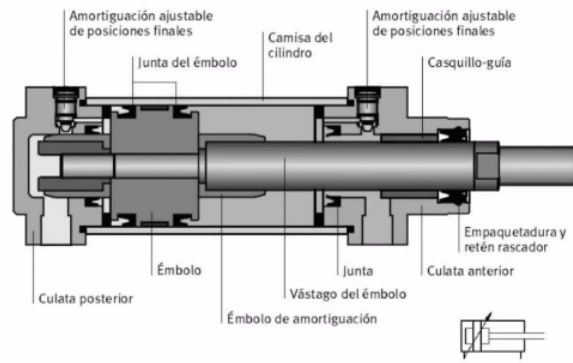


Figura 10. Esquema de un cilindro de doble efecto [8].

- Cilindro de vástago hueco: En esta construcción, un orificio atraviesa el vástago de un lado al otro, y estos pequeños cilindros se aseguran al equipo o carga mediante bulón que los atraviesan, el esquema se muestra en la Figura 11 [20].



Figura 11. Cilindro de vástago hueco [20].

- Cilindro de presión dinámica: Lleva una carga en el fondo del cilindro. Los costes de fabricación suelen ser bajos porque no hay piezas que se deslicen dentro del cilindro. El esquema de funcionamiento se muestra en la Figura 12 [20].

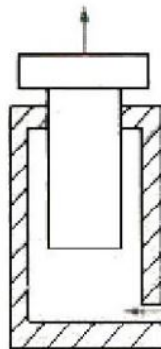


Figura 12. Cilindro de presión dinámica [20].

- Émbolos buzo: En estos elementos, el fluido reemplaza el vástago relleno por la junta existente en la tapa frontal. Para los cálculos de fuerza, el área neta a considerar viene dada por el diámetro del vástago. Este conjunto se utiliza principalmente en prensas hidráulicas, donde vuelve a su posición original por gravedad, resortes internos o externos, o un cilindro adicional que vemos en la imagen figura 13 [20].

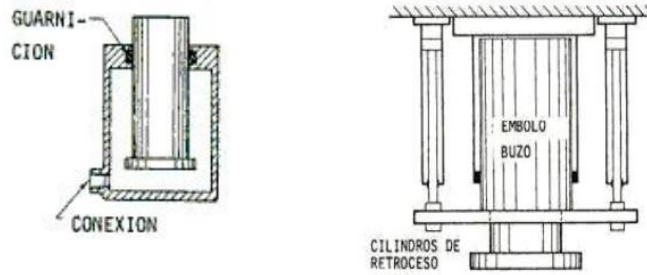


Figura 13. Émbolos buzo [20].

IV-D3. *Central hidráulica*: Una central hidráulica es un grupo de componentes hidráulicos que están interconectados por ductos donde se traslada el fluido o aceite trabajando en conjunto para conseguir una presión requerida figura 14.

- Motor eléctrico.
- Bomba.
- Depósito para aceite.
- Válvula limitadora de presión.
- Filtros.
- Manómetro.
- Tapón desvalorado.
- Nivel de aceite.

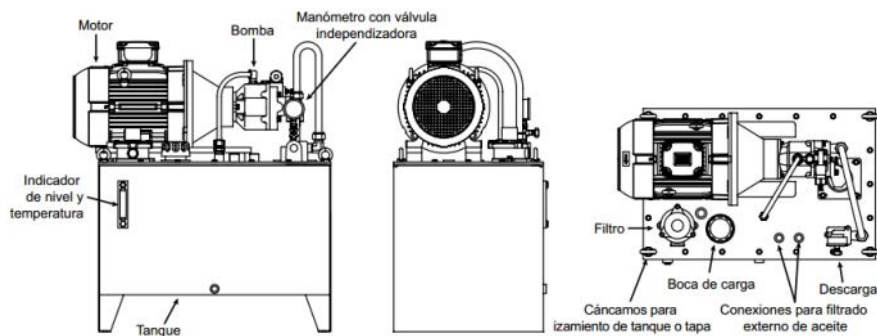


Figura 14. Central hidráulica[2].

- Bomba hidráulica: Es una máquina que emplea energía mecánica que traslada un fluido para sumar al caudal, presión y velocidad. Para un sistema hidráulico existen tres tipos de bombas que pueden ser: de pistón radial, paletas y engranajes.

Para elegir la bomba es calcular la potencia con un factor importante como el motor eléctrico con la siguiente ecuación 3.

$$Pt = P * Q \quad (3)$$

Donde:

Pt= Potencia

P= Presión

Q= Caudal

- Bomba de pistón radial: Son muy eficientes en el área hidráulico por su capacidad de caudal y trabajo, (Figura 15 ), siendo la carrera del pistón es perpendicular al eje. La leva está montada en el bloque central

de la bomba y el pistón tiene una zapata localizada sobre ella. En el caso de succión, utiliza una válvula de sujeción desde la carcasa, y la descarga pasa por otra válvula de sujeción al colector común conectado a la salida [4].

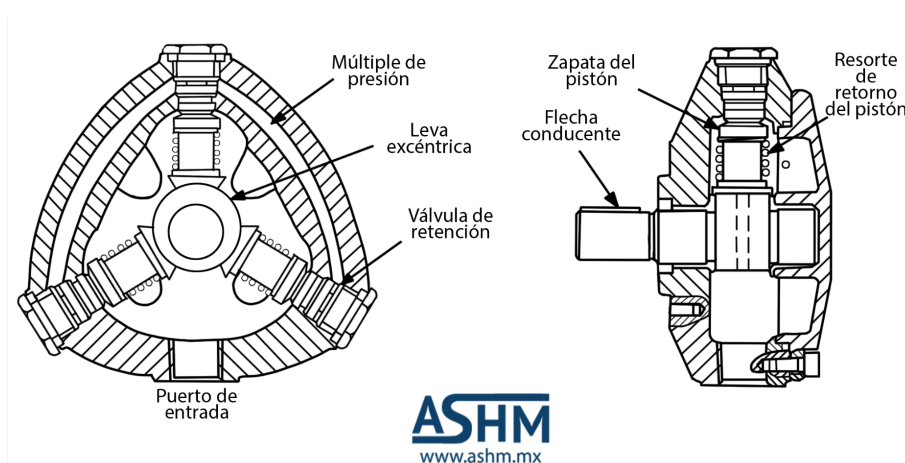


Figura 15. Principio de trabajo de bomba de pistones radiales de tipo válvula de retención[4].

- Bomba de paletas: Una bomba de paletas tiene un bloque de aletas que se mueven radialmente (figura 16), con una cámara de bombeo que limita el valor del líquido que se puede bombear. El rotor junto con las paletas y el resorte giran para recolectar el líquido y dirigirlo hacia la salida[13].

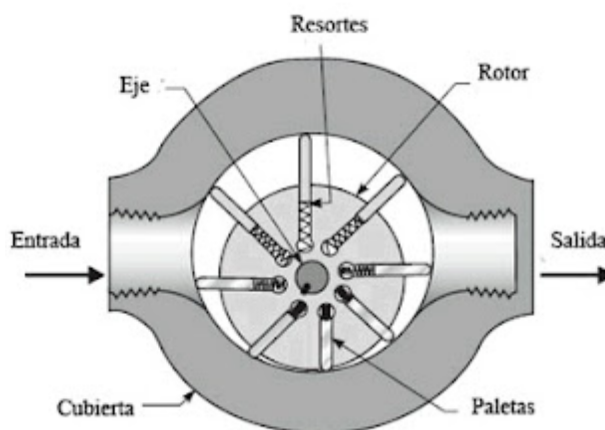


Figura 16. Bomba de paletas [13].

- Bomba de engranajes: Una bomba de engranaje está constituida por dos piñones que trabajan en una transmisión independiente, como se observa en la figura 17, genera caudal y aumenta la presión al moverse el fluido entre los dientes de los engranajes. Uno de los engranajes está conectado al eje impulsor, que transfiere el movimiento al otro engranaje [13].



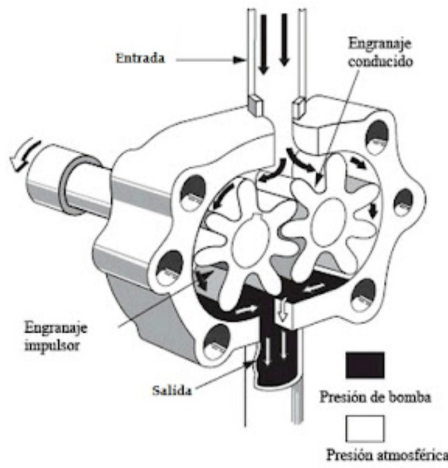


Figura 17. Bomba hidráulica de engranajes externos [13].

- Cálculo de potencia de la bomba hidráulica: Para determinar la potencia de la bomba de debe conocer la carga de trabajo que finalmente se expresará en términos de presión y el caudal requerido. La altura de trabajo o carga de trabajo de la bomba (H) se puede determinar por medio de la siguiente ecuación: 4.

$$H_b = h_{f total} + \left[ \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right] - \left[ \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right] \quad (4)$$

Donde:

$h_{f total}$  = Carga perdida [m]

$P_2$  = Presión a la salida [Pa]

$P_1$  = Presión a la entrada [Pa]

$V_2$  = Velocidad a la salida [ $\frac{m}{s}$ ]

$V_1$  = Velocidad a la entrada [ $\frac{m}{s}$ ]

$Z_2$  = Altura de salida [m]

$Z_1$  = Altura de salida [m]

$g$  = Aceleración de la gravedad [ $\frac{m}{s^2}$ ]

$\rho$  = Densidad de fluido [ $\frac{kg}{m^3}$ ]

$H_B$  = Altura de trabajo o carga [m]

La carga es expresada en términos de presión a través de la siguiente ecuación: 6.

$$P = H_b \rho g \quad (5)$$

Donde:

$P$  = Presión [Pa]

Finalmente la potencia de la bomba queda definida de la siguiente manera:

$$Pot = P * Q \quad (6)$$

Donde:

Pot = Potencia [W]

$Q$  = Caudal [ $\frac{m^3}{s}$ ]

- Juntas y sellos hidráulicos: Son componentes críticos en sistemas hidráulicos y neumáticos que se utilizan para contener fluidos bajo presión y prevenir fugas. Estas piezas son esenciales para asegurar que los sistemas funcionen de manera eficiente y segura. Aquí tienes información más detallada sobre juntas y sellos hidráulicos:

- **Juntas:** Las juntas son elementos de sellado que se utilizan para evitar fugas de fluidos en los puntos donde hay uniones o conexiones en sistemas hidráulicos o neumáticos. Pueden estar fabricadas con una variedad de materiales, como goma, elastómeros, teflón y metal. Algunos tipos comunes de juntas incluyen:
  - **Juntas tóricas:** Son anillos de goma en forma de toro que se colocan en ranuras y se comprimen cuando las piezas se unen. Son muy eficaces para sellar líquidos y gases.
  - **Juntas en U:** Estas juntas tienen una forma en U y se utilizan en aplicaciones donde hay movimiento angular, como en las articulaciones de cilindros hidráulicos.
  - **Juntas de labios:** Estas juntas consisten en un labio de sellado que evita la entrada de suciedad y humedad, y retiene el lubricante en aplicaciones de alta velocidad.
  - **Juntas de espátula:** Son juntas de sellado de alta resistencia utilizadas en aplicaciones industriales exigentes.
- **Sellos:** Los sellos hidráulicos son componentes diseñados para evitar la fuga de fluidos y mantener la presión en cilindros y actuadores hidráulicos. Los sellos también pueden tener múltiples formas y materiales, dependiendo de la aplicación. Algunos tipos de sellos incluyen:
  - **Sellos de pistón:** Se colocan en la ranura del pistón y evitan que el fluido pase de un lado del pistón al otro.
  - **Sellos de vástago:** Se ubican en el vástago del cilindro y evitan que el fluido escape hacia el exterior.
  - **Sellos de varilla:** Se utilizan en cilindros telescópicos y previenen la entrada de contaminantes.
  - **Sellos de respaldo:** Se colocan detrás de otros sellos para ofrecer protección adicional contra fugas.

La selección de las juntas y sellos adecuados depende de varios factores, como el tipo de fluido, la temperatura, la presión y las condiciones de operación. Elegir el material y diseño correctos es fundamental para garantizar un rendimiento óptimo y una vida útil prolongada del sistema hidráulico.

A continuación, tenemos la figura 20 es un ejemplo de sellos y juntas donde van ubicadas.

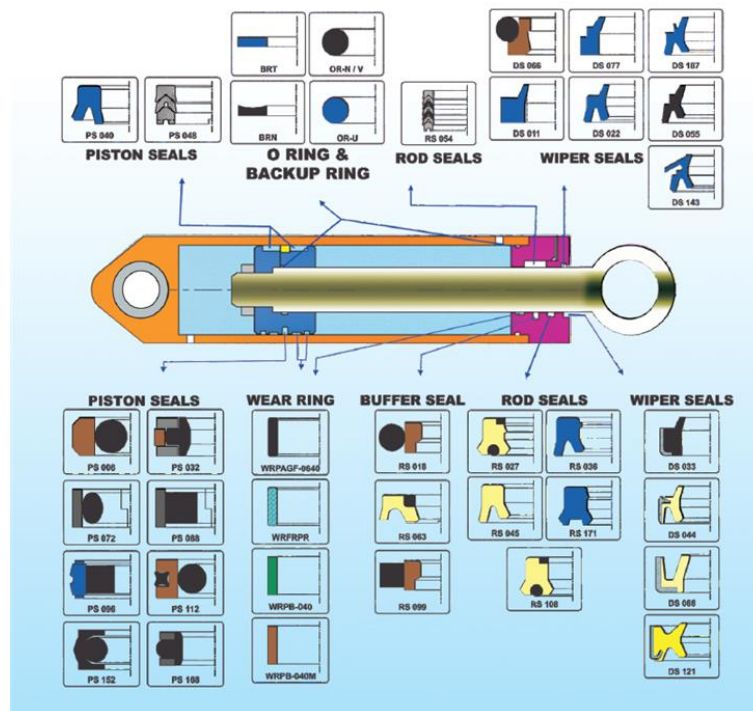


Figura 18. Modelos, tipo de sellos y juntas que existe para un vástago hidráulico [24].

- **Depósitos:** Los depósitos o tanques son componentes normales para la mayoría de las rutas hidráulicas y utilizada para acumular fluidos. Por lo tanto, cumple la tarea de cargar y actúa como una cámara de

ampliación para aceptar cambios con respecto al volumen de su fluido en el circuito primario, esto se debe al desequilibrio en el volumen del cilindro, expansión térmica y contracción del fluido. Otras tareas secundarias son la eliminación del aire diluido del sistema, la precipitación de contaminantes y el desvanecimiento de fluidos.

El boceto de los tanques rara vez está estandarizado, incluso en la mediada del (volumen) se toma arbitrariamente. Normalmente se diseñan para que formen parte de la estructura de la máquina, y otras veces forman un depósito independiente o se conectan a una bomba. La última solución es muy común y en muchos casos la bomba se sumerge dentro del fluido figura 19 [1].

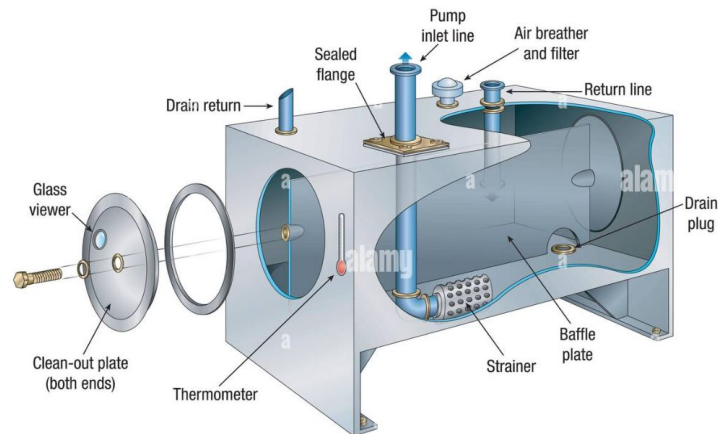


Figura 19. Depósitos hidráulico[16].

- **Tuberías hidráulicas:** Las tuberías hidráulicas son componentes esenciales en los sistemas hidráulicos, que se utilizan para transmitir fluidos bajo presión, como aceite hidráulico, en aplicaciones industriales, comerciales y móviles. Estas tuberías son fundamentales para el funcionamiento de equipos como maquinaria pesada, equipos industriales, sistemas de elevación y más. Aquí hay información importante sobre las tuberías hidráulicas:
  - **Materiales:** Las tuberías hidráulicas se fabrica en una variedad de materiales que deben ser compatibles con el fluido transportado y las condiciones de operación. Los materiales comunes incluyen:
    - **Acero:** Tuberías de acero al carbono o acero inoxidable. Son resistentes y duraderas, adecuadas para aplicaciones de alta presión y temperaturas extremas.
    - **Cobre:** Utilizado en aplicaciones de menor presión y temperaturas moderadas. Menos común en sistemas hidráulicos industriales, pero puede usarse en aplicaciones de menor envergadura.
    - **Nylon y polímeros:** Tubos y mangueras de plástico de alta resistencia y flexibilidad. Se utilizan en aplicaciones donde la flexibilidad es esencial y la presión no es extremadamente alta.
  - **Diámetro y Espesor de Pared:** El diámetro y el espesor de pared de las tuberías hidráulicas son importantes para determinar la capacidad de flujo y la resistencia de la tubería. Los diámetros pueden variar según la aplicación, desde pequeños diámetros para sistemas precisos hasta diámetros más grandes para sistemas de mayor capacidad.
  - **Presión y Temperatura:** Es fundamental seleccionar tuberías que sean capaces de manejar las presiones y temperaturas del sistema hidráulico en el que se utilizarán. Las especificaciones de las tuberías deben coincidir con las demandas del sistema para evitar fallas y fugas.
  - **Conexiones:** Las tuberías hidráulicas se conectan mediante una variedad de tipos de conexiones, como roscas, bridas y acoples rápidos. Las conexiones deben ser seguras y herméticas para evitar fugas y garantizar la eficiencia del sistema.
  - **Mantenimiento:** El mantenimiento adecuado de las tuberías hidráulicas es esencial para garantizar un funcionamiento seguro y eficiente del sistema. Esto incluye la inspección regular de las tuberías en busca de signos de desgaste, corrosión o daños, y la sustitución de componentes defectuosos.

- Normativas y Estándares: Es importante seguir las normativas y estándares de la industria al seleccionar y trabajar con tuberías hidráulicas. Esto asegura la seguridad y la confiabilidad del sistema.

A continuación, tenemos la figura 61 son ejemplos de tipo de mangueras que existen en el mercado con sus normas.



Figura 20. Modelos, tipo de sellos y juntas que existe para un vástago hidráulico [24].

- Tipos de válvulas: Las Válvulas hidráulicas se clasifican de la siguiente manera:
  - Válvula direccional: Controlan el arranque, la parada y el cambio de dirección del movimiento y se utilizan a menudo en circuitos que controlan actuadores, como el vástago de un cilindro, el eje de un motor hidráulico, el movimiento de una garra en una abrazadera de sujeción, etc.[18]. La siguiente figura 25 es ejemplo.
    - Sobre las válvulas direccionales pueden tener 2, 3 o más posiciones y 2, 3, 4 o más vías de comunicación interna.

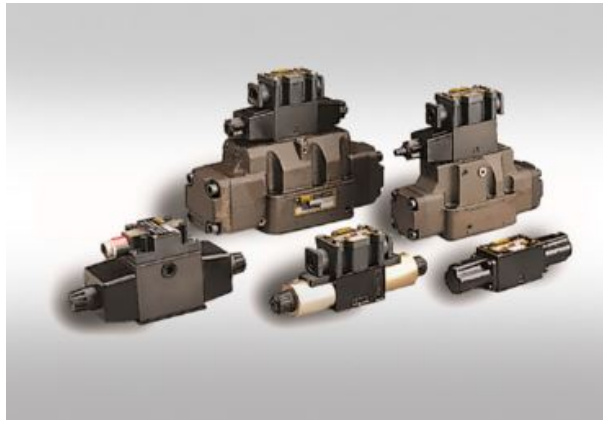


Figura 21. Válvula direccional[14].

- Válvula antirretorno: Sólo permiten que el líquido pase en una dirección y evitan que el líquido regrese. [18]. La siguiente figura 25 es ejemplo.
  - Válvula de muelle, Válvula de pistón y Válvula de retención de bola

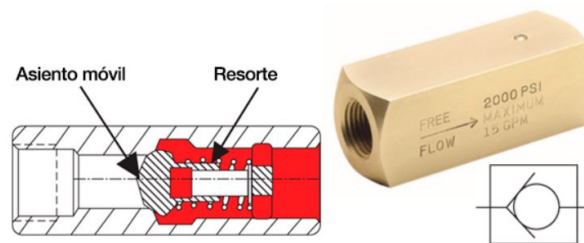


Figura 22. Válvula antirretorno[14].

- Válvula reguladora de presión: Es la que influyen de alguna manera en la presión del fluido y pueden intervenir en todo el circuito hidráulico o en partes del mismo. [18]. La siguiente figura 25 es ejemplo.
  - Válvulas limitadoras de presión, Válvulas de descarga, Válvulas reductoras de presión y Válvulas secundarias

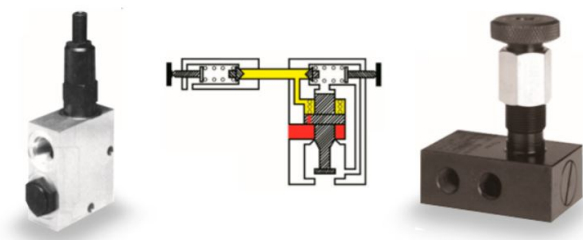


Figura 23. Válvula reguladora de presión[14].

- Válvula reguladora de caudal: La función principal de estas válvulas: Es verificar la cantidad de aceite hidráulico enviado al actuador. El caudal máximo no debe exceder el caudal producido por la bomba, el exceso de líquido será devuelto al tanque a través de la bomba. [18]. La siguiente figura 25 es ejemplo.
  - la siguiente Válvulas estranguladoras, reguladoras de caudal compensadas 2 vías y reguladoras de caudal compensadas 3 vías son las mas comunes.

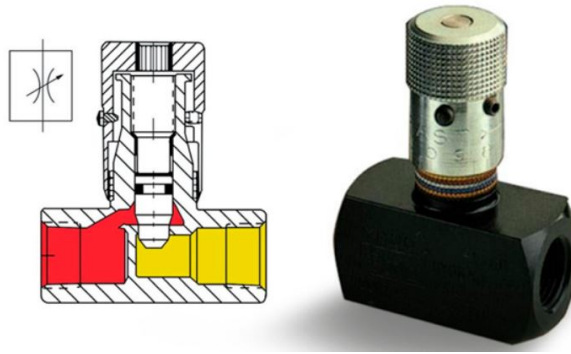


Figura 24. Válvula reguladora de caudal[14].

#### IV-E. Tipos de tapas

Existen diferentes tipos de tapas para cerrar un recipiente cilíndrico, entre ellas encontramos las siguientes:

- Tapas semiesféricas
- Tapas semielípticas
- Tapas toriesféricas
- Tapas abombadas con ceja invertida
- Tapas únicamente abombadas
- Tapas planas con ceja
- Tapas planas

*IV-E1. Tapas semiesféricas:* Especialmente diseñado para soportar presiones críticas. Como sugiere el nombre, tiene la mitad de la circunferencia perfecta escrita por todas partes, a un precio alto, y no hay restricciones de tamaño sobre cómo se puede hacer figura 25 [10].

Figura 25. Tapas semiesféricas[10].

*IV-E2. Tapas semielípticas:* Se utilizan cuando el espesor calculado del casquete esférico es relativamente alto, ya que los casquetes semielípticos soportan más presión que los casquetes esféricos. El proceso de producción de estas tapas es un proceso de estampado y el contorno es una elipse 2:1, lo cual es costoso y se puede producir en México hasta 3 metros de diámetro. figura 26 [10].

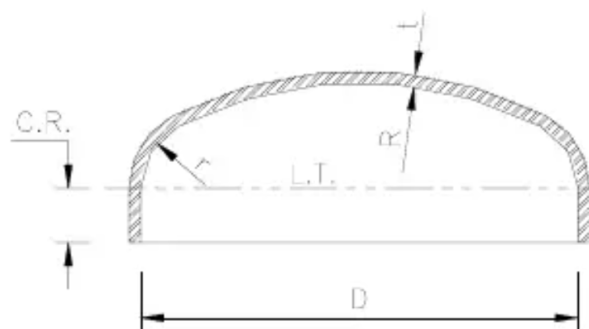


Figura 26. Tapas semielípticas[10].

*IV-E3. Tapas toriesféricas:* Son los productos más reconocidos en la industria por su bajo costo y capacidad para soportar altas presiones. Su principal característica es que el radio de proyección es aproximadamente igual al diámetro. Se producen con un diámetro de 0,3 a 6 metros figura 27 [10].

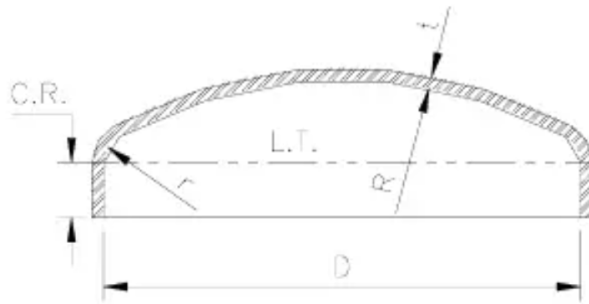


Figura 27. Tapas toriesféricas[10].

*IV-E4. Tapas abombadas con ceja invertida:* Debido a la complejidad de su fabricación, su uso es limitado y por tanto caro, y se utiliza sólo en casos especiales figura 28 [10].

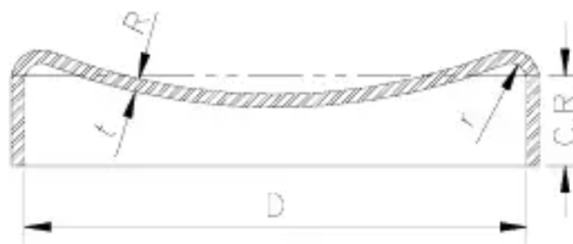


Figura 28. Tapas abombadas con ceja invertida[10].

*IV-E5. Tapas únicamente abombadas:* Para recipientes a presión con una presión relativamente baja, el costo puede considerarse bajo, pero si se utiliza para recipientes con una presión relativamente alta, es necesario analizar la concentración de esfuerzos causada por un cambio repentino de dirección figura 29 [10].

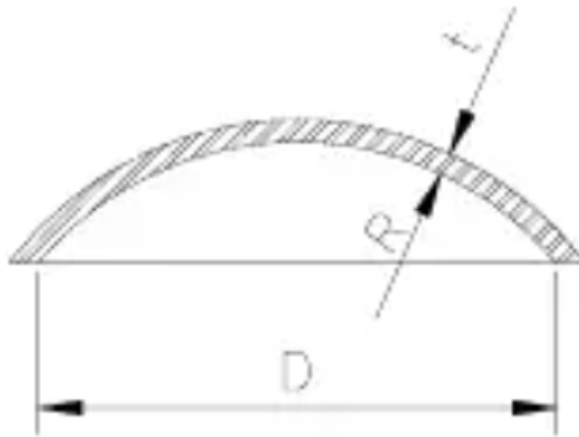


Figura 29. Tapas únicamente abombadas[10].

*IV-E6. Tapas planas con ceja:* Al igual que los anteriores, se suele utilizar para presión normal y el coste es relativamente bajo. El diámetro máximo está limitado a 6 metros figura 30 [10].

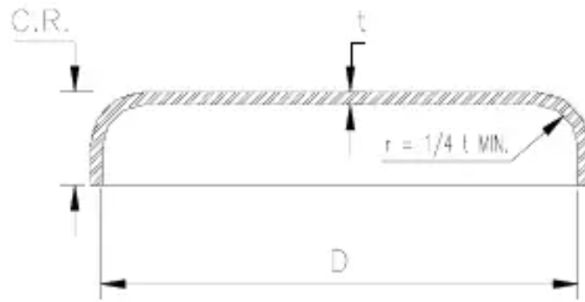


Figura 30. Tapas planas con ceja[10].

*IV-E7. Tapas planas:* Generalmente se utilizan para cerrar recipientes expuestos a la presión atmosférica, aunque en algunos casos también se utilizan para recipientes presurizados. Su costo es el más bajo entre las tapas y también se utiliza como fondo de grandes tanques de almacenamiento figura 31 [10].

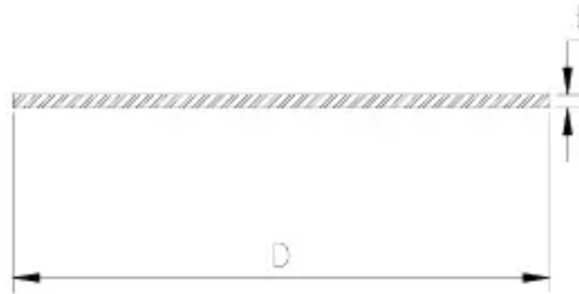


Figura 31. Tapas planas[10].



## V. MARCO METODOLÓGICO

A continuación, se muestran los pasos que componen el método para desarrollar el proyecto de diseño y modelado de la prensa hidráulica para elaboración de tapas toriesféricas. Para su ejecución se realizan las siguientes actividades:

### V-A. Diseño mecánico

Respectivamente se realizan los análisis y cálculos para la selección de las vigas, componentes estructurales, base, mesa fija entre otros.

### V-B. Diseño de las partes de la prensa

Respectivamente se realizan los análisis y cálculos para la selección de las diferentes partes de la prensa.

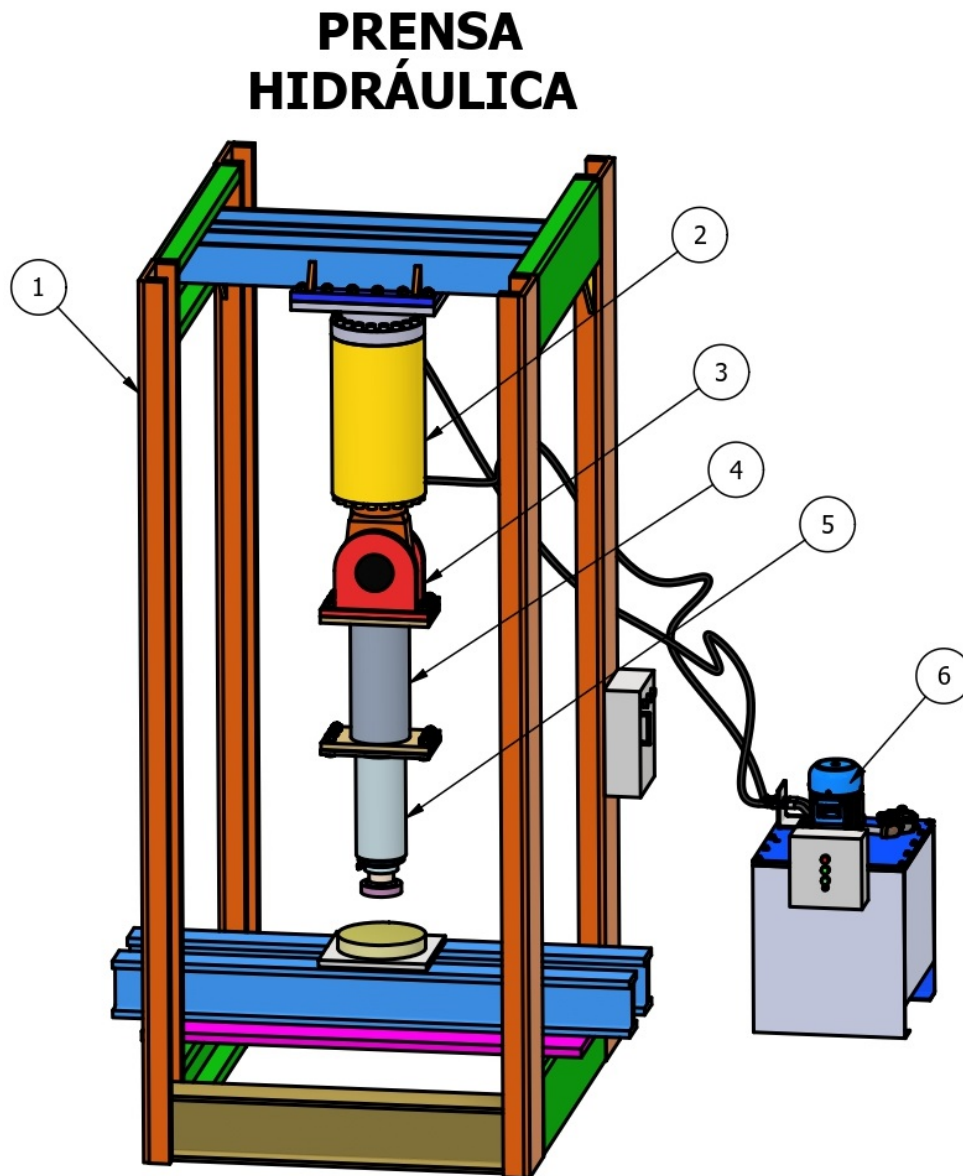


Figura 32. Diseño preliminar de la prensa hidráulica

V-B1. *Cálculo y diseño de diámetro de la tapa toriesféricas* : Para determinar el radio de bombeo de las tapas toriesféricas se basa en diferentes ecuaciones:19. A continuación la siguiente figura 34 muestra los parámetros necesarios.

Tabla I  
TABLA DE PARTES DE LA PRENSA

Item	Descripción	Cantidad
1	ESTRUCTURA DE PRENSA	1
2	ACTUADOR "PISTÓN O GATO "	1
3	ESLABON PARA PUNZÓN	1
4	EXTENSIÓN DE PUNZÓN	1
5	PUNZÓN	1
6	CENTRAL HIDRÁULICA	1

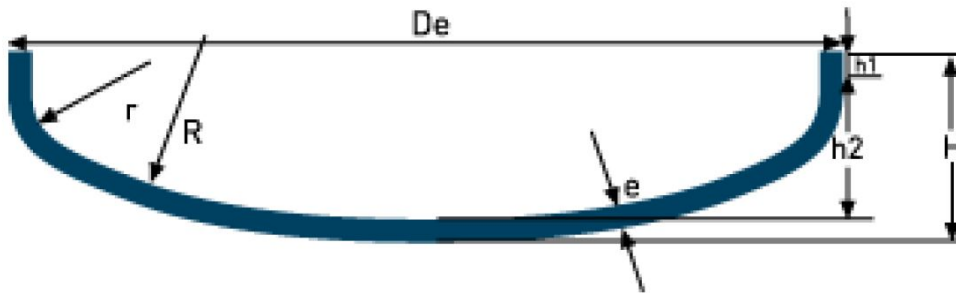


Figura 33. Tabla de propiedades mecánicas de viga UPN[3].

Donde:

e = Espesor [mm]

h1 = Altura 1 [mm]

h2 = Altura 2 [mm]

H = Altura total del cobertor toriesféricas [mm]

De = Diámetro exterior [mm]

Di= Diámetro interior [mm]

R = Radio de bombeo

r = Radio de pestañado

Cálculo 1:

$$R = De \quad (7)$$

$$1000[mm] = 1000[mm] \quad (8)$$

Cálculo 2:

$$r = \frac{R}{10} \quad (9)$$

$$r = \frac{1000}{10} \quad (10)$$

$$r = 100[mm] \quad (11)$$

Cálculo 3:

$$h1 = (3,5)(e) \quad (12)$$

$$h1 = (3,5)(6[mm]) \quad (13)$$

$$h1 = 21[mm] \quad (14)$$

Cálculo 4:

$$h2 = (0,1935)(De) - (0,455)(e) \quad (15)$$

$$h2 = (0,1935)(1000[mm]) - (0,455)(6[mm]) \quad (16)$$

$$h2 = 193,5[mm] - 2,73[mm] \quad (17)$$

$$h2 = 190,77[mm] \quad (18)$$

Cálculo 5:

$$H = (h1)(h2)(e) \quad (19)$$

$$H = 190,77[mm] + 21[mm] + 6[mm] \quad (20)$$

$$H = 217,77[mm] \quad (21)$$

La siguiente figura 34 se muestra cálculos realizados para diferentes diámetros.

Espesor(e) mm	Altura 1(h1) mm	Altura 1(h2) mm	Altura total(H) mm	Diámetro exterior (De) mm	Diámetro exterior (Di) mm	Radio de bombeo(R) mm	Radio mínimo de pestañado(r) mm
6	21	190,77	217,77	1000	988	1000	100
6	21	171,42	198,42	900	888	900	90
6	21	152,07	179,07	800	788	800	80
6	21	132,72	159,72	700	688	700	70
6	21	113,37	140,37	600	588	600	60
6	21	94,02	121,02	500	488	500	50
6	21	74,67	101,67	400	388	400	40
6	21	55,32	82,32	300	288	300	30

Figura 34. Tabla de valores calculados para diferentes diámetros

V-B2. *Cálculo de la fuerza necesaria para deformar las tapas toriesféricas:* Para obtener la fuerza necesaria para realizar el conformado de las placas circulares que darán forma a las tapas toriesféricas., se deben tomar en consideración el tipo de material por el cual están elaborados y bajo estos parámetros calcular el rango mayor al límite de fluencia y por lo consiguiente un rango menor al límite de rotura.

Para realizar el conformado de las tapas se debe analizar y escoger el tipo de material recomendado por la empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI los cuales son las siguientes figuras 35 y 36 .

Propiedades mecánicas		
ASTM A36	Límite de fluencia mínimo	
	MPa	Psi
	250	36000
ASTM 316	Límite de fluencia mínimo	
	MPa	Psi
	220	32000

Figura 35. Propiedades mecánicas [17]

## PROPIEDADES MECÁNICAS

### Propiedades de Tracción en Temperatura Ambiente

Propiedad	Propiedades Mecánicas Mínimas Requeridas Según ASTM A240 y ASME SA-240		
	316	316L	317L
Limite Elástico 0.2% Desplazamiento psi (MPa)	30.000 (205)	25.000 (170)	30.000 (205)
Resistencia a la Tracción psi (MPa)	75.000 (515)	70.000 (485)	75.000 (515)
Porcentaje de Elongación en 2"o 51 mm.	40.0	40.0	40.0
Dureza Max.Brinell (RB)	217 (95)	217 (95)	217 (95)

Figura 36. Propiedades mecánicas [17]

A realizar el análisis se escogió el acero ASTM/316 en vista que la resistencia es mayor que la de ASTM/A36 para realizar los siguientes cálculos.

Los datos obtenidos bajo los parámetros del acero (ASTM/316) son:  
Donde:

- Do = Diámetro del disco [mm] "solicitado por la empresa"
- t = Espesor del disco [mm]
- E = Módulo de elasticidad o Módulo de Young [MPa]
- $\sigma_t$  = Resistencia a la tracción o ruptura [MPa]
- $\sigma_e$  = Límite elástico [MPa]

$\tau_{max}$  = Límite de fluencia de acero ASTM/316 [MPa]

$W_{max}$  = Altura máxima de la deformación

Def = Rigidez flexional de placas

$V$  = Coeficiente de Poisson

Se calcula la rigidez flexional de placas “Def” con la siguiente ecuación dado los datos:

■ Datos:

- $D_o = 1000$  [mm] - 36.76[in]
- $t = 6.35$ [mm] 1/4[in]
- $E = 210000$  [MPa]
- $\sigma_t = 515$  [MPa]
- $\sigma_e = 205$  [MPa]
- $\tau_{max} = 220$  [MPa]
- $W_{max} = 64$  [mm]
- $V = 0.3$

$$Def = \frac{E * t^2}{12(1 - V^2)} \quad (22)$$

$$Def = \frac{(210000)(6,35)^2}{12(1 - 0,3)^2} \quad (23)$$

$$Def = 775432,69[N] \quad (24)$$

Con la ecuación de la altura máxima de la deformación se procede a despejar “q”

$$W_{max} = \frac{(5 + v)(q)(D_o/2)^4}{74^2(1 - V)(Def)} \quad (25)$$

Despejando “q”:

$$q = \frac{(W_{max})(74)^2(1 + v)(Def)}{(5 + v)(D_o/2)^4} \quad (26)$$

$$q = \frac{(64)(74)^2(1 + 0,3)(775432,69[N])}{(5 + 0,3)(\frac{1000}{2})^4} \quad (27)$$

$$q = 1,06[\frac{N}{mm^2}] \quad (28)$$

Sabiendo que “q” es una porción del área en el que se encuentra un porcentaje de la fuerza porcentual, debido a esto multiplicamos q por el área del disco.

$$q = 1,06(\pi)(\frac{1000}{2})^2 \quad (29)$$

$$q = 837654,38[N] \quad (30)$$

$$q = 85,417[Ton] \quad (31)$$

$$q = 85417[Kg] \quad (32)$$

Para calcular la tensión máxima utilizaremos la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{3(3 + v) * (q) * (\frac{D_o}{2})^2}{(8) * (t)^4} \quad (33)$$

$$\sigma_{max} = \frac{3(3 + 0,3) * (1,06) * (\frac{1000}{2})^2}{(8) * (6,35)^4} \quad (34)$$

$$\sigma_{max} = 201,69[MPa] \quad (35)$$

Los valores calculados verificaron que la tensión máxima medida estaba muy por encima del límite elástico del material (ASTM/316), verificando así que el material realmente se deformó y no se agrietó en comparación con la resistencia a la tracción.

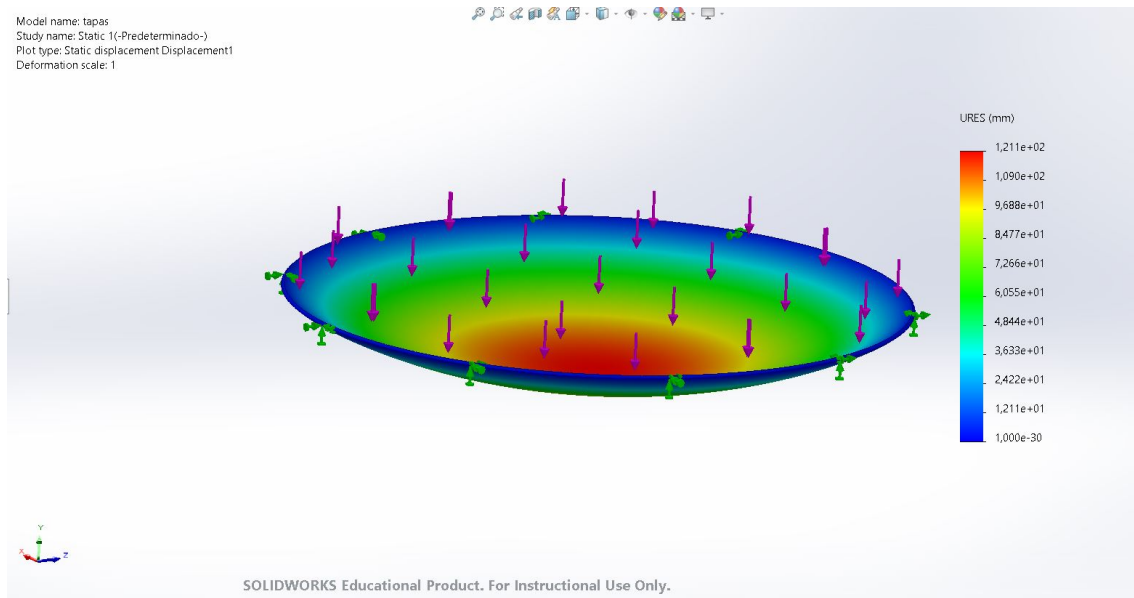


Figura 37. Simulación del deforme de la placa circular

V-B3. *Cálculo y diseño del pistón hidráulico:* A continuación, mostramos lo datos de la bomba y del pistón hidráulico que la empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI tiene en stock para proceder a desarrollar los cálculos:

- Datos proporcionado de la bomba y del pistón hidráulico:
  - Capacidad en toneladas = 85.41 [Ton] o 188296.82 [Lb] ”
  - Presión de trabajo = 100 [Bar] o 1450.38 [PSI]
  - Carrera = 13.11 [in] o 333 [mm]

$$P = \frac{F}{A} \quad (36)$$

■ Donde:

- P = Presión [PSI]
- F = Fuerza [lb]
- A = Área efectiva [ $in^2$ ]

Despejando el área efectiva.

$$A = \frac{F}{P} \quad (37)$$

Remplazar valores:  $A = \pi r^2$

$$A = \frac{188296,82[lb]}{1450,38[psi]} \quad (38)$$

$$A = 129,82[in^2] \quad (39)$$

Teniendo el área procedemos a despejar “d” de la siguiente ecuación 40 para obtener el diámetro interior del pistón.

$$A = \frac{(\pi)(d)^2}{4} \quad (40)$$

Despejando “d” de la ecuación 40:

$$d = \sqrt{\frac{(4)(A)}{(\pi)}} \quad (41)$$

Reemplazar valores:

$$d = \sqrt{\frac{(4)(129,82[in^2])}{(3,1416)}} \quad (42)$$

$$d = 12,85[in] \quad (43)$$

$$d = 326,39[mm] \quad (44)$$

V-B4. *Cálculo del pistón sometido a presión:* A continuación, mostramos lo datos que tenemos para proceder a desarrollar

- Cálculo del esfuerzo de compresión que está sometido el tubo:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (45)$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo de compresión

F = Fuerza [Ton]

$D_i$  = Diámetro interior del cilindro [in]

$D_e$  = Diámetro exterior del cilindro [in]

Con los siguientes datos encontrados se necesita calcular el área del tubo en la siguiente ecuación.

Datos:

- F =85.41 [Ton] - 188296.82 [Lb]
- $D_i$  = 326.39 [mm] - 12.85 [in]
- $D_e$  = 354.584 [mm] - 13.96 [in]

$$A_{tubo} = \frac{\pi((D_e)^2 - (D_i)^2)}{4} \quad (46)$$

$$A_{tubo} = \frac{\pi((13,96)^2 - (12,85)^2)}{4} \quad (47)$$

$$A_{tubo} = 23,37[in^2] \quad (48)$$

Después de haber encontrado el área del tubo se reemplaza los valores en la ecuación de esfuerzo.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (49)$$

$$\sigma = \frac{188296,82[Lb]}{23,37[in^2]} \quad (50)$$

$$\sigma = 8057,48[PSI] \quad (51)$$

- Cálculo del espesor necesario para soportar la presión.

$$t = \frac{(P)(R + C)}{(S)(E) - (0,6) * (P)} \quad (52)$$

- Donde:

- D = Diametro [in]
- P = Presión [psi]
- t = espesor mínimo
- S = Esfuerzo permisible del material [Psi]
- E = Factor de eficiencia de la soldadura
- C = Tolerancia a la corrosión

- Datos:

- D = 12.85 [in] - R= 6.42
- P = 1500 [PSI]
- S = 17100 [Psi]
- E = 1
- C = 0.0625

$$t = \frac{(P)(R + C)}{(S)(E) - (0,6) * (P)} \quad (53)$$

$$t = \frac{(1500)(6,42 + 0,0625)}{(17100)(1) - 0,6 * (1500)} \quad (54)$$

$$t = 0,60[in] \quad (55)$$

V-B5. Cálculo y diseño del tanque de la unidad hidráulica:

- Cálculo del volumen de llenado del pistón

A continuación mostramos lo datos obtenidos en base a la selección del pistón.

$$L_{carrera} = 13.1 [in] \text{ o } 330 [mm]$$

$$D_{int} = 326.39 [m] \text{ o } 12.85 [in]$$

Volumen de llenado del pistón:

$$V_{llenado} = \frac{(\pi)(D_{int})^2}{4}(L_{carrera}) \quad (56)$$

$$V_{llenado} = \frac{(\pi)(12,85)^2}{4}(13,1[in]) \quad (57)$$

$$V_{llenado} = 1698,8[in^3] \quad (58)$$



La conversión a unidad de galón [gl] a pulgadas [in] cubicas:

$$1[\text{gl}] = 231 [\text{in}^3]$$

$$V_{\text{llenado}} = (1698,8[\text{in}^3]) \frac{(1[\text{gl}])}{231[\text{in}^3]} \quad (59)$$

$$V_{\text{llenado}} = 7,35[\text{gl}] \quad (60)$$

- Cálculo para encontrar la dimensión del tanque de la unidad hidráulica.

Con el dato del volumen de llenado se procede a calcular la capacidad del tanque con la siguiente ecuación:

- Donde:

- CAP.V= Capacidad volumétrica del tanque

$$CAP.V = (V_{\text{llenado}})(3) \quad (61)$$

$$CAP.V = (1698,8[\text{in}^3])(3) \quad (62)$$

$$CAP.V = 5096,4[\text{in}^3] \quad (63)$$

$$CAP.V = 22,06[\text{gl}] \quad (64)$$

- Cálculo dimensión del tanque en base a la capacidad volumétrica encontrada.

Con la siguiente ecuación procedemos a despejar "L":

$$CAP.V = L^3 \quad (65)$$

$$L = \sqrt[3]{CAP.V} \quad (66)$$

$$L = \sqrt[3]{5096,4[\text{in}^3]} \quad (67)$$

$$L = 17,20[\text{in}] \quad (68)$$

$$L = 436,88[\text{mm}] \quad (69)$$

Con la dimensión de una lado del tanque hidráulico encontrado, se tiene que el depósito tiene una dimensión total:

$$[L * L * L] = [436,88 * 436,88 * 436,88] \quad (70)$$

A continuación tenemos la figura 38 del tanque hidráulico o depósito indicando sus dimensiones:

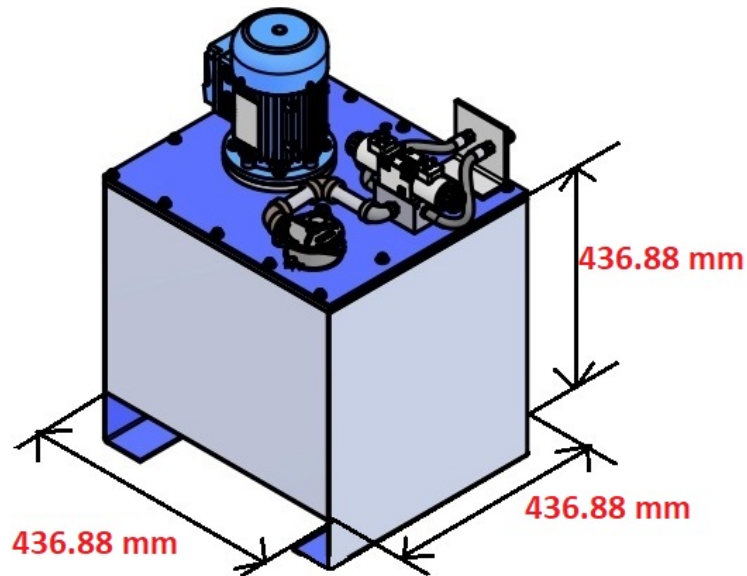


Figura 38. Depósito o tanque hidráulico con sus dimensiones

V-B6. *Cálculo de la velocidad de bajada y caudal de bomba:* Con la siguiente ecuación calculamos la velocidad del flujo del sistema hidráulico, sabiendo que el tiempo en el que el vástago llega a la base  $t = 42$  seg y el recorrido para el proceso es de 333 mm.:

■ Donde:

- V = Velocidad del flujo
- e = Recorrido del vástago.
- t = tiempo del recorrido.

$$V = \frac{e}{t} \quad (71)$$

$$V = \frac{0,33[m]}{45seg} \quad (72)$$

$$V = 0,00785 \frac{m}{s} \quad (73)$$

Teniendo los datos se procede a calcular el caudal:

$$Q = V * A \quad (74)$$

■ Donde:

- Q = Caudal
- V = Velocidad
- A = Area

$$Q = 0,00785 \left[ \frac{m}{s} \right] * 0,00829 [m^2] \quad (75)$$

$$Q = 0,00006507 \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (76)$$

V-B7. *Cálculo y diseño de la tubería:* La empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI consta con tuberías de diámetro de 25 [mm]; en base a este dato proporcionado procedemos a encontrar la (velocidad), el cual sería la velocidad del caudal en las tuberías.

Para este procedimiento vamos a utilizar el principio de masa; el cual nos indica que:

$$(V_1)(A_1) = (V_2)(A_2) \quad (77)$$

Para este cálculo utilizaremos datos encontrados los cuales son:

■ Donde:

- $(V_1)$  = Velocidad del cilindro o pistón
- $(A_1)$  = Área del cilindro o pistón
- $(V_2)$  = Velocidad del caudal de la tubería
- $(A_2)$  = Área de la tubería

Para encontrar el área de la tubería tenemos:

$D_{tubería} = 250$  [mm] - 0.025 [m] Área de la tubería

$$A_{TUBERIA} = \left( \frac{\pi * (D_{tubería})^2}{4} \right) \quad (78)$$

$$A_{TUBERIA} = \left( \frac{\pi(0,025)^2}{4} \right) \quad (79)$$

$$A_{TUBERIA} = 4,9x10^{-4}[m^2] \quad (80)$$

Con los datos obtenidos podemos ya calcular la velocidad del caudal de la tubería tenemos que:

$$(V_1)(A_1) = (V_2)(A_2) \quad (81)$$

■ Datos:

- $(V_1) = 0.008$  [ $\frac{m}{s}$ ]
- $(A_1) = 326.39$  [ $in^2$ ] - 0.008 [ $m^2$ ]
- $(A_2) = 4.9x10^{-4}$  [ $m^2$ ]

$$(V_2) = \frac{(V_1)(A_1)}{(A_2)} \quad (82)$$

$$(V_2) = \frac{(0,008[\frac{m}{s}])(0,083[m^2])}{(4,9x10^{-4}[m^2])} \quad (83)$$

$$(V_2) = 1,35[\frac{m}{s}] \quad (84)$$

Selección de tubería según el diámetro encontrado:

## MANGUERA SAE 100 R14 - TEFLÓN INOXIDABLE


			<b>Tubo Interno:</b> De Teflón (P.T.F.E. liso.) <b>Cubierta:</b> 1 malla de hilo de alambre de acero inox AISI 304. <b>Temperatura de Utilización:</b> -73°C + 204°C					
Codigo	Medida	Espesor Tubo	Diámetro		Peso Kg./Mt.	Presion Bar 20°C		Radio min curva
			Interior mm.	Exterior mm.		Trabajo	Rotura	
10.T1.02	1/8"	0.70	3.20	5.60	0.059	260	1050	40
10.T1.03	3/16"	0.75	5.00	7.40	0.069	230	950	50
10.T1.04	1/4"	0.75	6.35	8.80	0.087	205	880	75
10.T1.05	5/16"	0.80	8.00	10.40	0.126	190	780	100
10.T1.06	3/8"	0.80	9.50	12.00	0.145	175	700	110
10.T1.07	13/32"	0.80	10.35	12.90	0.158	160	650	120
10.T1.08	1/2"	0.90	12.70	15.40	0.212	140	580	140
10.T1.10	5/8"	0.90	16.00	18.60	0.260	125	530	165
10.T1.12	3/4"	0.90	19.00	21.80	0.321	100	390	200
10.T1.14	7/8"	1.0	22.20	25.00	0.355	80	330	230
10.T1.16	1"	1.0	25.40	28.50	0.450	75	290	250
10.T1.18	1.1/8"	1.0	28.50	31.70	0.525	65	230	290

Figura 39. Propiedades en tubería

Datos del tipo de aceite que se usara en el sistema hidráulico

### Propiedades y especificaciones

Propiedad	
Grado	SAE 10W
Cenizas, sulfatadas, % masa, ASTM D874	0,5
Densidad a 15 C, kg/l, ASTM D4052	0.877
Viscosidad cinemática @ 100 C, mm <sup>2</sup> /s, ASTM D445	6,1
Viscosidad cinemática @ 40 C, mm <sup>2</sup> /s, ASTM D445	37,7
Punto de fluidez, °C, ASTM D97	-30
Número de base total, mgKOH/g, ASTM D2896	4
Índice de viscosidad, ASTM D2270	107
Punto de inflamación, copa abierta Cleveland, °C, ASTM D92	232

Figura 40. Propiedades de aceite

Se calcula el número de Reynolds: Usando la velocidad encontrada de  $(V_2)=1,35 \left[ \frac{m}{s} \right]$ , es posible calcular las pérdidas asociadas con el número de Reynolds y encontrar el verdadero coeficiente de fricción así como el verdadero número de Reynolds.

■ Donde:

- $\rho$  = Densidad del aceite
- $V$  = Velocidad del flujo (dato sugerido para evitar turbulencias en el flujo)
- $D_{ituberia}$  = Diámetro interior de la tubería
- $\mu$  = Viscosidad dinámica del fluido

$$Re = \left( \frac{(\rho)(V)(D_{ituberia})}{\mu} \right) \quad (85)$$

■ Datos:

- $\rho = 877 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- $V = 1,35 \text{ [m/s]}$
- $D_{ituberia} = 0,025 \text{ [m]}$
- $\mu = 0,1 \text{ [ kg/m*s]}$

$$\therefore Re = \left( \frac{(877)(1,35)(0,025[m])}{0,1} \right) \quad (86)$$

$$\therefore Re = 295,98 \quad (87)$$

$$f = \left( \frac{64}{\therefore Re} \right) \quad (88)$$

$$\therefore f = \left( \frac{64}{295,98} \right) \quad (89)$$

$$\therefore f = 0,21 \quad (90)$$

Con el factor real de la fricción encontrada podemos encontrar las pérdidas que provocan los elementos que conforman la red de tuberías.

$$h_L = f \left( \frac{Le}{D_{ituberia}} \right) \left( \frac{V^2}{2(G)} \right) \quad (91)$$

■ Donde:

- $h_L$  = Perdidas en la red de tuberías
- $\therefore f$  = Fricción real
- $Le$  = Longitud propuesta
- $\therefore V$  = Velocidad
- $D_{ituberia}$  = Diámetro interior de la tubería
- $G$  = Gravedad

■ Datos:

- $\therefore f = 0,2$
- $Le = 8 \text{ [m]}$
- $\therefore V = 1,35 \text{ [} \frac{m}{s} \text{]}$
- $D_{ituberia} = 0,025 \text{ [m]}$
- $G = 9,8 \text{ [} \frac{m}{s^2} \text{]}$

Con los datos se procede a calcular las perdidas por fricción en la tubería.

$$h_L = f \left( \frac{Le}{D_{ituberia}} \right) \left( \frac{V^2}{2(G)} \right) \quad (92)$$

$$h_L = (0,2) \left( \frac{8[m]}{0,025[m]} \right) \left( \frac{(1,35[\frac{m}{s}])^2}{2(9,8[\frac{m}{s^2}])} \right) \quad (93)$$

$$h_L = 5,95m.c.a \quad (94)$$

Cálculo de pérdidas por accesorios en la tubería.

Tabla II  
CÁLCULOS DE PÉRDIDA DE TUBERÍA

No.	Elementos	Equivalencia
4	Codos de 90°	1.2m
2	Tes salidas bilateral	2.0m
1	Válvula de control	6.4m
1	Válvula piloto	1.5m
1	Válvula de compuerta	0.1m
1	Válvula de globo	4.9m
1	Válvula de alivio	1.5m
	SUMA TOTAL	17. 6m

$$h_L = f \left( \frac{Le}{D_{tuberia}} \right) \left( \frac{V^2}{2(G)} \right) \quad (95)$$

$$h_L = (0,2) \left( \frac{17,6[m]}{0,025[m]} \right) \left( \frac{(1,35)^2[\frac{m}{s}]}{2(9,8[\frac{m}{s^2}])} \right) \quad (96)$$

$$h_L = 12,64m.c.a \quad (97)$$

La pérdida total se obtiene sumando las pérdidas por fricción dentro de la tubería y las pérdidas a través de los accesorios.

$$h_L = 12,64 + 5,95 \quad (98)$$

$$h_L = 18,59m.c.a \quad (99)$$

Se realizo el cálculo de potencia requerida para compensar las pérdidas debidas a la fricción dentro de la tubería y los accesorios.

$$P_{perdida} = \frac{(\rho)(g)(Q)(h_L)}{n} \quad (100)$$

■ Donde:

- $P_{perdida}$  = Perdida de potencia
- $\rho$  = Densidad del aceite
- $g$  = Gravedad
- $Q$  = Caudal
- $h_L$  = Perdida total
- $n$  = Eficiencia

■ Datos:

- $\rho = 877$  [kg/m<sup>3</sup>]
- $g = 9.8$  [m/s<sup>2</sup>]
- $Q = 0.00006507$  [m<sup>3</sup>/s]

- $h_L = 18,95$  [m]
- $n = 85\% = 0,85$

con eficiencia del 85 %

$$n = 85\% = 0,85 \quad (101)$$

$$P_{perdida} = \frac{(877[\frac{kg}{m^3}])(9,8[\frac{m}{s^2}])(0,00006507[\frac{m^3}{s}])(18,95[m])}{0,85} \quad (102)$$

$$P_{perdida} = 12,23[Watts] \quad (103)$$

Una vez obtenido en watts, lo convertimos a [HP]

$$P_{perdida} = 12,23[W] \left( \frac{1[HP]}{745[W]} \right) \quad (104)$$

$$P_{perdida} = 0,01[HP] \quad (105)$$

V-B8. Cálculo de la potencia del motor:

- A continuación utilizaremos los siguientes datos obtenidos.

$$P_{motor} = (P) * (Q) \quad (106)$$

- Donde:
  - $P_{motor}$  = Potencia de motor
  - P = Presión
  - Q = Caudal
- Datos:
  - P = 100 [Bar] =  $10000000 [\frac{N}{m^2}]$
  - Q =  $0.00006507 [\frac{m^3}{s}]$

$$P_{motor} = (P) * (Q) \quad (107)$$

$$P_{motor} = \left( 10000000[\frac{N}{m^2}] \right) * \left( 0,00006507[\frac{m^3}{s}] \right) \quad (108)$$

$$P_{motor} = 66,07[KW] \quad (109)$$

$$P_{motor} = 8,73[HP] \quad (110)$$

La potencia requerida para cubrir las pérdidas por tuberías y accesorios es de 0.01 [HP], las cuales se tendrán que sumar a la potencia de la bomba para obtener la potencia real del sistema.

$$P_{total} = (P - motor) * (P - perdida) \quad (111)$$

$$P_{total} = 8,73[HP] + 0,01[HP] \quad (112)$$

$$P_{total} = 8,74[HP] \quad (113)$$

A continuación la bomba elegida para el trabajo fue de 100 [Bar] y con el caudal de 0.00006507 [m3/s] que fue de la marca BUCHER en la siguiente figura nos indicas sus características.

BUCHER Hydraulics  
**Bomba hidráulica de engranaje interno**  
 QX series



CARACTERÍSTICAS

Tecnología	de engranaje interno
Otras características	de alta presión, reforzada
Presión	Máx.: 400 bar (5.802 psi) Min.: 100 bar (1.450 psi)
Caudal	Máx.: 722 l/min (190,73 us gal/min) Min.: 7,4 l/min (1,95 us gal/min)
Velocidad	Máx.: 3.600 rpm (22.619 rad.min-1) Min.: 800 rpm (5.027 rad.min-1)
Peso	Máx.: 200 kg (440,92 lb) Min.: 6 kg (13,23 lb)
Temperatura del fluido	Máx.: 80 °C (176 °F) Min.: -20 °C (-4 °F)
Potencia	Máx.: 126 kW (171,3 hp) Min.: 4 kW (5,4 hp)

Figura 41. Bomba elegida para el trabajo

En la siguiente imagen se procedió a seleccionar el motor de 10 [HP] en base a los resultado.

**TABLA POTENCIAS NOMINALES MOTORES TRIFÁSICOS DE INDUCCIÓN**  
 3000/1500 rpm. [Cos.φ 0,8]

KW	HP	220 V.	380 V.	660 V.
		I [A]	I [A]	I [A]
0,18	0,25	0,6	0,3	0,2
0,37	0,5	1,2	0,7	0,4
0,55	0,75	1,8	1	0,6
0,74	1	2,4	1,4	0,8
1,1	1,5	3,6	2,1	1,2
1,5	2	4,8	2,8	1,6
2,2	3	7,3	4,2	2,4
2,9	4	9,7	5,6	3,2
4	5,5	13,3	7,7	4,4
5,5	7,5	18,1	10,5	6
7,4	10	24,2	14	8,1
1,1	15	36,3	21	12,1
13,6	18,5	44,7	25,9	14,9
14,7	20	48,3	28	16,1
18,4	25	60,4	35	20,1
22,1	30	72,5	42	24,2
25	34	82,2	47,6	27,4
29,4	40	96,7	56	32,2
44,2	60	145	84	48,3
55,2	75	181,3	105	60,4
73,6	100	241,7	139,9	80,6
92	125	302,2	174,9	100,7
110,4	150	362,6	209,9	120,9
128,8	175	423	244,9	141
161,9	220	531,8	307,9	177,3
220,8	300	725,2	419,8	241,7

Figura 42. Tabla de potencias nominales motores trifásicos de inducción

V-B9. *Diagrama de la prensa hidráulica:* El diagrama mostrado a continuación es de la prensa hidráulica es una máquina que utiliza la fuerza de un fluido para multiplicar la fuerza aplicada a una superficie. Su funcionamiento se basa en el principio de Pascal donde establece que la presión aplicada en un punto, es transmitida de manera uniforme en todas las partes.



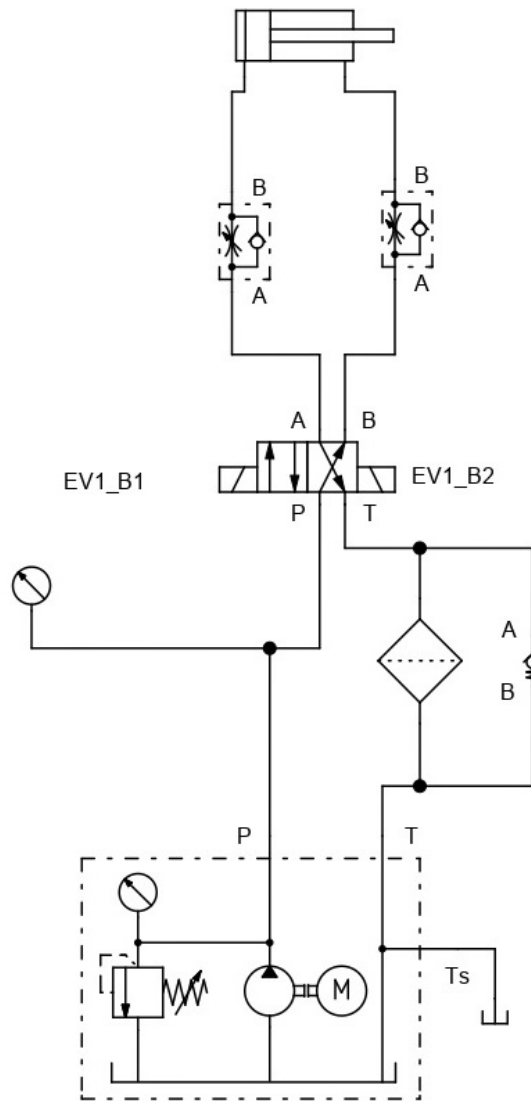


Figura 43. Diagrama del sistema hidráulica

A continuación, describimos cada parte del diagrama del sistema para el funcionamiento de la prensa hidráulica

- Fuente de energía: La prensa hidráulica está conectada a una fuente de energía donde el motor eléctrico realiza el impulso a la bomba hidráulica por lo que se encarga de generar el fluido hidráulico que sería el aceite a alta presión.
- Tanque de aceite: El aceite hidráulico se almacena en un tanque conectado al sistema. Este tanque asegura que en el sistema siempre haya suficiente aceite para que funcione la prensa.
- Válvula de control: Tiene una válvula de control que permiten al operador ajustar la dirección y la cantidad de fuerza que aplicara al trabajar. La válvula controla el flujo de aceite en el sistema y pueden abrirse o cerrarse según sea necesario.
- Cilindro hidráulico: Esta conectado con una estranguladora de presión donde se controla el fluido, pero es enviada la presión por medio de la válvula donde genera un llenado y expulsa el vástago para poder generar el trabajo que se realizaría donde así cumpliría con el sistema de principio de Pascal.
- Manómetro: Es el que controla la presión enviada por la válvula que permite el paso del fluido de aceite para

que así general movimiento en el cilindro hidráulico.

- Filtros: El encargado de controlar los residuos del aceite para controlar los daños que se pueden generar durante el fluido del aceite, normalmente estos son cambiados durante fechas por el fabricante para poder cumplir un buen funcionamiento.

Selección de los componentes hidráulicos:

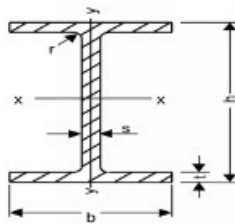
Ítem	Elemento	Modelo / Marca	Descripción
1	Cilindro hidráulico	-----	Di=12.85" DV=13", P=1450.38 PSI, F= 85.41
2	Bomba hidráulica	- - - - -	Q=0.00006507 m <sup>3</sup> /s, N=66.07kw Pmax=100 Bar
3	Válvula direccional	Wandfluh NG6	Centro bloqueado, Q=80 l/min, Pmax= 350 bar
4	Válvula reguladora de flujo	Bosch 2FRM	Qmax= 50 l/min, Pmax= 315 bar
5	Válvula de alivio	DB 6 DPW7-1X780V	Qmax= 48 l/min, Pmax= 206 bar
6	Filtro	Bosch 10TEN0100-H3XLA00-P2,2-M	20 µm, Qmax=58 l/min
7	Mangueras hidráulicas	462ST-10, 462ST-16, 46ST-20	Línea de aspiración ø1-1/4", retorno ø1", presión ø5/8"
8	Fluido hidráulico	Shell Tellus S4 ME	DIN 51524 Parte 2 tipo HLP
9	Depósito	-----	22.06 gl

Figura 44. Tabla de componentes usados

### V-C. Dimensionamiento estructural

V-C1. *Dimensionamiento y selección de vigas superior o principales* : En términos generales, las vigas son miembros horizontales rectos diseñados principalmente para soportar cargas verticales. Suelen clasificarse según los medios que soportan..

A continuación, mostramos en la figura 45.



**DIMENSIONES**

h: Altura  
b: Ancho del ala  
s: Espesor del alma  
t: Espesor del ala  
r: Angulo

**MOMENTO RESPECTO A LOS EJES**

I = Momento de Inercia.  
S = Momento de Resistencia  
R = Radio de Inercia, siempre referido al eje De reflexión correspondiente.

Longitud de 12 metros

Calidad: ⇒ ASTM – A – 36.  
⇒ ST – 37 – 2.

IPE (I)	DIMENSIONES (mm)					AREA cm <sup>2</sup>	PESO kg/m	MOMENTO RESPECTO A LOS EJES					
	h	b	s	t	r			EJE X – X			EJE Y – Y		
								I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	S <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	R <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	S <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	R <sub>y</sub> cm
80	80	46	3.8	5.2	5	7.64	6.0	80.1	20.0	3.24	8.49	3.69	1.05
100	100	55	4.1	5.7	7	10.30	8.1	171	34.2	4.07	15.90	5.79	1.24
120	120	64	4.4	6.3	7	13.20	10.4	318	53.0	4.90	27.70	8.65	1.45
140	140	73	4.7	6.9	7	16.40	12.9	541	77.3	5.74	44.90	12.30	1.65
160	160	82	5.0	7.4	9	20.10	15.8	869	109.0	6.58	68.30	16.70	1.84
180	180	91	5.3	8.0	9	23.90	18.8	1320	146.0	7.42	101.00	22.20	2.05
200	200	100	5.6	8.5	12	28.50	22.4	1940	194.0	8.26	142.00	28.50	2.24
220	220	110	5.9	9.2	12	33.40	26.2	2770	252.0	9.11	205.00	37.30	2.48
240	240	120	6.2	9.8	15	39.10	30.7	3890	324.0	9.97	284.00	47.30	2.69
270	270	135	6.6	10.2	15	45.90	36.1	5790	429.0	11.20	420.00	62.20	3.02
300	300	150	7.1	10.7	15	53.80	42.2	8360	557.0	12.50	604.00	80.50	3.35
330	330	160	7.5	11.5	18	62.60	49.1	11770	713.0	13.70	788.00	98.50	3.55
360	360	170	8.0	12.7	18	72.70	57.1	16270	904.0	15.00	1040.00	123.00	3.79
400	400	180	8.6	13.5	21	84.50	66.3	23130	1160.0	16.50	1320.00	146.00	3.95
450	450	190	9.4	14.6	21	98.80	77.6	33740	1500.0	18.50	1680.00	176.00	4.12
500	500	200	10.2	16.0	21	116.00	90.7	48200	1930.0	20.40	2140.00	214.00	4.31
550	550	210	11.1	17.2	24	134.00	106.0	67120	2440.0	22.30	2670.00	254.00	4.45
600	600	220	12.0	19.0	24	156.00	122.0	92080	3070.0	24.30	3390.00	308.00	4.66

Figura 45. Catálogo de viga IPE

Reacciones de apoyo de la viga:

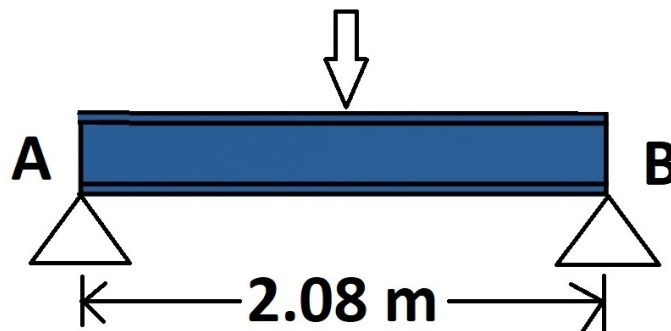


Figura 46. Viga.

En una viga empotrada, las reacciones en los extremos en la siguiente figura y el momento flector máximo se calcula según la siguiente ecuación:

$$M_{max} = \frac{(F) * (L)}{8} \quad (114)$$

■ Donde:

- F = Fuerza a la que será sometida la viga [N]
- L = Longitud de la viga [m]
- Mmax = Momento flector máximo [N x m]

Reemplazando los valores para las variables:

DATOS:

- F = 85.41 [Ton] - 85410 [Kg]
- L = 2.08 [m]
- n = Numero de vigas

Se tiene una carga total de 85410 [kg], la cual se divide para el numero de vigas.

$$\frac{F}{n} = \frac{85410[kg]}{2} \quad (115)$$

Como resultado tenemos que "F"

$$F = (42705[kg]) * (9,8) \quad (116)$$

$$F = 418509[N] \quad (117)$$

Con la siguiente ecuación reemplazamos valores:

$$M_{max} = \frac{(F) * (L)}{8} \quad (118)$$

$$M_{max} = \frac{(418509[N])(2,08[m])}{8} \quad (119)$$

$$M_{max} = 108212,34[N] \quad (120)$$

$$M_{max} = 108[kN] \quad (121)$$

Realizamos la siguiente ecuación de carga puntual.

$$CARGA - PUNTUAL(T_T) = (T) * (L) \quad (122)$$

$$T_T = (42,70[T]) * (2,08[m]) \quad (123)$$

$$T_T = 88,82 \quad (124)$$

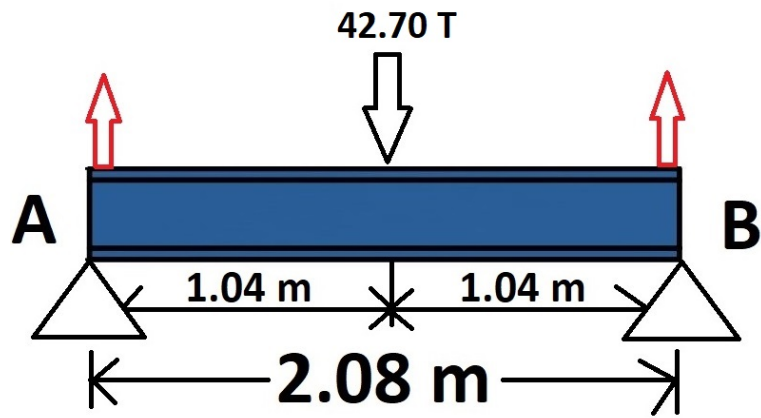


Figura 47. Diagrama de cuerpo libre de las viga.

Reacción de A y B:

$$\sum Fy \uparrow + = 0 \quad (125)$$

$$RA + RB - 88,82[T] = 0 \quad (126)$$

$$RA + RB = 88,82[T] \quad (127)$$

$$RA = 88,82[T] - 44,41 \quad (128)$$

$$RA = +44,41[T] \quad (129)$$

Momento de A:

$$\sum MA + \circ = 0 \quad (130)$$

$$-88,82\left(\frac{2,08}{2}\right) + RB(2,08) = 0 \quad (131)$$

$$RB(2,08) = 44,41(2,08) \quad (132)$$

$$RB = \frac{(44,41)(2,08)}{2,08} \quad (133)$$

$$RB = 44,41[T] \quad (134)$$

Se procede a calcular el momento flector y esfuerzo cortante.

- DMF= Momento flector
- DFC= Esfuerzo cortante

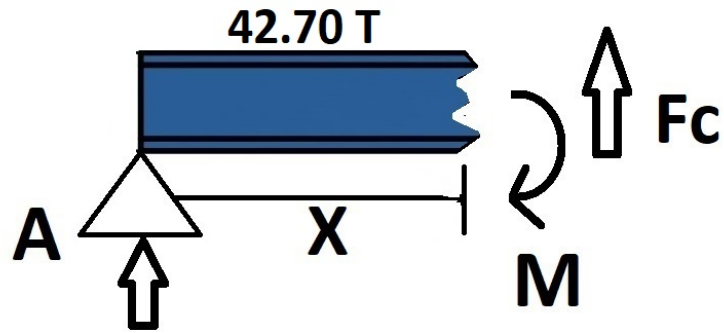


Figura 48. Diagrama

Esfuerzo cortante

$$FC = (44,41[T]) - (42,70)(X) \quad (135)$$

Momento

$$-M - (44,1[T]) * (X) + (42,70) * (x) \left(\frac{x}{2}\right) = 0 \quad (136)$$

$$MF = (44,1[T]) * (x) + (21,35) * (x)^2 \quad (137)$$

Diagrama del esfuerzo cortante.

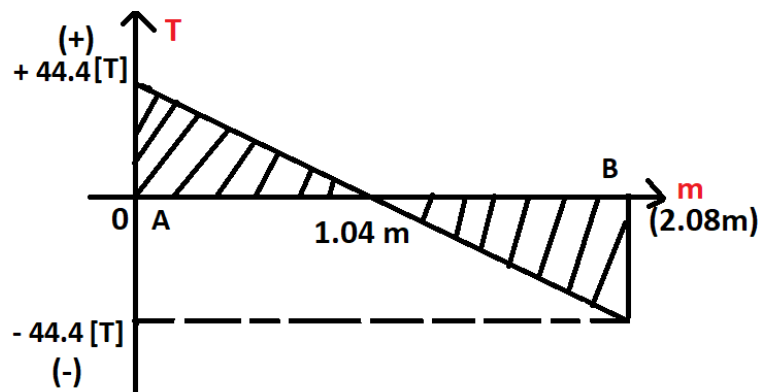


Figura 49. Diagrama del esfuerzo cortante

Cuando  $x=0$  se calcula la siguiente ecuación.

$$x = 0 \quad (138)$$

$$Fc = (-44,41[T]) - (42,70)(x) \quad (139)$$

$$Fc = (44,41[T]) - (42,70)(0) \quad (140)$$

$$Fc = 44,41[T] \quad (141)$$

Cuando  $x=1.04$  se calcula la siguiente ecuación.

$$x = 1,04 \quad (142)$$

$$Fc = (44,41[T]) - (42,70)(x) \quad (143)$$

$$Fc = (44,41[T]) - (42,70)(1,04m) \quad (144)$$

$$Fc = (44,41[T] - (44,4) \quad (145)$$

$$Fc = 0 \quad (146)$$

Cuando  $x=2.08$  se calcula la siguiente ecuación.

$$x = 2,08 \quad (147)$$

$$Fc = (44,41[T]) - (42,70)(x) \quad (148)$$

$$Fc = (44,41[T]) - (42,70)(2,08m) \quad (149)$$

$$Fc = (44,41[T]) - (88,81) \quad (150)$$

$$Fc_{max} = -44,4[T] \quad (151)$$

Diagrama momento flexor:

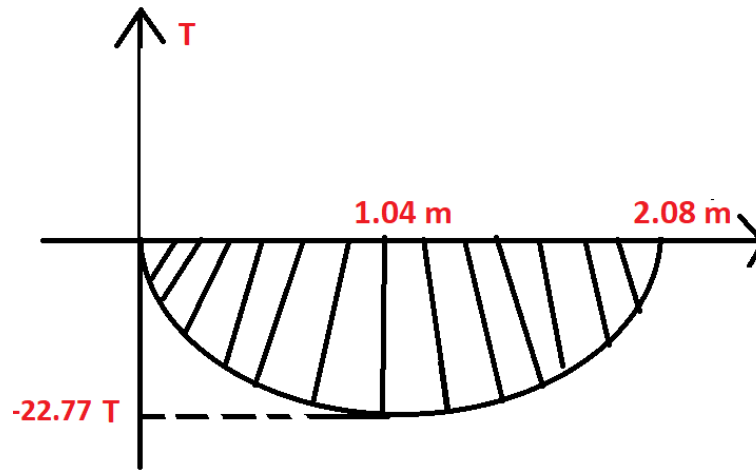


Figura 50. Diagrama de momento flector

$$MF = -(44,1[T])(X) + (21,35)(X)^2 \quad (152)$$

Cuando  $x=0$  se calcula la siguiente ecuación.

$$x = 0 \quad (153)$$

$$MF = -(44,1[T])(0) + (21,35)(0)^2 \quad (154)$$

$$MF = 0 \quad (155)$$

Cuando  $x=1.04$  se calcula la siguiente ecuación.

$$x = 1,04 \quad (156)$$

$$MF = -(44,1[T])(1,04) + (21,35)(1,04)^2 \quad (157)$$

$$MF = -(45,86) + (23,09) \quad (158)$$

$$MF = -22,77[T] \quad (159)$$

Cuando  $x=2.08$  se calcula la siguiente ecuación.

$$x = 2,08 \quad (160)$$

$$MF = -(44,1[T])(2,08) + (21,35)(2,08)^2 \quad (161)$$



$$MF = -(91,72) + (91,72) \quad (162)$$

$$MF = 0[T] \quad (163)$$

Se procede a calcular la carga axial con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{axial} = \frac{(M)(C)}{(I)} \quad (164)$$

■ Donde:

- $\sigma_{axial}$  = Esfuerzo axial
- M = Momento
- C = Distancia del centroide
- I = Inercia

■ Datos:

- M = 108212.34 [N]
- C = 0.15 [m]
- I =  $1.6 \times 10^{-4}$  [ $m^4$ ]

Se calcula el esfuerzo axial:

$$\sigma_{axial} = \frac{(108212,34[N])(0,15[m])}{(1,6 \times 10^{-4}[m^4])} \quad (165)$$

$$\sigma_{axial} = 195563855 \quad (166)$$

$$\sigma_{axial} = 195[MPa] \quad (167)$$

Se procede a calcular el factor de seguridad utilizaremos la siguiente ecuación:

Donde:

$$\sigma_{fluencia-acero} = 250[MPa]$$

$$Fs = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{axial}} \quad (168)$$

$$Fs = \frac{250[MPa]}{195[MPa]} \quad (169)$$

$$Fs = 1,28ul \quad (170)$$

V-C2. *Cálculo y diseño de las columnas:* En general, las columnas son elementos rectos verticales que se usan principalmente para soportar cargas. A continuación, mostramos en la figura 51. de las dimensiones de la columnas.

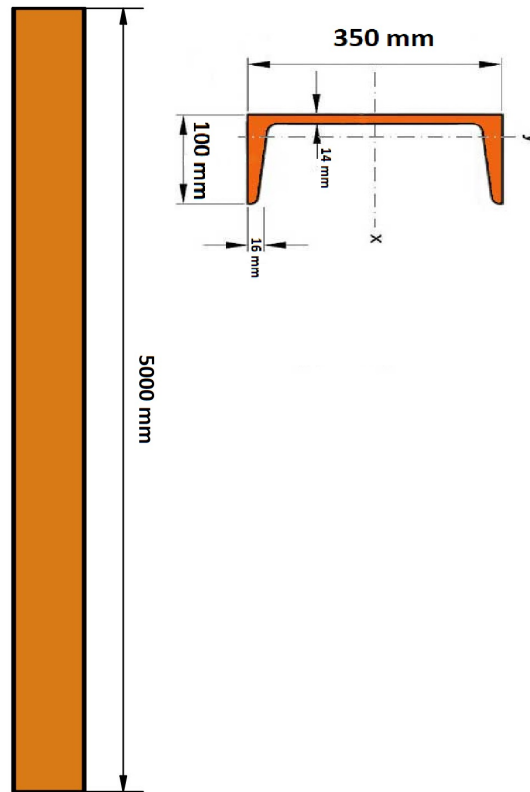


Figura 51. Diseño de columna UPN

Propiedades del material:

Módulo de elasticidad del acero:  $(E) = 200[\text{GPa}] (200000000000) [\text{Pa}]$

Límite de fluencia del acero:  $(\sigma_y) = 250 [\text{MPa}] (25000000) [\text{Pa}]$

Dimensiones de la columna:

Longitud de la columna  $(L) = 5$  metros

Perfil C de acero con dimensiones:

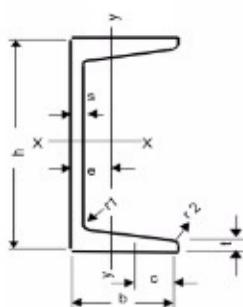
Ancho de las alma  $(b) = 100 [\text{mm}] (0.1$  metros)

Altura del alma  $(h) = 350 [\text{mm}] (0.35$  metros)

Grosor del alma  $(H) = 14 [\text{mm}] (0.014$  metros)

La columna esta empotrada en ambas extremos:

$K=1$



**DIMENSIONES**

h: Altura  
b: Ancho del ala  
s: Espesor del alma  
t: Espesor del ala  
r: Angulo

Para  $h \leq 300$  inclinación: 8%  $C=b/2$   
Para  $h \geq 300$  inclinación: 5%  $C=(b-s)/2$

**MOMENTO RESPECTO A LOS EJES**

I = Momento de Inercia.  
S = Momento de Resistencia  
R = Radio de Inercia siempre referido al eje De reflexión correspondiente.

Longitud de 12 metros

Calidad  $\Rightarrow$  ASTM - A - 36.  
 $\Rightarrow$  ST - 37 - 2.  
Norma  $\Rightarrow$  Covenin 2390-86

UPN	DIMENSIONES (mm)						ÁREA cm <sup>2</sup>	PESO kg/m	MOMENTO RESPECTO A LOS EJES					
									EJE X - X			EJE Y - Y		
	h	b	s	t	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>			I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	S <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	R <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	S <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	R <sub>y</sub> cm
80	80	45	6.0	8.0	8.0	4.0	11.0	8.65	106	26.5	3.10	19.4	6.36	1.33
100	100	50	6.0	8.5	8.5	4.5	13.5	10.6	206	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47
120	120	55	7.0	9.0	9.0	4.5	17.0	13.4	364	60.7	4.62	43.2	11.10	1.59
140	140	60	7.0	10.0	10.0	5.0	20.4	16.0	605	86.4	5.45	62.7	14.70	1.75
160	160	65	7.5	10.5	10.5	5.5	24.0	18.8	925	116.0	6.21	85.3	18.30	1.89
180	180	70	8.0	11.0	11.0	5.5	28.0	22.0	1350	150.0	6.95	114.0	22.40	2.02
200	200	75	8.5	11.5	11.5	6.0	32.2	25.3	1910	191.0	7.71	148.0	27.00	2.14
220	220	80	9.0	12.5	12.5	6.5	37.4	29.4	2690	245.0	8.48	197.0	33.60	2.30
240	240	85	9.5	13.0	13.0	6.5	42.3	33.2	3600	300.0	9.22	248.0	39.60	2.42
260	260	90	10.0	14.0	14.0	7.0	48.3	37.9	4820	371.0	9.99	317.0	47.80	2.56
280	280	95	10.0	15.0	15.0	7.5	53.3	41.8	6280	448.0	10.90	399.0	57.20	2.74
300	300	100	10.0	16.0	16.0	8.0	58.8	46.1	8030	535.0	11.70	495.0	67.80	2.90
320	320	100	14.0	17.5	17.5	8.7	75.8	59.5	10870	679.0	12.10	597.0	80.60	2.81
350	350	100	14.0	16.0	16.0	8.0	77.3	60.6	12840	734.0	12.90	570.0	75.00	2.72
380	380	102	13.5	16.0	16.0	8.0	80.4	63.1	15760	829.0	14.00	615.0	78.70	2.77
400	400	110	14.0	18.0	18.0	9.0	91.5	71.8	20350	1020.0	14.90	846.0	102.00	3.04

Figura 52. Catálogo de UPN

Se procede a realizar el cálculo de la carga crítica de pandeo de una columna en base a los datos obtenidos con la figura 52 con la siguiente ecuación:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{(K * L)^2} \tag{171}$$

■ Donde:

- E = Módulo de elasticidad
- I = Inercia
- L = Longitud de la columna
- k = Factor de pandeo

■ Datos:

- E = 200 [GPa]
- I = 12840 [m<sup>4</sup>] = 1.2x10<sup>-4</sup> [m<sup>4</sup>]
- L = 5 [m]
- k = 1

Remplazamos lo datos obtenidos:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * (200 \times 10^9 [\frac{N}{m^2}]) * (1,2 \times 10^{-4} [m^4])}{(1 * 5 [m])^2} \quad (172)$$

$$P_{cr} = 9474820 [N] \quad (173)$$

$$P_{cr} = 9474 [KN] \quad (174)$$

Se procede a calcular el esfuerzo admisible conociendo que las columnas tienen que soportar una carga de 85410 kg más el peso de las dos vigas sería 170 kg que sostienen el pistón.

- Carga total: 85410 kg + 170 kg = 85580 kg

La carga total se divide para las cuatro columnas diseñadas para la prensa hidráulica.

- Donde:

- n = Numero de columnas
- P = Carga total

$$\frac{P}{n} = \frac{838,6 KN}{4} = 209,6 [KN] \quad (175)$$

Se procede a calcular el factor de seguridad utilizaremos la siguiente ecuación:  
Donde:

$$F_s = \frac{P_{aplicada}}{P_{critica}} \quad (176)$$

$$F_s = \frac{947400 [N]}{209600 [N]} \quad (177)$$

$$F_s = 45,2 ul \quad (178)$$

V-C3. *Simulación de la estructura:* A continuación tenemos la figura donde se selecciona el tipo de material en el software SolidWorks para desarrollar el análisis estático de la estructura.

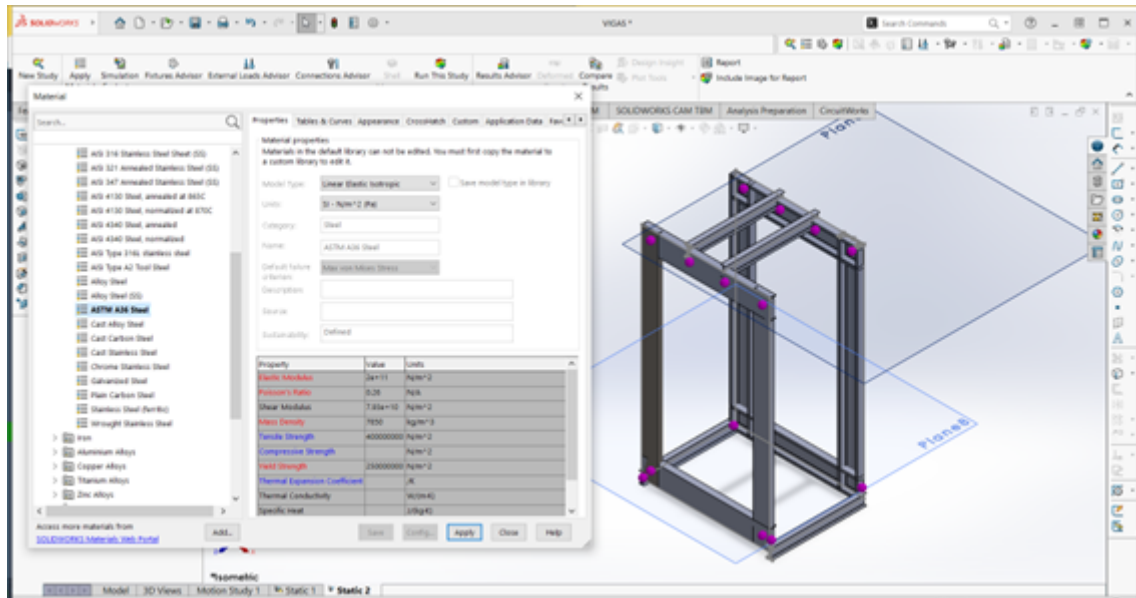


Figura 53. Material seleccionado para la simulación

En base a los resultado de la simulación se puede concluir que la carga ejercidas sobre la columnas no provocará una deformación en la estructura base.

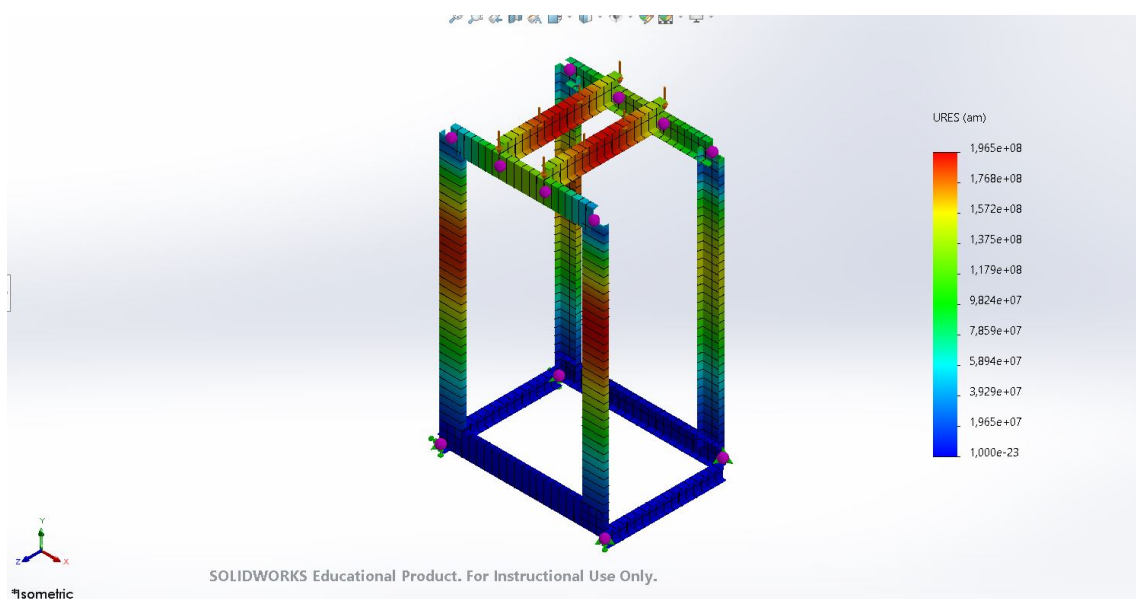



Figura 54. Primera tensión de la estructura

Con la selección del material se agrego las cargas que actuarán sobre el mismo. A continuación en la siguiente imagen.

## Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
Fixed-1		Entities: 4 Joint(s) Type: Fixed Geometry

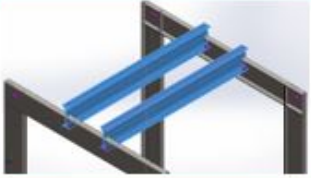
Load name	Load Image	Load Details
Force-1		Entities: 2 Beam (s) Reference: Face< 1 > Type: Apply force Values: ---; ---; 1,66713e+06 N Moments: ---; ---; 216.580 N.m

Figura 55. Análisis de cargas

Base a los resultado se puede observar que la fuerza generada por el pistón se dispensarán en las 4 columnas logrando que la estructura no sufra una deformación o rotura en el transcurso del tiempo de vida.

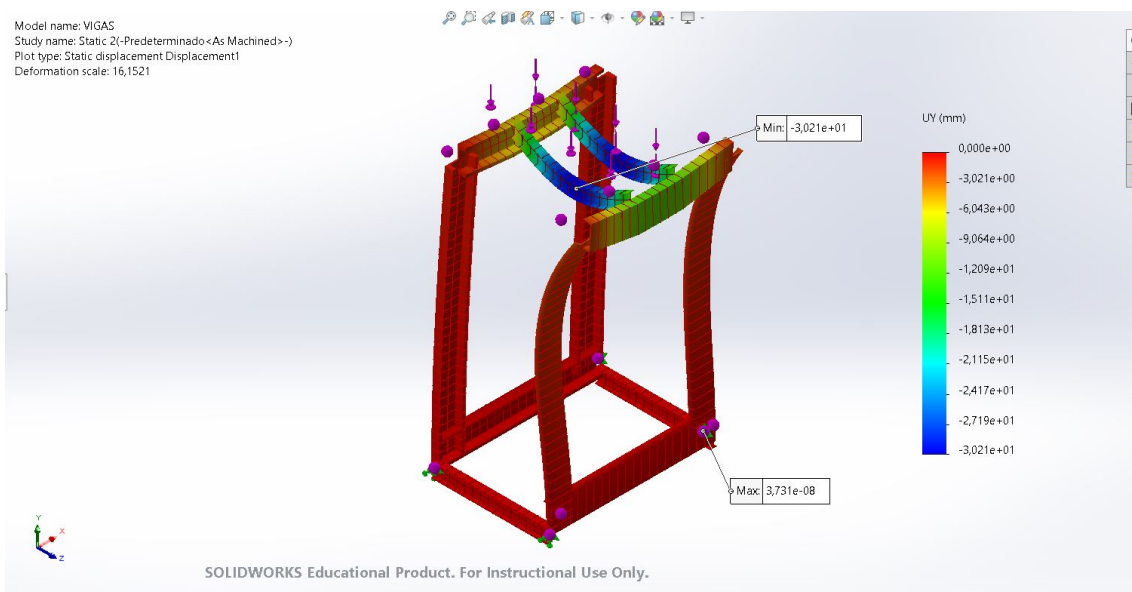


Figura 56. Segunda tensión de la estructura

Las cargas aplicadas es la del pistón muy independiente en cada viga para el análisis

## Resultant Forces

### Reaction forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	0,0117188	3,33426e+06	0,000488281	3,33426e+06

### Reaction Moments

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	-2,19287	8.369,23	-0,8125	8.369,24

### Free body forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	0	0	0	0

### Free body moments

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Figura 57. Segunda tensión de la estructura

Desplazamiento: Con datos obtenidos bajo la simulación del software SolidWorks podemos interpretar la comprensión de la estructura por la carga ejercida con el tiempo tendrá un pequeño desplazamiento.

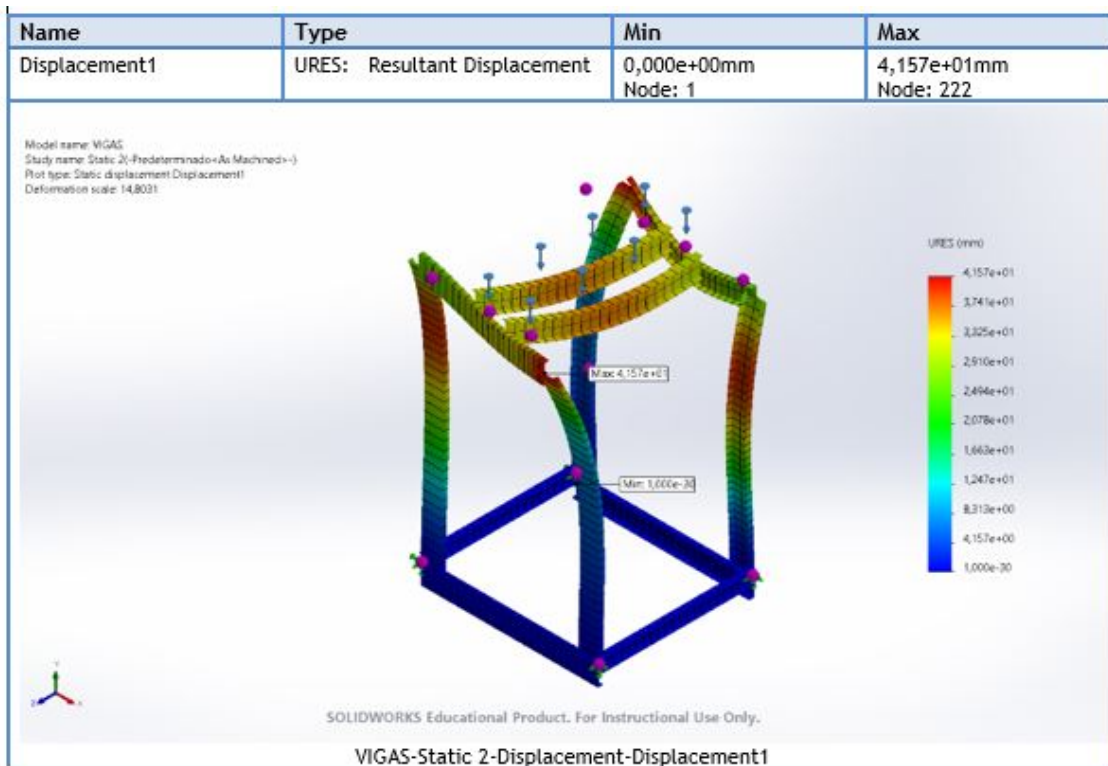


Figura 58. Resultados del desplazamiento de la estructura

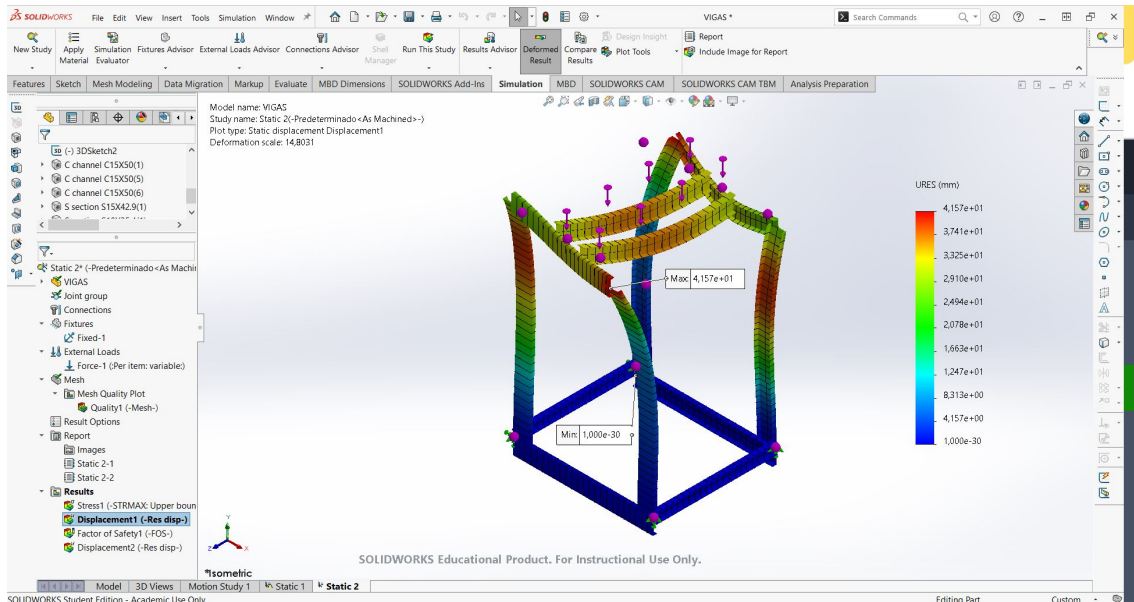


Figura 59. Desplazamiento de la estructura

Factor de seguridad: El análisis ejecutado no dejo como resultado que la estrucutra tiene como valor de 2.2 ul

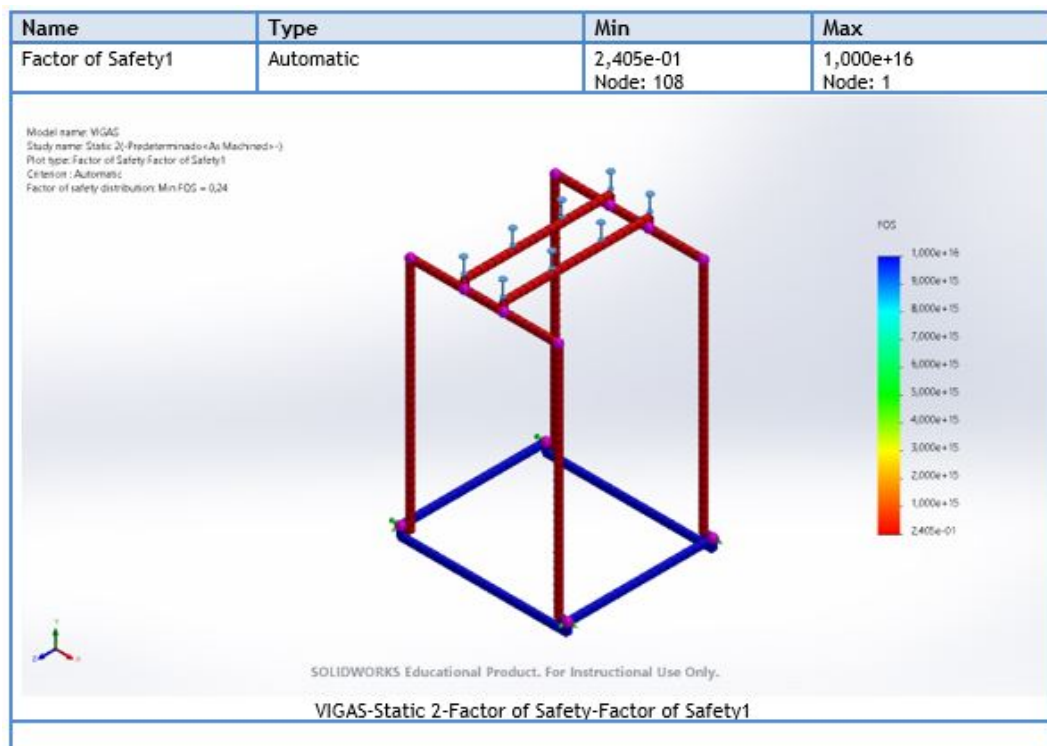


Figura 60. Factor de seguridad de la estructura

V-C4. *Implementación de tablero eléctrico:* Se propone un tablero eléctrico principal donde sus medidas son de 600 mm x 450 mm x 200 mm, dentro encontramos componentes como breaker principal y secundario. El tablero eléctrico principal esta alimentado a 220v debido a que el motor requiere de la corriente indicada. En la parte



frontal se encuentra indicadores luz verde que nos indica el pase de corriente por último un indicador de color rojo indica el no pase de la corriente, para poder alimentar el tablero secundaria se usa un breaker secundario.

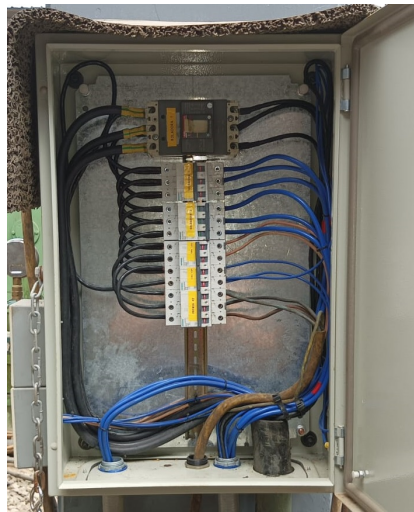


Figura 61. Tablero construido para la alimentación del tablero secundario


■ Selección de componentes

Respecto al consumo del motor y unas funciones como tomas de corriente que tiene el tablero eléctrico principal el breaker principal de 100Amp controla el flujo de corriente para el tablero secundario.

A continuación, mostramos en la figura 62 la selección del breaker como principal que sería de 100 Amp y en la figura 63 sería el breaker secundario para tomas corrientes y para el tablero secundario.

**INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS PARA MONTAJE EN RIEL DIN 5SP4 Y 5SY5**

**Interruptores termomagnéticos 5SP4**  
 Capacidad de ruptura según IEC 60898 e IEC 60947-2. Tensión de empleo: 230/400 VAC, 72 VDC/polo. Curva de disparo tipo C.



Código (MLFB)	Corriente Nominal (A)	Capacidad de Ruptura en (kA)		Pedido Mínimo (Unidades)	Precio Lista Unit. \$/.
		IEC 60898 220V	IEC 60947-2 220V		
<b>Interruptores termomagnéticos bipolares 5SP4</b>					
5SP4280-7	80	10	10	1	205
5SP4291-7	100	10	10	1	227
5SP4292-7	125	10	10	1	254
<b>Interruptores termomagnéticos tripolares 5SP4</b>					
5SP4380-7	80	10	10	1	277
5SP4391-7	100	10	10	1	310
5SP4392-7	125	10	10	1	345

Figura 62. Catálogo siemens de breaker - INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS PARA MONTAJE EN RIEL DIN 5SP4 Y 5SY5

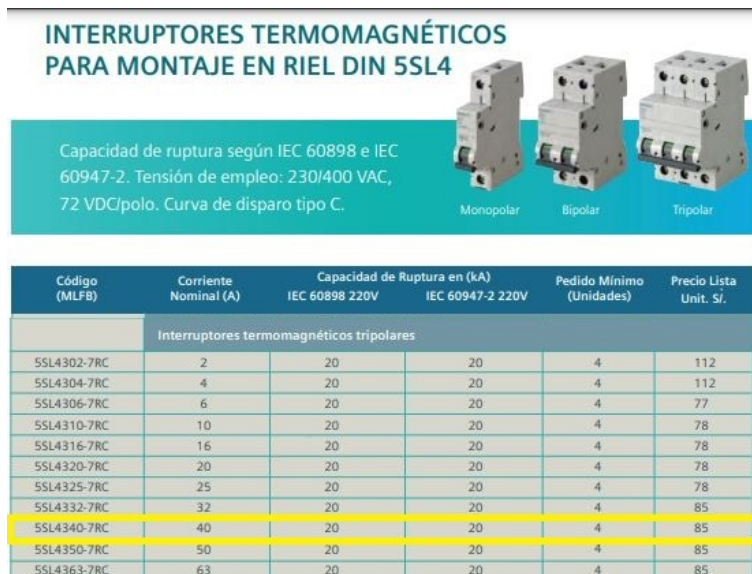


Figura 63. Catálogo siemens de breaker - INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS PARA MONTAJE EN RIEL DIN 5SY4

Con los elementos seleccionados a continuación se indica en la figura 64 el diagrama del tablero eléctrico. El software Cade Simu para el desarrollo del diagrama.

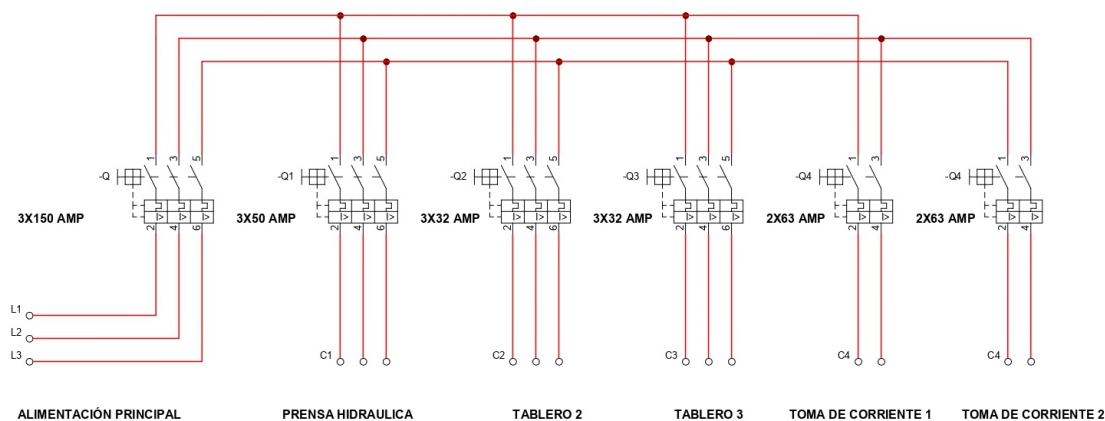


Figura 64. Diagrama del tablero de circuito eléctrico

## VI. RESULTADOS

### VI-A. Desarrollo

El proceso de construcción fue desarrollado en la empresa solicitada con ayuda de diferente tipo de máquinas como torno, fresadora, soldadoras entre otras. Para el montaje se requirió de ayuda de grúa pluma para armar la estructura y el montaje del gato o pistón.

En el sistema hidráulico se encontró como resultado las características de la presión 100 Bar y caudal de 0.00006507 [m<sup>3</sup>/s] requerido para el cilindro hidráulico, conectores, mangueras y bomba así cumpliendo la condición del trabajo de la prensa hidráulica de 85.41 toneladas.

### VI-B. Validación de resultados finales

El proceso de formación de tapas toriesféricas utilizando la prensa hidráulica en la cual se llevaron a cabo una serie de pruebas experimentales para comprender la relación entre la presión registrada en el manómetro que es de 100 Bar y la profundidad deformada de las tapas de 64 mm, este valor fue base a los cálculos obtenidos y depende de mucho de los cálculos sobre las dimensiones del diámetro de la tapa.

En las siguientes imágenes muestran la relación entre la presión y la deformación a medida que se aumenta la presión aplicada, la profundidad de la deformación inicialmente aumenta rápidamente y luego se estabiliza a medida que se alcanza la medida requerida, existe una relación entre la fuerza aplicada y la deformación esto depende de los factores como la elasticidad del material y la geometría de la tapa que se esta desarrollando.

A continuación se realizó el funcionamiento de la prensa hidráulica mediante control de botoneras para el bajo y subida del vástago y así poder ejercer la presión en la tapa y poder obtener como resultado la tapa toriesféricas.

Se realizó el control de tiempo del bombeado de las tapas donde se tiene como valor positivo ya que el costo de la elaboración sería más ganancias para la empresa.

El proceso de la deformación de tapas se muestra en las siguientes figuras 65 y 66.



Figura 65. Tapa en plancha de 6mm de espesor x 600 mm de diámetro sin bombear, por M. Aguilar y E. Pincay

En la figura 65 se observa que se tiene la tapa sin aplicar ninguna fuerza de parte de la prensa hidráulica, con la ayuda de una escuadra verificó que la tapa se encuentra sin ninguna deformación.



Figura 66. Tapa en plancha de 6mm x 600 mm bombeada, por M. Aguilar y E. Pincay

En la figura 66 se observa ya aplicada la deformación en la tapa así cumpliendo lo desarrollado durante en proceso de bombeado cumpliendo con todo lo requerido se da las indicaciones con las medidas usando la escuadra y obteniendo resultados positivos por parte del correcto funcionamiento de la prensa hidráulica.



Figura 67. Tapa toriesféricas terminada en plancha de 6mm x 600 mm bombeada, por M. Aguilar y E. Pincay

Como resultado final tenemos la figura 67 la tapa toriesféricas como producto terminado del funcionamiento de la prensa hidráulica. Donde observamos que se cumple con las especificaciones desarrolladas en cálculos y análisis.

Se han identificado los elementos característicos de la prensa hidráulica multifunción 85.41 toneladas, a nivel estructural incluyendo: vigas, columnas y niveles hidráulicos: actuadores (cilindros hidráulicos), conectores, bombas hidráulicas, tanques hidráulicos, válvulas y manómetros.

Para reforzar nuestros cálculos lo hemos analizado en base a programa de análisis estructural en SolidWorks lo que facilita ver errores en el diseño y elegir correctamente los materiales.

## VII. CRONOGRAMA

A continuación se muestra el cronograma de trabajo en la tabla.

Tabla III  
CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

ITEM	NOVIEMBRE				DICIEMBRE				ENERO				FEBRERO				MARZO				MAYO				JUNIO				JULIO				AGOSTO				SEPTIEMBRE			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
PROYECTO DE TITULACION																																								
1 Cronogramas de actividades																																								
2 Propuesta de tema para trabajo de titulación																																								
3 Realizar un analisis de los problemas de la fabrica industrial C.M.I																																								
4 Definición del problema																																								
5 Establecer las variables del problema detectado																																								
6 Establecer la zona de implementación del proyecto																																								
7 Estudio de la zona de implementación del proyecto																																								
8 Determinar las medidas para el diseño de la prensa hidráulica																																								
9 Investigacion del tema a profundidad																																								
10 Estudio de diferentes tipos de prensas hidráulicas																																								
11 Elección de una prensa hidráulica para tapas semiesféricas																																								
12 Elección de componentes																																								
13 Elección de material para la prensa hidráulica																																								
14 Diseño mecánico de partes del prototipo																																								
15 Diseño Electrico																																								
16 Diseño del diagrama hidráulico																																								
17 Diseño de la central hidráulica																																								
18 Cotización de los implementos																																								
19 Cotización de los materiales																																								
20 Compra de materiales																																								
21 Elaboración de las columnas																																								
22 Elaboración de vigas superiores montadas a las columnas																																								
23 Montaje de piston hidráulico																																								
24 Montaje de base																																								
25 Montaje de botoneras																																								
26 Montaje de sistema eléctrico																																								
27 Pruebas de equipo																																								
28 Recomendaciones																																								
29 Conclusiones																																								

### VIII. PRESUPUESTO

En el siguiente cuadro nos indica los valores gastados mediante cotizaciones realizadas en diferentes distribuidores del país para la elaboración del proyecto de tesis como podemos observar.

Tabla IV  
TABLA DE PRESUPUESTO

Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Total
Columnas prefabricadas	2	\$3.000,00	\$6.000,00
Upn 80 x 6 metros	2	\$85,00	\$170,00
Upn 100 x 6 metros	3	\$95,00	\$190,00
Ángulo de acero 50x4mm	1	\$12,00	\$12,00
Barras de acero de 62 mm de diámetro	1	\$150,00	\$150,00
Plancha de acero 1"	4	\$650,00	\$2.600,00
Plancha de acero 1/2"	3	\$350,00	\$1.050,00
Planchón de acero 1"1/2	2	\$3750,00	\$7.500,00
Cajas de electrodos AGA AWS 7018	3	\$120,00	\$360,00
Cargas de Oxígeno	4	\$30,00	\$120,00
Disco corte y desbaste	6	\$3,00	\$18,00
Galones de Pintura	6	\$18,00	\$108,00
<b>SUBTOTAL EN ESTRUCTURA</b>			<b>\$1.8278,00</b>
Bomba hidráulica	1	\$1.200,00	\$1200,00
Cilindros hidráulico doble efecto prefabricados	1	\$1.800,00	\$1.800,00
Válvula direccional	1	\$400,00	\$400,00
Válvula proporcional	1	\$400,00	\$400,00
Válvula reguladora de presión	1	\$350,00	\$350,00
Motor de 10 HP	1	\$1.800,00	\$1.800,00
Tapa filtro	1	\$40,00	\$40,00
Filtro de succión	1	\$40,00	\$40,00
Caneca de aceite hidráulico	6	\$90,00	\$360,00
Visualización del nivel de aceite	1	\$35,00	\$35,00
Mangueras, tapones	1	\$800,00	\$800,00
Construcción de tanque, tapas y empaques	1	\$350,00	\$350,00
Pernos, arandelas,	1	\$30,00	\$30,00
<b>SUBTOTAL EN SISTEMA HIDRÁULICO</b>			<b>\$7.605,00</b>
Breakers	2	\$35,00	\$70,00
Arrancador suave	1	\$50,00	\$50,00
Transductor de presión	1	\$250,00	\$250,00
Encoder incremental	1	\$40,00	\$40,00
Botones, luces pilotos	1	\$30,00	\$30,00
Riel DIN, terminales, manguera anillada	1	\$45,00	\$45,00
<b>SUBTOTAL EN SISTEMA DE CONTROL</b>			<b>\$575,00</b>
Montaje	960 horas	\$6,00	\$5.760,00
Torneado	16 horas	\$30,00	\$480,00
Soldadura	320 horas	\$9,00	\$2.880,00
Pintura	24 horas	\$4,00	\$96,00
<b>SUBTOTAL EN MANO DE OBRA</b>			<b>\$9.216,00</b>
<b>TOTAL DEL PRESUPUESTO DEL PROYECTO (ESTRUC- TURA + SISTEMA HIDRÁULICO + SISTEMA DE CON- TROL + MANO DE OBRA)</b>			<b>\$35.674,00</b>

## IX. CONCLUSIONES

Se logró la construcción de una prensa hidráulica para la elaboración de tapas toriesféricas que es para la empresa Fábrica Industrial CMI mediante materiales y equipos que contaba la empresa, como el pistón, las columnas o vigas entre otras cosas.

Con la investigación del estado del arte sobre la prensa hidráulica se logró conocer más sobre la máquina que se está construyendo y también conocer los componentes y partes necesarias para su correcto funcionamiento.

El diseño de la prensa nos ayudó a comprender los parámetros y funcionamiento al conformar las tapa.

Se cumplió la construcción de la prensa hidráulica para desarrollar tapas toriesféricas basado al diseño propuesto donde consta de 4 columnas tipo perfil C las cuales son soldadas con sus transversales que le ayudan a ser más rígido las columnas o parantes. El gato o pistón tiene una fuerza necesaria para desarrollar el trabajo requerido y por último tenemos la matriz y el punzón que cumple su función para desarrollar el bombeado de las tapas toriesféricas.

La construcción y verificación de la prensa hidráulica para la producción de tapas toriesféricas en planchas de 6 mm resulto ser una inversión en términos de eficiencia, calidad y diversidad en la fabricación de piezas conformadas. El proyecto resalta la importancia de la ingeniería aplicada y la innovación en la resolución de desafíos técnicos y abre la puerta a posibles mejoras y expansiones en el futuro para la empresa FÁBRICA INDUSTRIAL CMI.

## X. RECOMENDACIONES

Al iniciar el arranque del motor de la bomba verificar si están conectadas las mangueras.

Para futuros proyectos es posible automatizar el conformado de tapas con movimientos de rotación e inclinación para un trabajo continuo, aumentando así la productividad.

Realizar mantenimientos constantes en el punzón y matriz verificando que no tenga deformaciones por trabajo.

Desarrollar más deformación con la prensando usando la presión que tiene la prensa.

Utilizar la prensa hidráulica para otros funcionamientos para la industria automotriz, procesamiento de metales y reciclaje.

La prensa está diseñada para propiedades de uso general, ya que los usos en la deformación plástica son diversificados y se convertirán en los complementos que finalmente definirán el proceso específico.

## REFERENCIAS

- [1] O. R. Álvarez Pérez, «Propuesta de diseño de una prensa hidráulica horizontal para la recuperación de aluminio,» B.S. thesis, Universidad de Holguín, Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería, 2021.
- [2] J. E. Ángel Muñoz, «Diseño de un sistema para extracción, limpieza y almacenamiento de combustible diesel, para la empresa multipersianas y boceles sas,» B.S. thesis, Fundación Universidad de América, 2020.
- [3] L. N. Arias, «Pórtico de servicio 6 enrolladores. Series ORM, ORS y CRK,» Tesis de mtría. dirección: <https://es.slideshare.net/juansolorzano11/14681260-tablasdeacero> (visitado 10-08-2016).
- [4] A. y. S. H. d. M. S. d. C. ASHM. «Principio de trabajo de bomba de pistones radiales de tipo válvula de retención.» (2017), dirección: <https://www.ashm.mx/blog/bombas-de-pistones-radiales/> (visitado 18-09-2017).
- [5] autocorner. «PRENSA HIDRAULICA 30 TON ZX0901D EV TOOLS.» (2023), dirección: <https://www.autocorner.com.ec/products/422154> (visitado 10-03-2023).
- [6] L. F. Barba Muñoz y O. Reyes Terán, «Cálculo y diseño de una prensa hidráulica tipo C con capacidad de 20 toneladas,» Tesis doct., 2011.
- [7] E. Dominguez Peche, «Diseño de un a prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica,» 2017.
- [8] Duque, *Cilindro hidráulico de doble efecto*, <https://es.slideshare.net/JovannyRafaelDuque/cilindro-hidraulico-de-doble-efecto>, Acceso: 2023-03-03, 2019.
- [9] Eduard. «Cómo funcionan las prensas mecánicas.» (2018), dirección: <https://prensas.net/sin-categorizar/como-funcionan-las-prensas-mecanicas/> (visitado 28-07-2018).
- [10] J. M. L. Estrada, *Diseño y cálculo de recipientes a presión*. Ingeniería León, 1997.
- [11] FLUIDICA. «Hydraulic Mechanical Presses. Mexico.» ()
- [12] T. HYDRAULIC. «Punzadora Tipo 20C.» (2023), dirección: [https://es.tt-machine.com/20t-c-type-punching-press-hydraulic-metal-punching-press\\_p24.html](https://es.tt-machine.com/20t-c-type-punching-press-hydraulic-metal-punching-press_p24.html) (visitado 13-06-2023).
- [13] A. Industrial. «Bombas de Engranajes.» (2011), dirección: <http://industrial-automatizada.blogspot.com/2011/08/bombas-hidraulicas-2-bombas-de.html> (visitado 15-08-2011).
- [14] M. JR, «Válvulas hidráulicas dimensionadas para aumentar el rendimiento del equipo,» Tesis de mtría. dirección: <https://blog.parker.com/site/LA/details-home-page/v%C3%A1lvulas-hidr%C3%A1ulicas-dimensionadas-para-aumentar-el-rendimiento-del-equipo-la> (visitado 22-11-2020).
- [15] s. Mecacamq. «Prensa electrohidráulica DE80.» (2023), dirección: <https://www.directindustry.es/prod/mecamaq-sl/product-120151-1776290.html> (visitado 13-06-2023).
- [16] A. Miranda. «Parte del depósito hidráulico.» (), dirección: <https://www.alamy.es/partes-del-deposito-hidraulico-el-grafico-muestra-el-interior-del-deposito-y-sus-componentes-sobre-fondo-blanco-imagen-vectorial-image207552767.html> (visitado 13-06-2023).
- [17] R. L. Mott, R. N. Salas, M. A. R. Flores y E. B. Martínez, *Resistencia de materiales*. Pearson Educación, 2009, vol. 5.
- [18] Á. Muñoz y J. Edison, «Diseño de un sistema para extracción, limpieza y almacenamiento de combustible diesel, para la empresa Multipersianas y Boceles SAS,» 2020.
- [19] H. A. Payán Cobo et al., «Reingeniería a una prensa hidráulica de Construmecam, para mejorar la eficiencia de su producción,» B.S. thesis, Universidad Autónoma de Occidente, 2012.
- [20] B. Salgado Luís. «cálculo y diseño de una prensa hidráulica especializada en el cambio de pines y bujes en cadenas de maquinaria pesada.» (2003), dirección: <https://www.directindustry.es/prod/mecamaq-sl/product-120151-1776290.html> (visitado 13-06-2023).
- [21] M. Scarlett. «Automatización, Precisión, Alta eficiencia.» (2023), dirección: [https://es.made-in-china.com/co\\_baixingmachine/image\\_315-Tons-Hydraulic-Press-Can-Press-Metal-Forming-Stretch-Powder-Forming-Composite-Material-Forming-Hydraulic-Press-Machine\\_uonnhgiuy\\_2f1j00DjbWEGyIYTuo.html](https://es.made-in-china.com/co_baixingmachine/image_315-Tons-Hydraulic-Press-Can-Press-Metal-Forming-Stretch-Powder-Forming-Composite-Material-Forming-Hydraulic-Press-Machine_uonnhgiuy_2f1j00DjbWEGyIYTuo.html) (visitado 03-10-2023).
- [22] A. SERRANO NICOLAS, *Neumática práctica*. Ediciones Paraninfo, SA, 2010.



- [23] O. A. O. A. SWEDEN, «Pórtico de servicio 6 enrolladores. Series ORM, ORS y CRK,» Tesis de mtría. dirección: <https://www.alentec.com/es/enrolladores-de-manguera/soportes-porticos-y-torres-de-servicio/portico-de-servicio-6-enrolladores.-series-orm-ors-y-crk-92190/> (visitado 16-06-2023).
- [24] L. TIANJIN SWKS TECHNOLOGY DEVELOPMENT CO., «Sellos Hidráulicos,» Tesis de mtría. dirección: <http://www.svks-oilseal.com/info/hydraulic-seals-26779257.html> (visitado 18-05-2018).
- [25] H. N. Trejo, *Física li. Un Enfoque Constructivista*. Pearson Educación, 2007.

APÉNDICE A  
PLANOS

Planos de las piezas acotadas en inventor 2023:

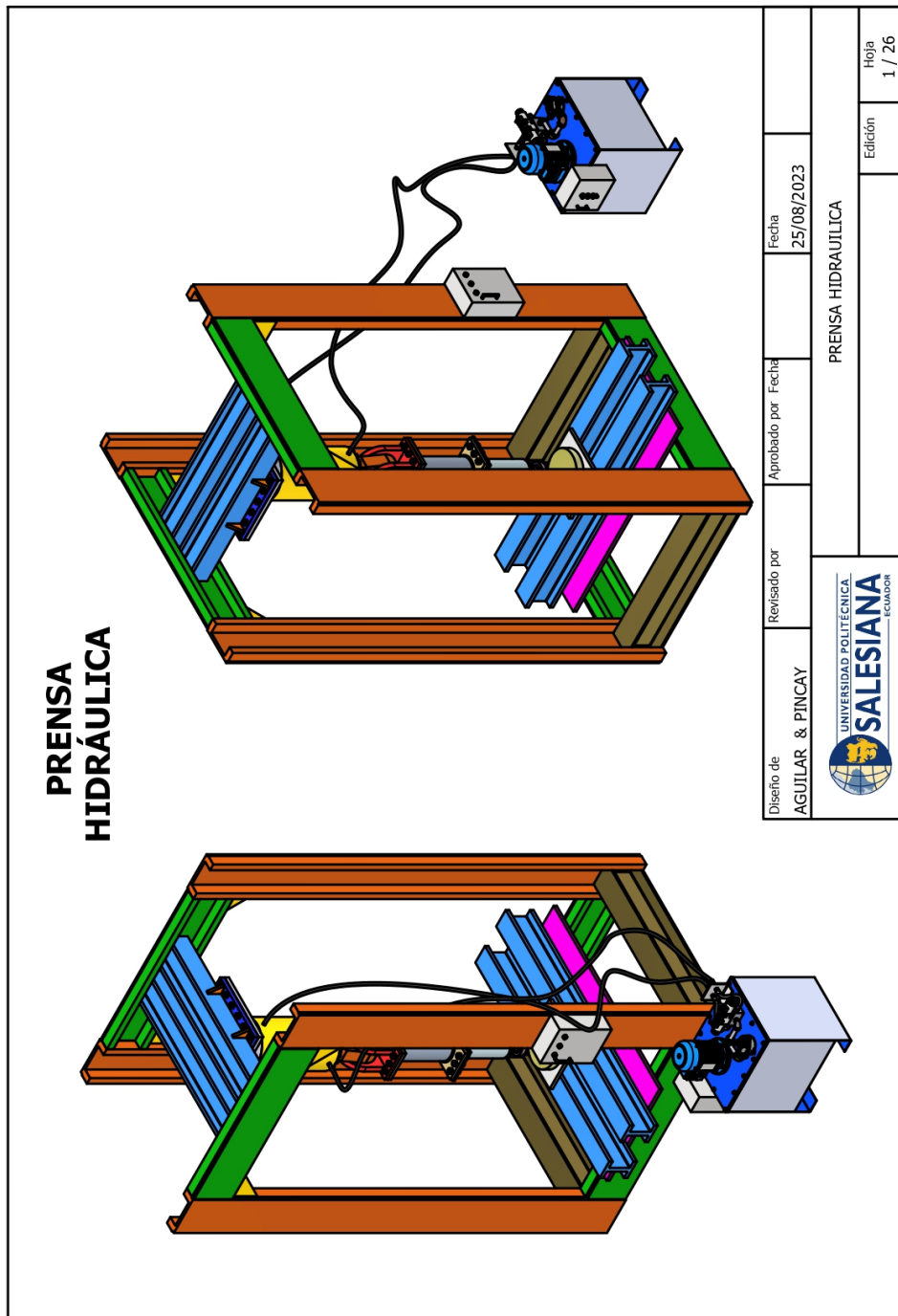


Figura 68. Lámina de la estructura completa y los componentes de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

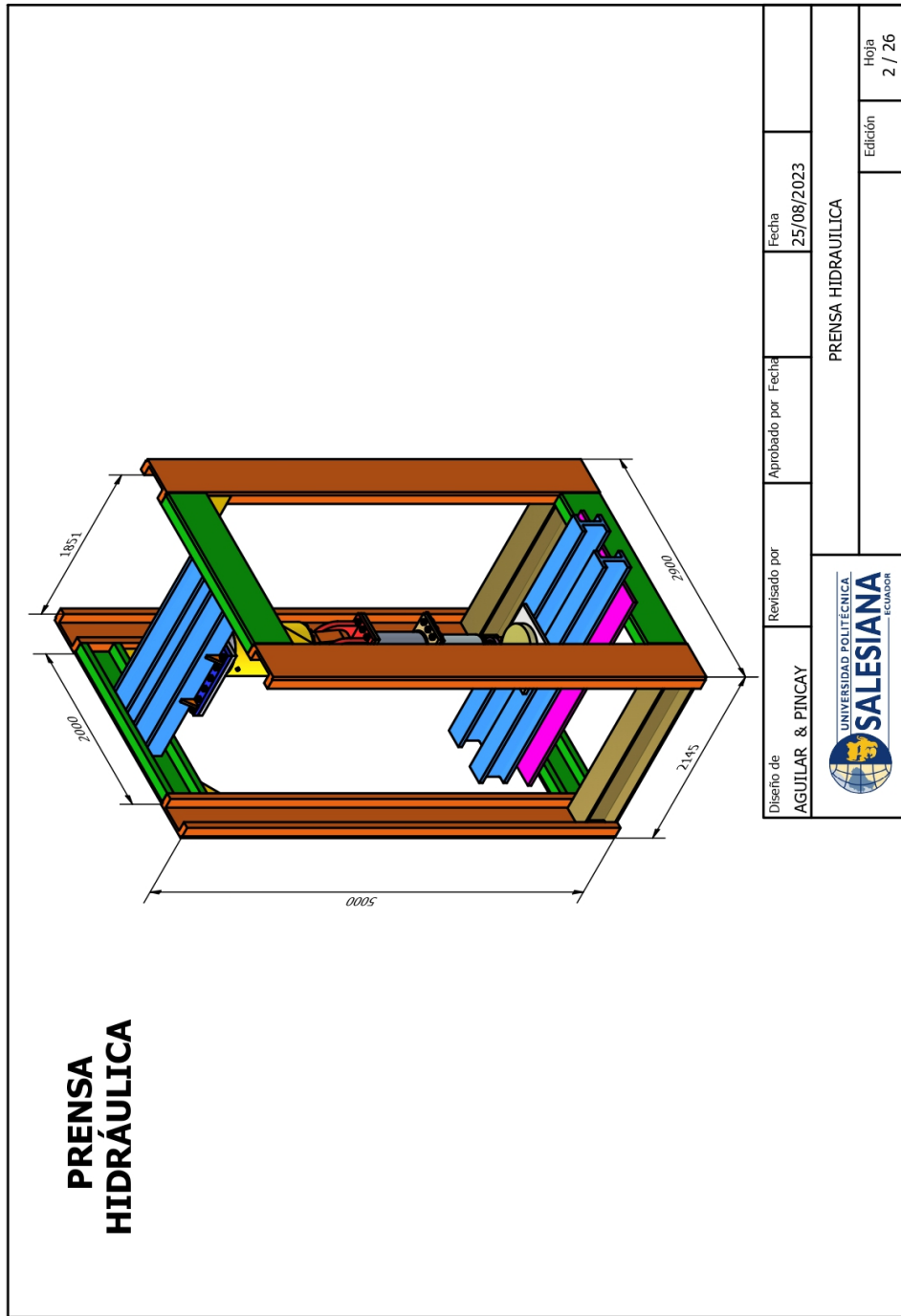


Figura 69. Lámina de la estructura la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

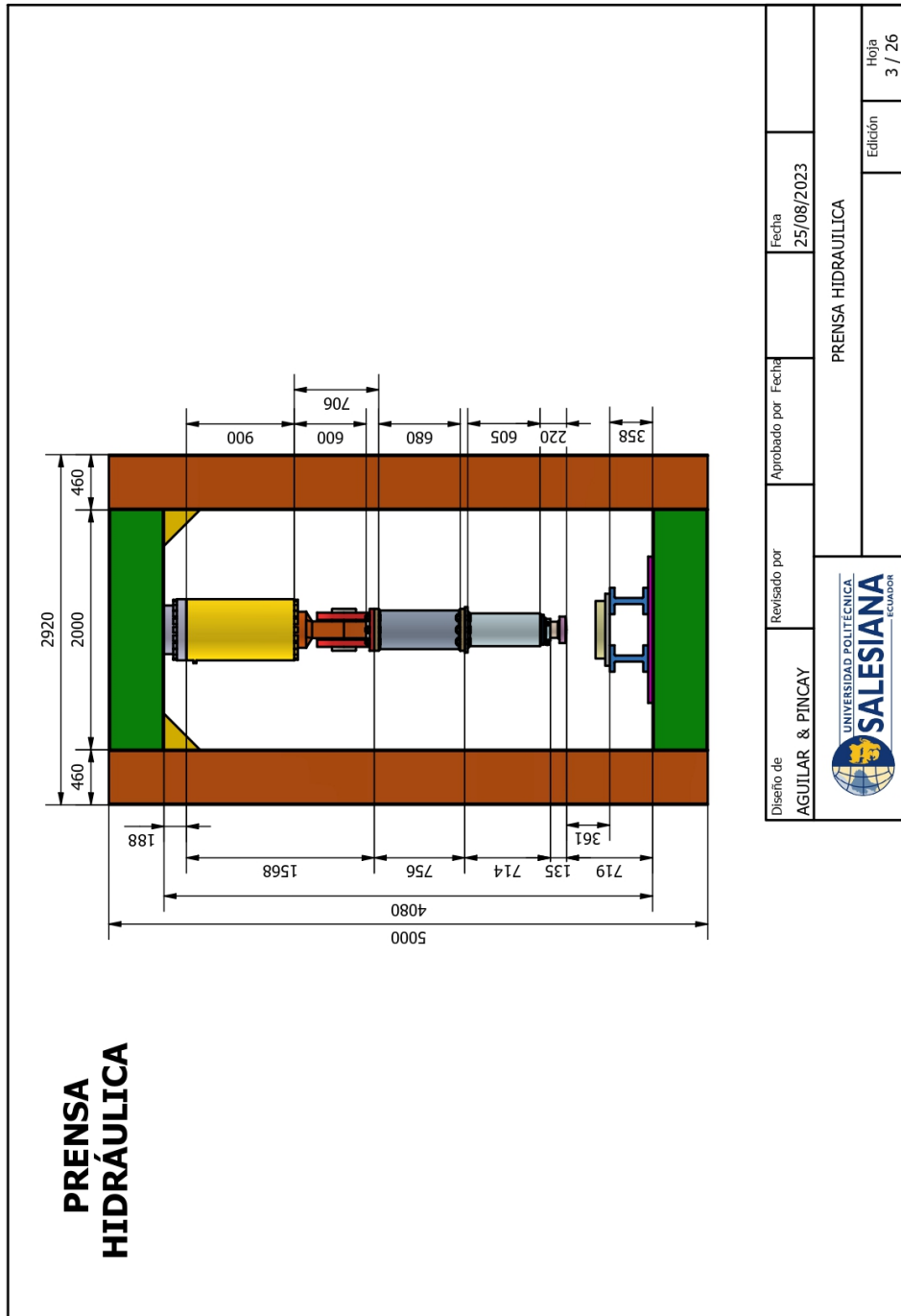


Figura 70. Lámina de la estructura de la prensa hidráulica en un perfil frontal con sus respectivas cotas, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

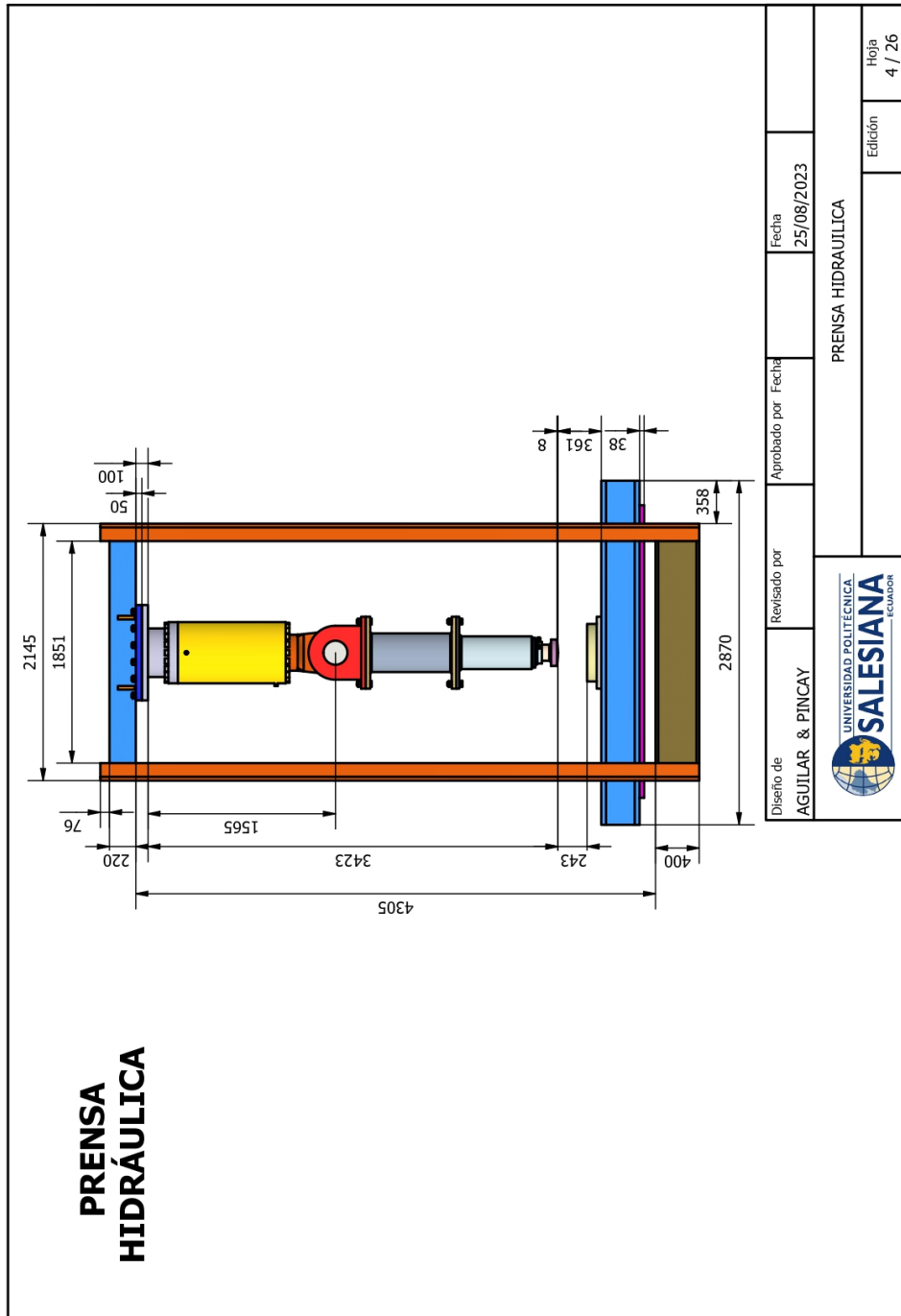


Figura 71. Lámina de la estructura de la prensa hidráulica en un perfil lateral con sus respectivas cotas, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

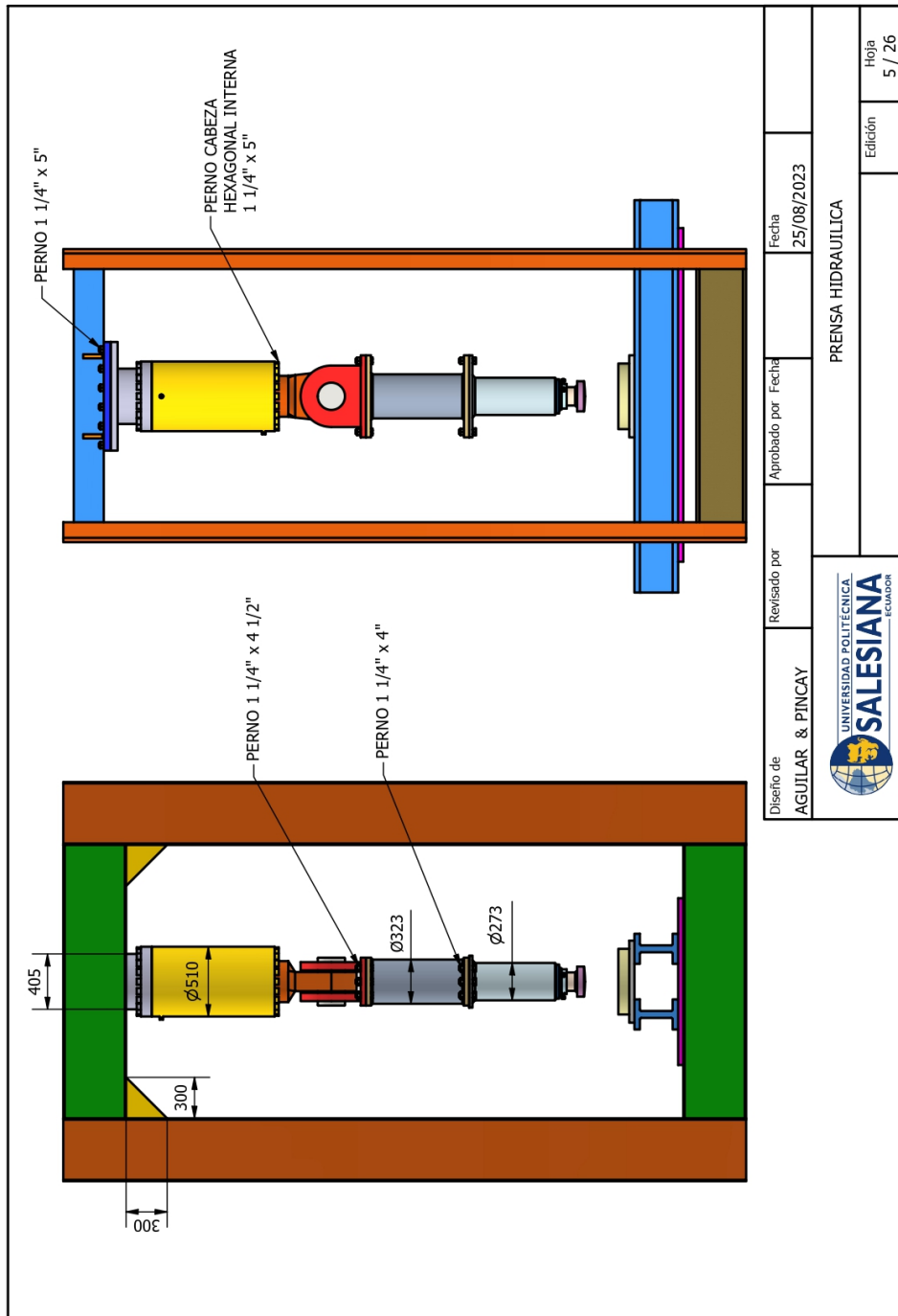
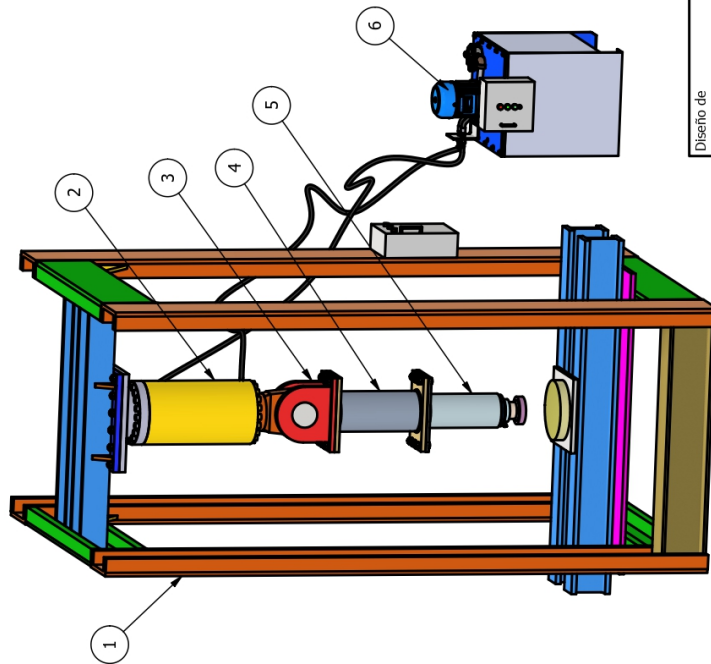


Figura 72. Lámina de las medidas de la estructura del pistón hidráulico, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

# PRENSA HIDRÁULICA



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN
1	1	ESTRUCTURA DE PRENSA
2	1	CILINDRO HIDRAULICO
3	1	ESLABON PARA PUNZON
4	1	EXTENSION DE PUNZON
5	1	PUNZON
6	1	CENTRAL HIDRAULICA

Revisado por	Aprobado por	Fecha
AGUILAR & PINCAY		25/08/2023
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA ECUADOR		
PRENSA HIDRAULICA		
Edición		Hoja
		6 / 26

Figura 73. Lámina de las piezas en general, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

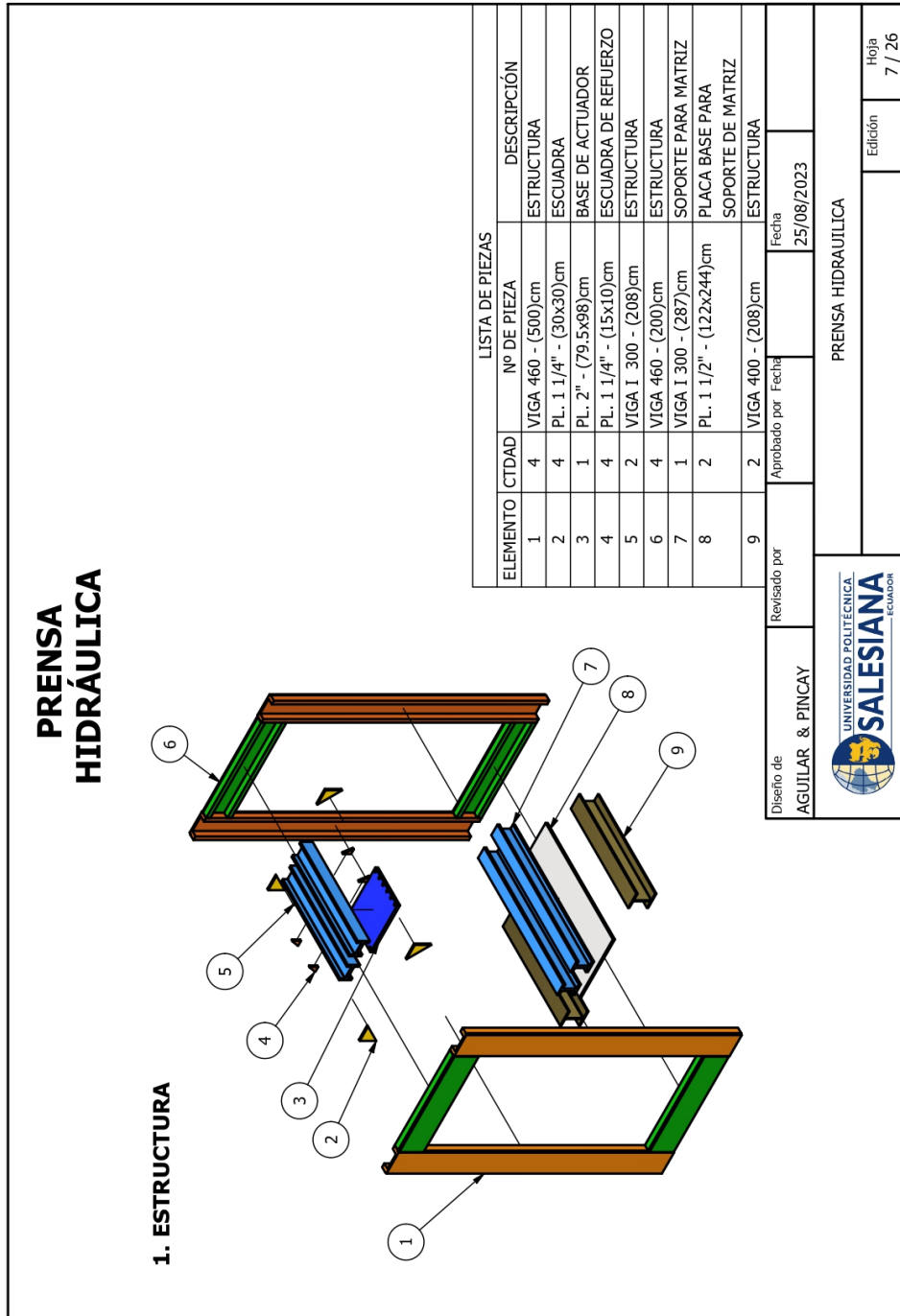


Figura 74. Lámina de la explosión de la estructura y sus partes, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor



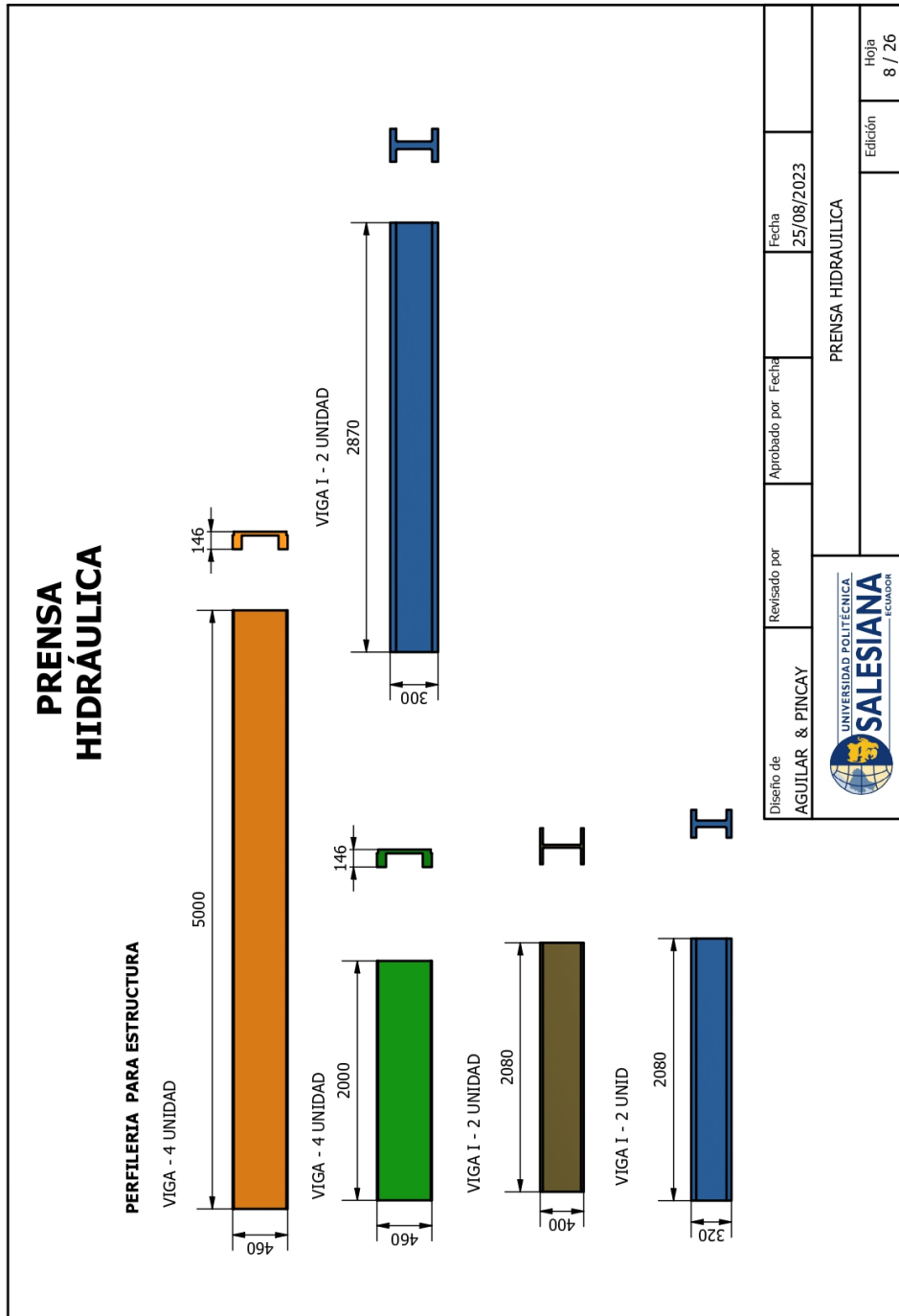


Figura 75. Lámina de las dimensiones de las diferentes vigas de la estructura, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

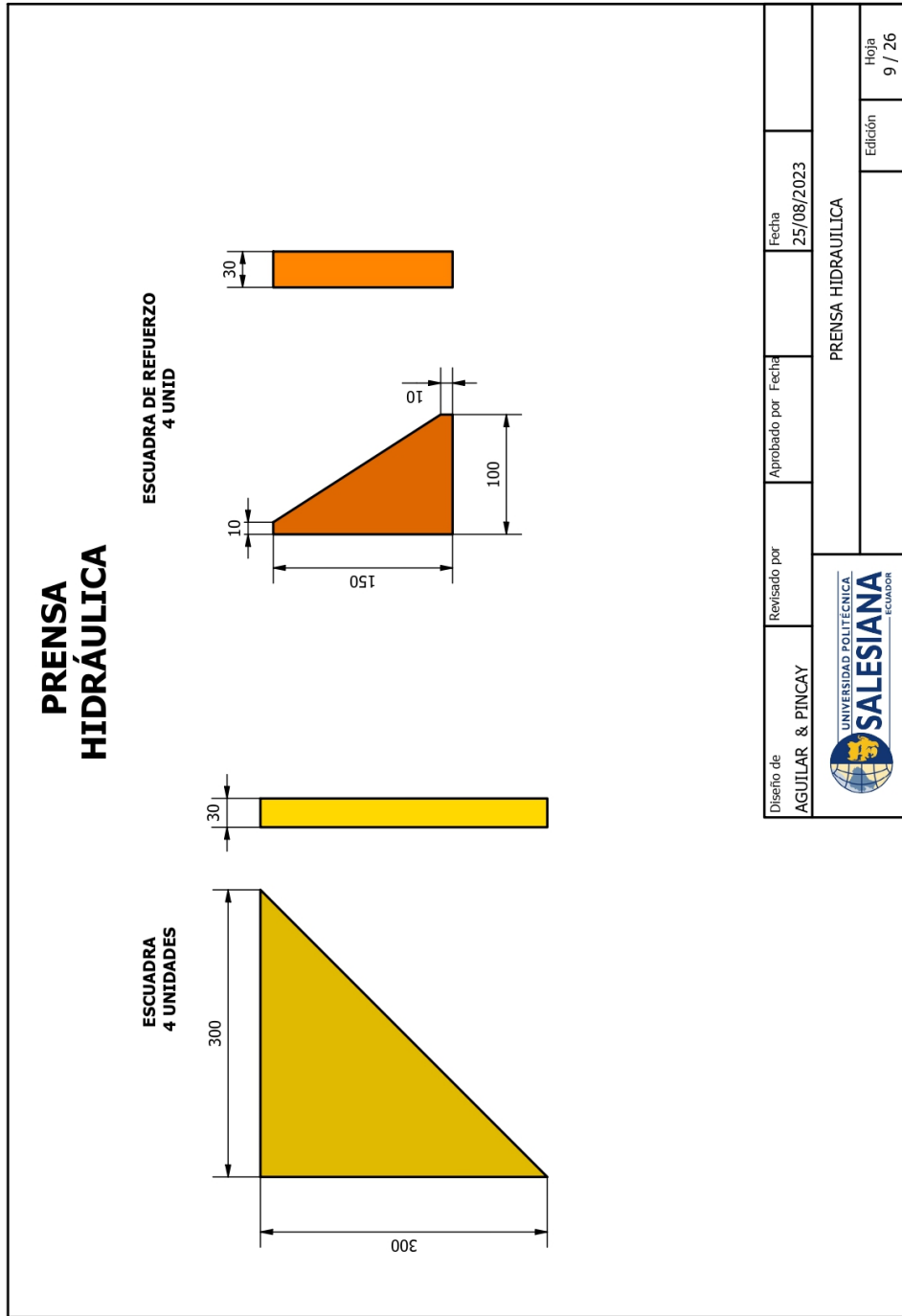
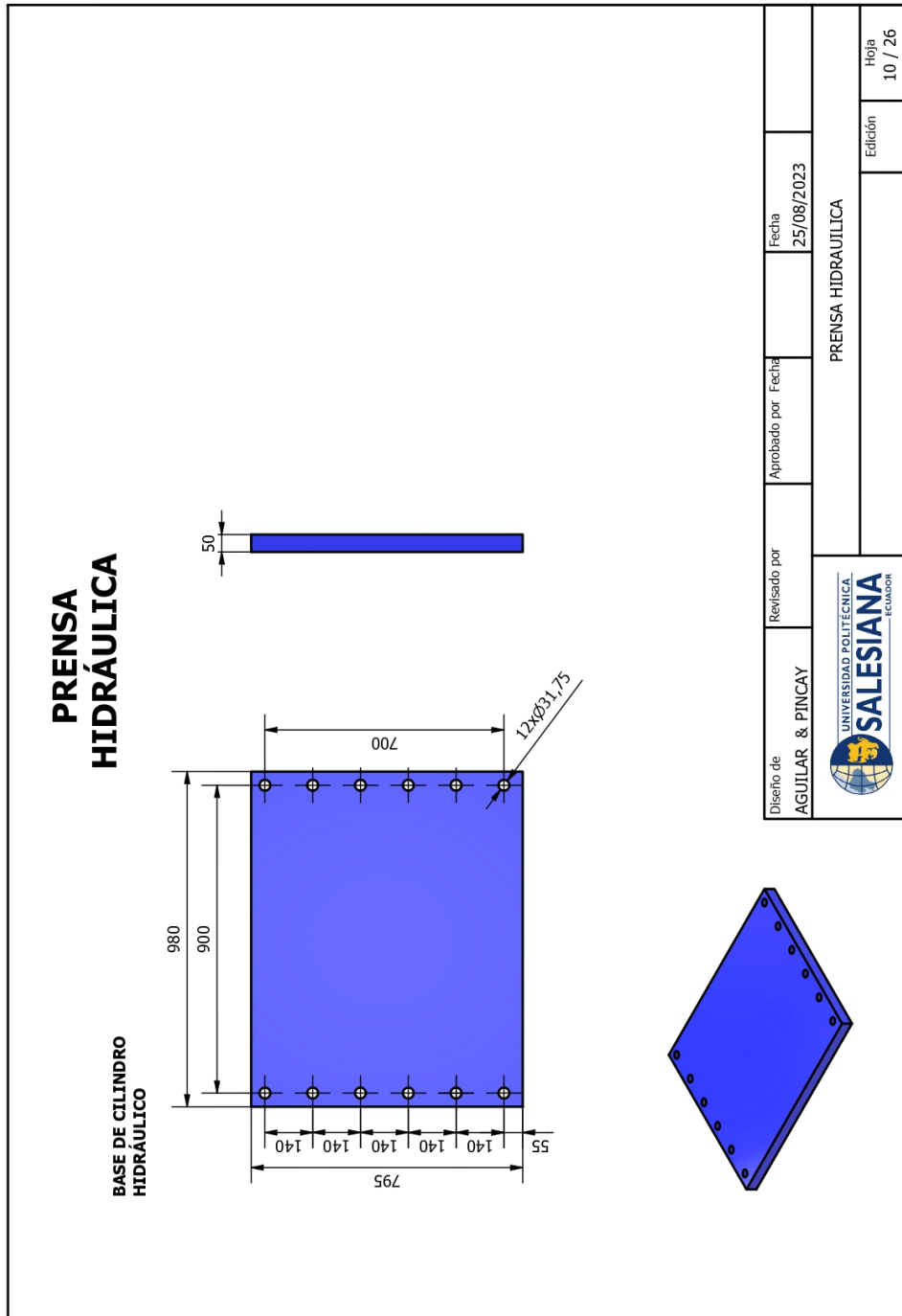


Figura 76. Lámina de extensión parte del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor



Diseño de <b>AGUILAR &amp; PINCAY</b>	Revisado por	Aprobado por	Fecha 25/08/2023
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA <b>SALESIANA</b> ECUADOR			PRENSA HIDRÁULICA
Edición			Hoja 10 / 26

Figura 77. Lámina de las escuadra para el refuerzo, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

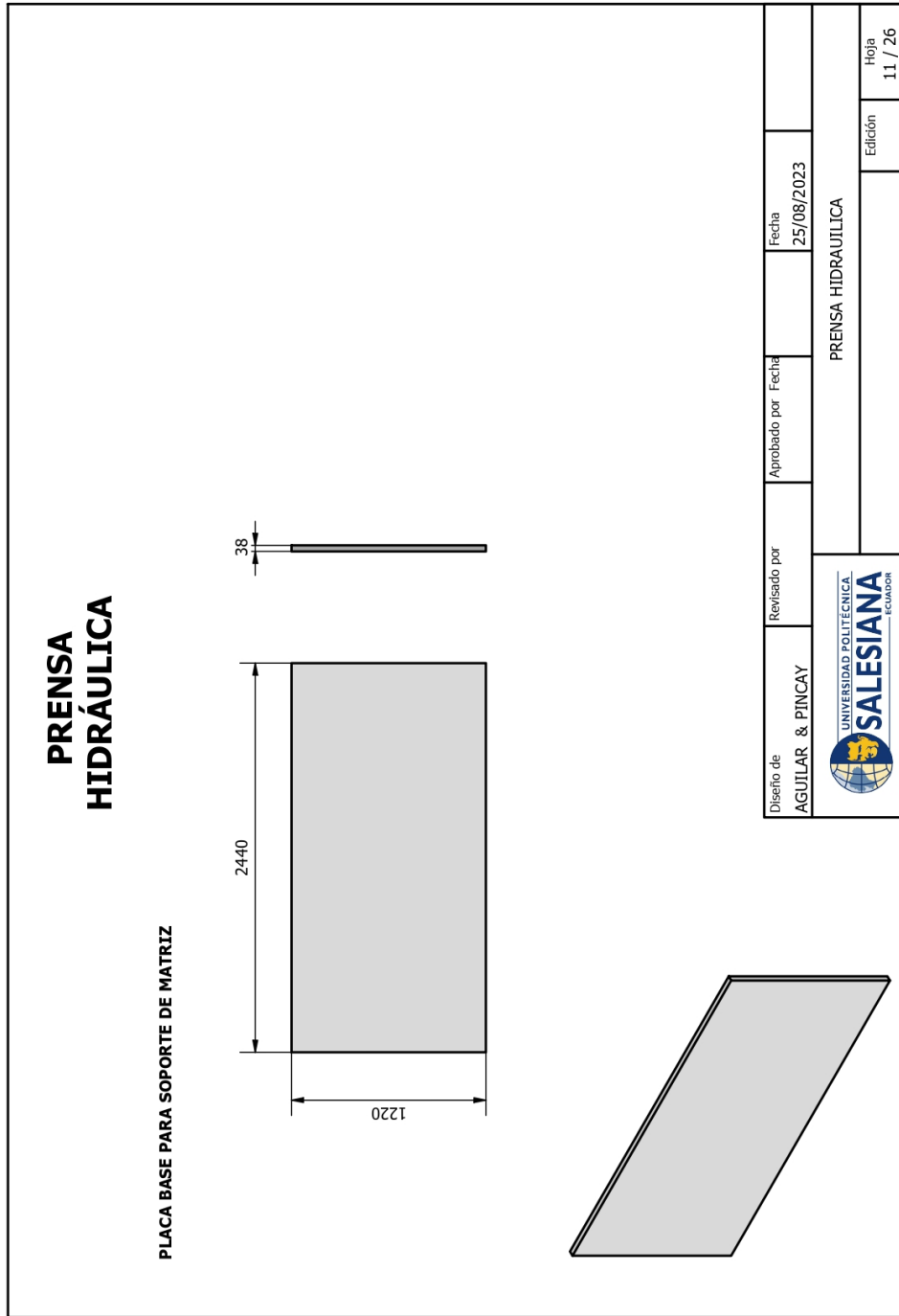


Figura 78. Lámina de la placa b para el soporte de la matriz, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

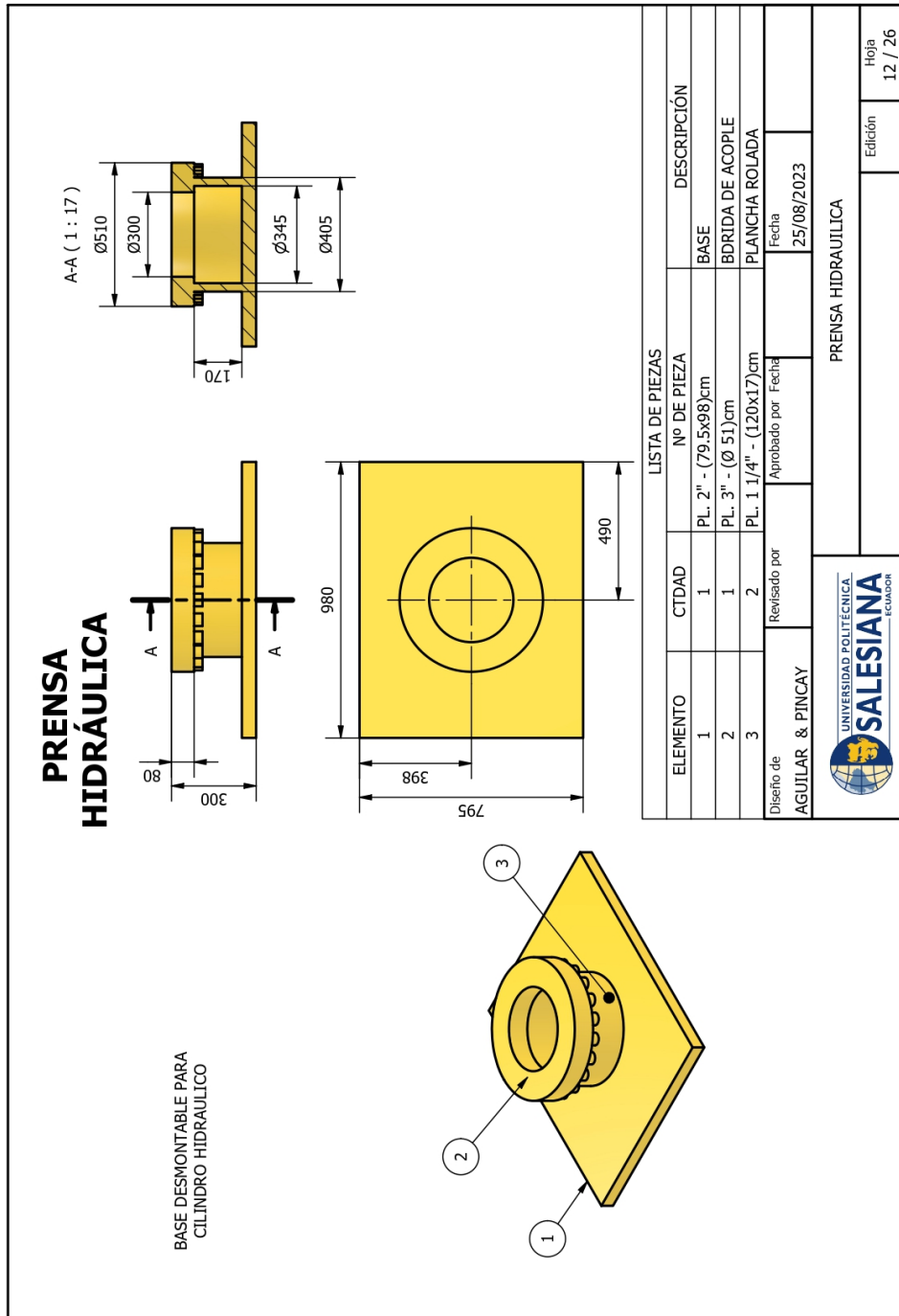


Figura 79. Lámina de la base desmontable del cilindro, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

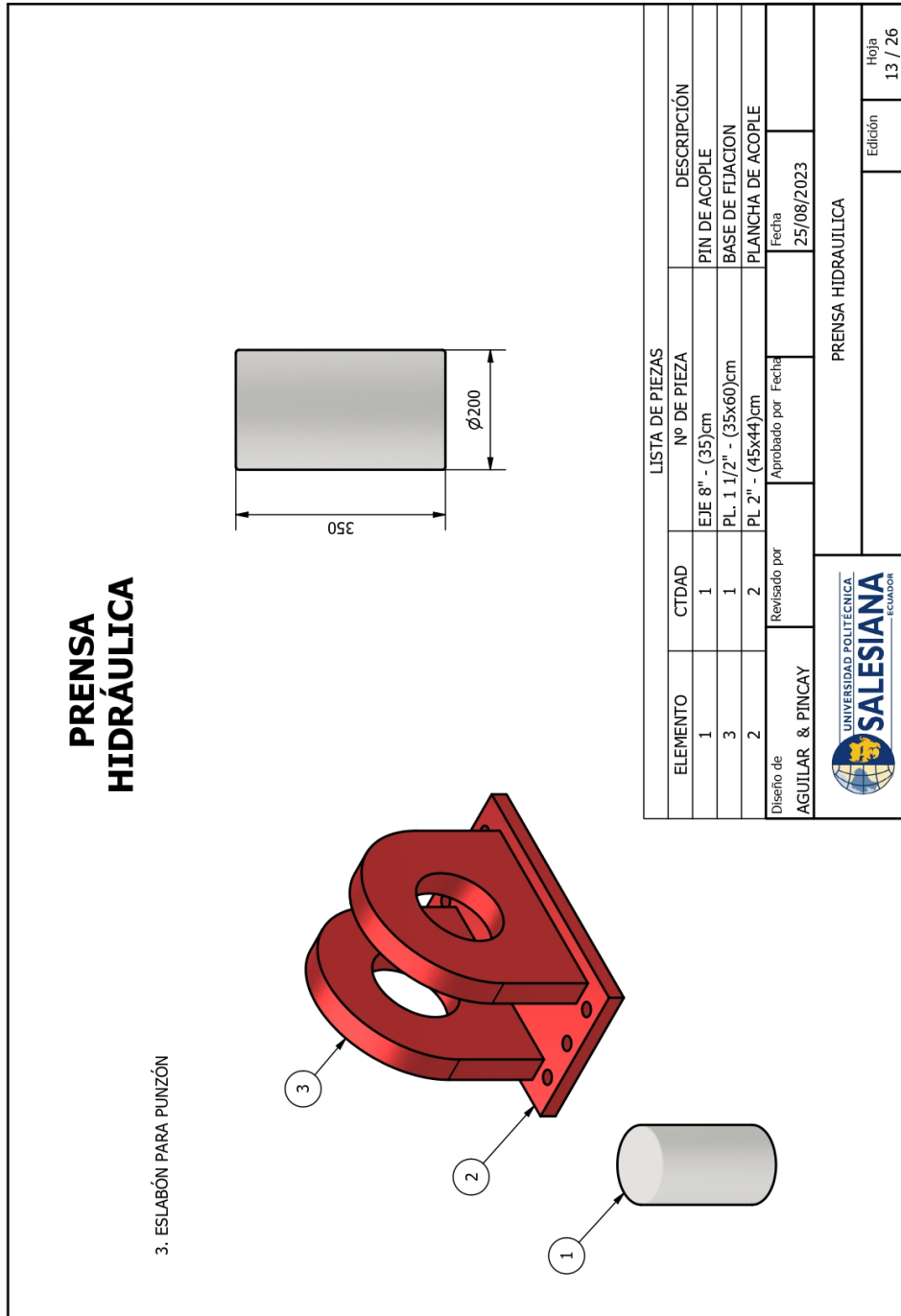


Figura 80. Lámina del eslabón para el punzón, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

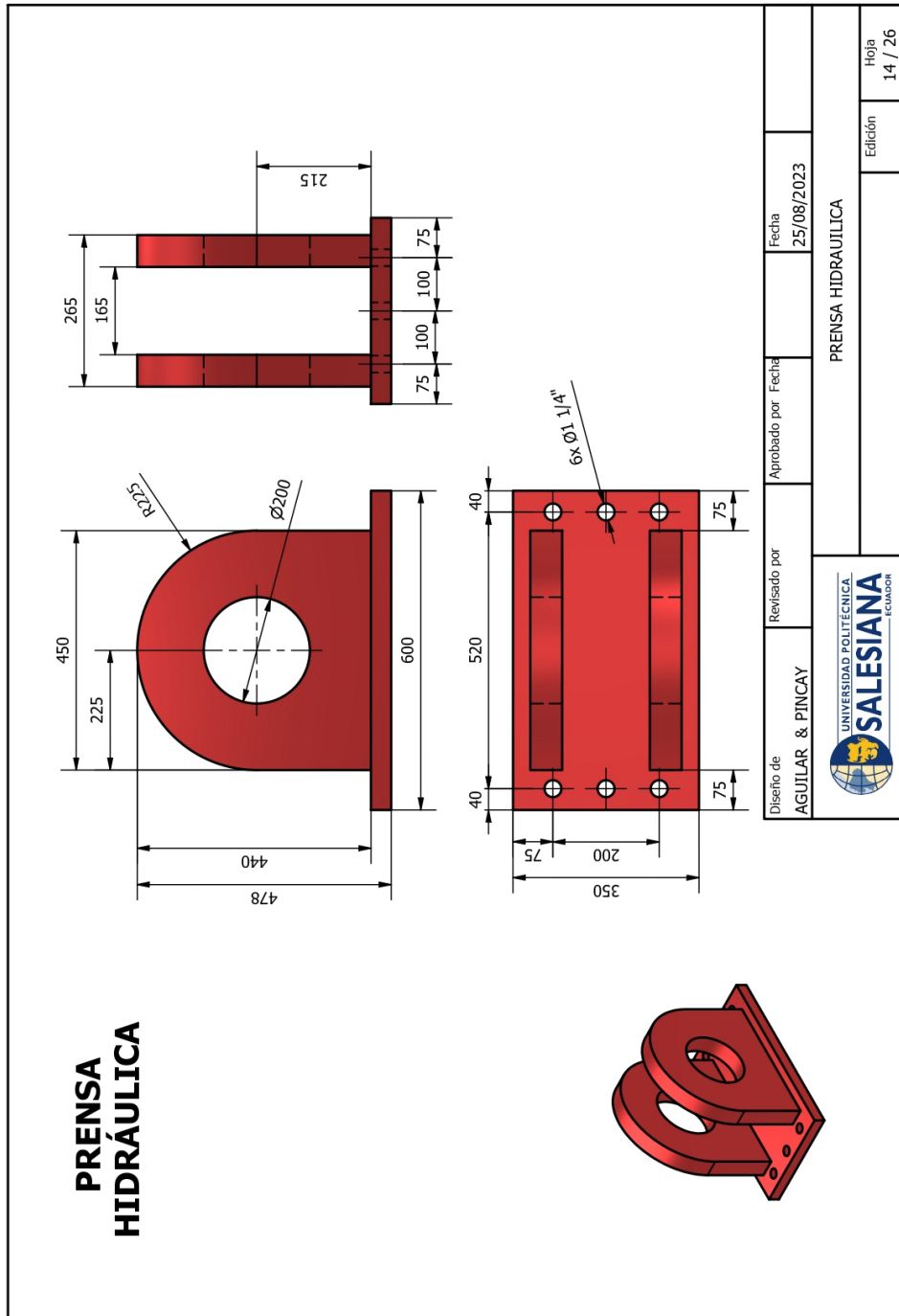


Figura 81. Lámina del eslabón para el punzón en sus diferentes perfiles, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

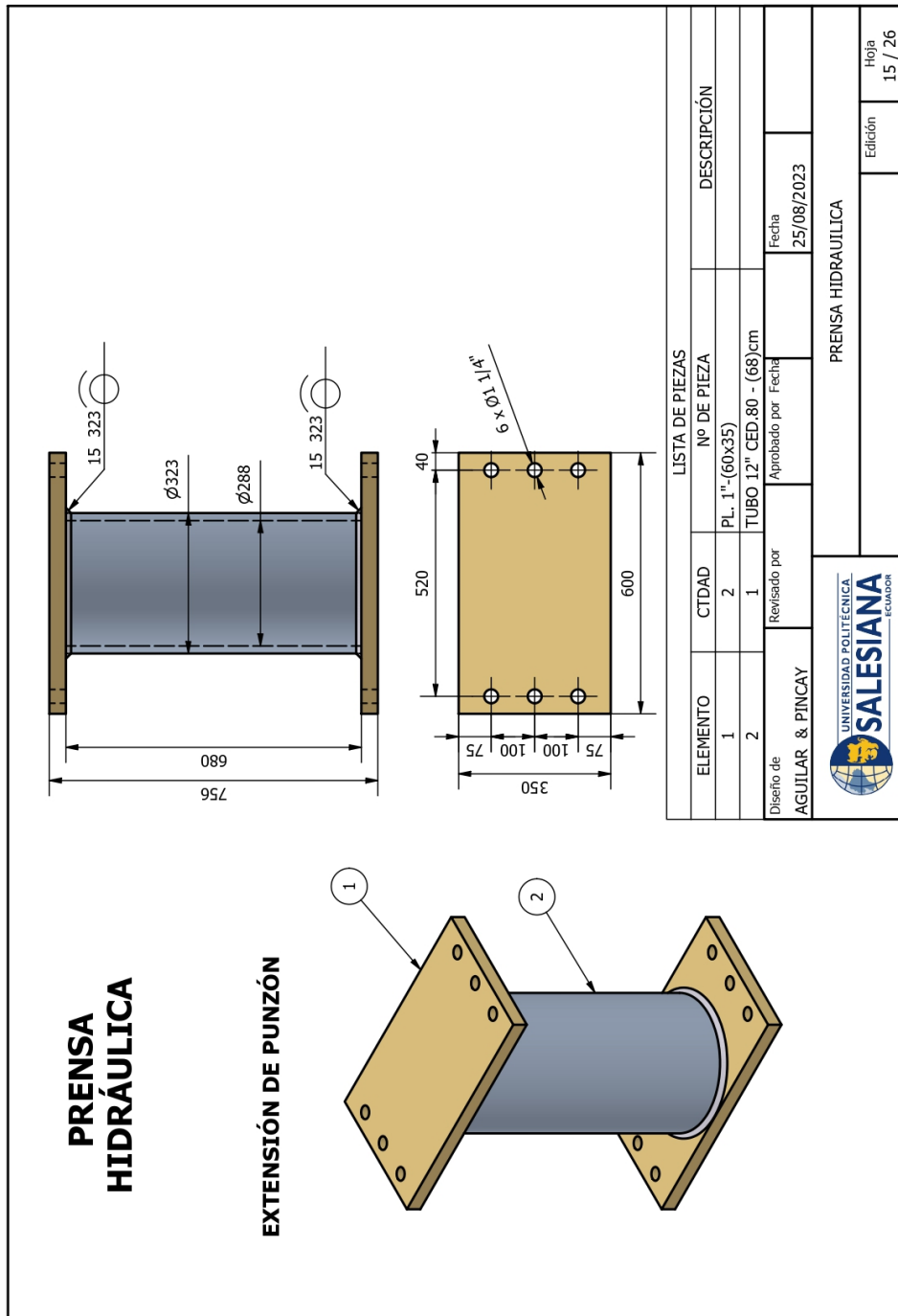


Figura 82. Lámina de extensión del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor



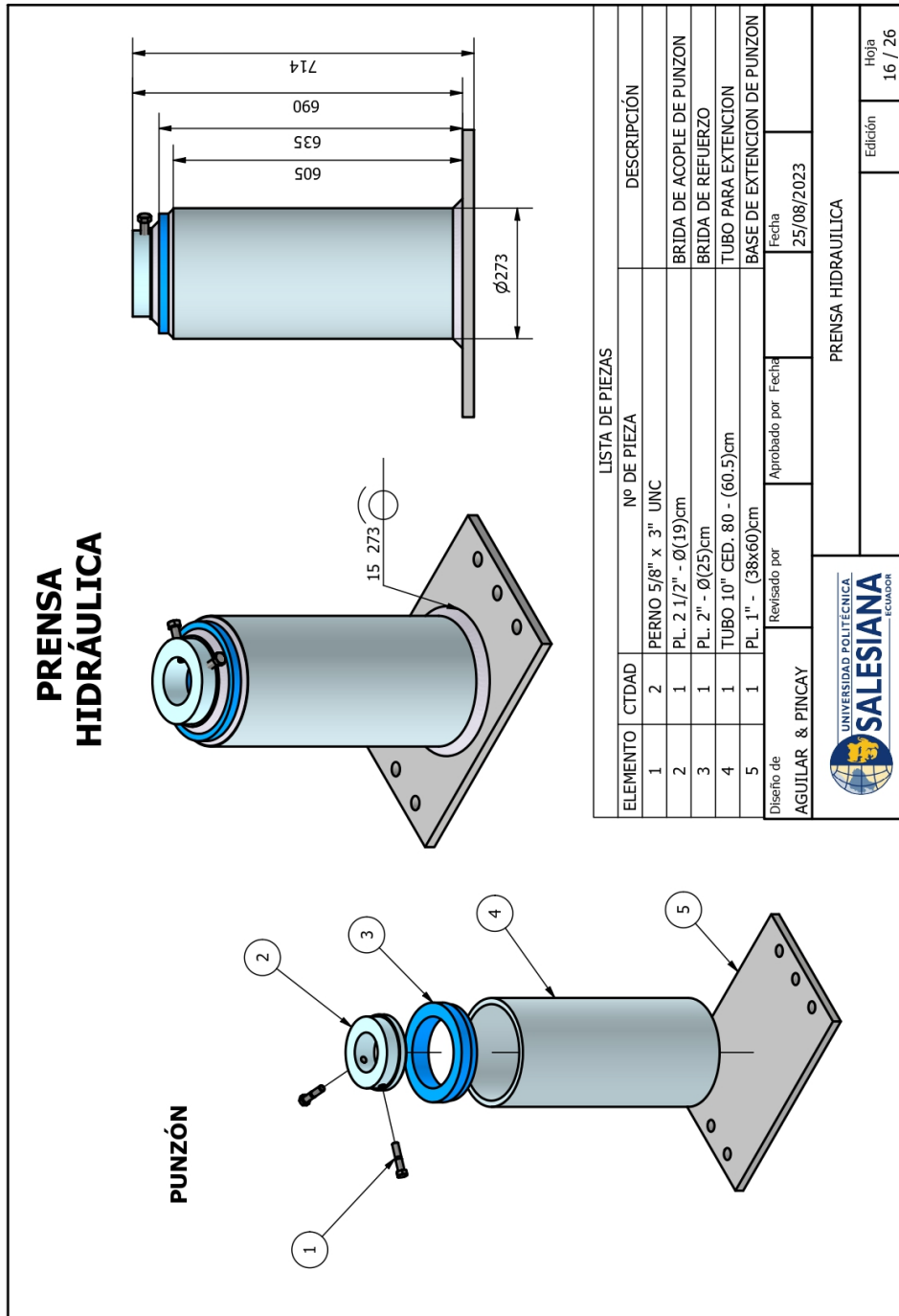


Figura 83. Lámina del despiece de la extensión parte del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

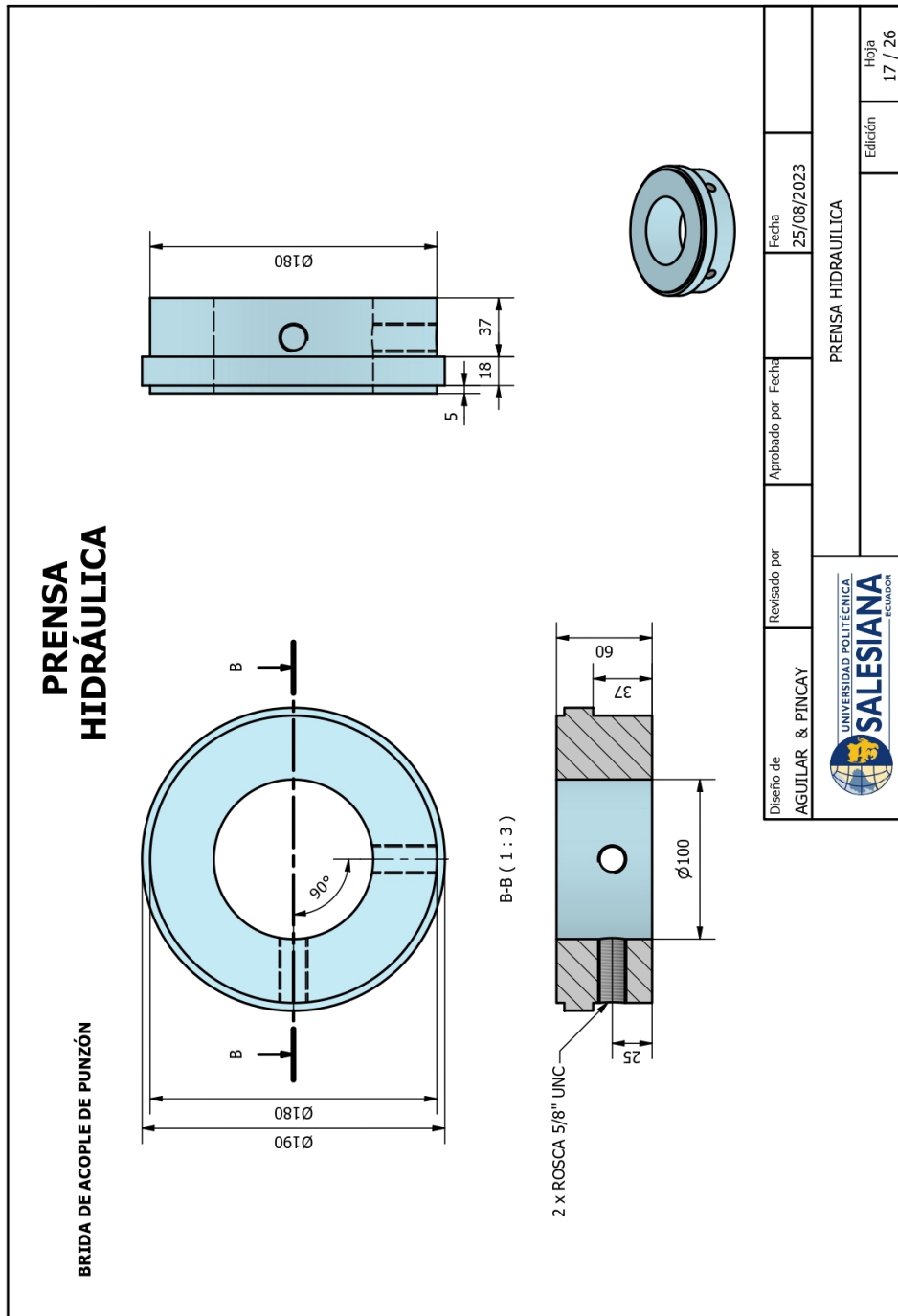


Figura 84. Lámina de las dimensiones de la brida de acople del punzón, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

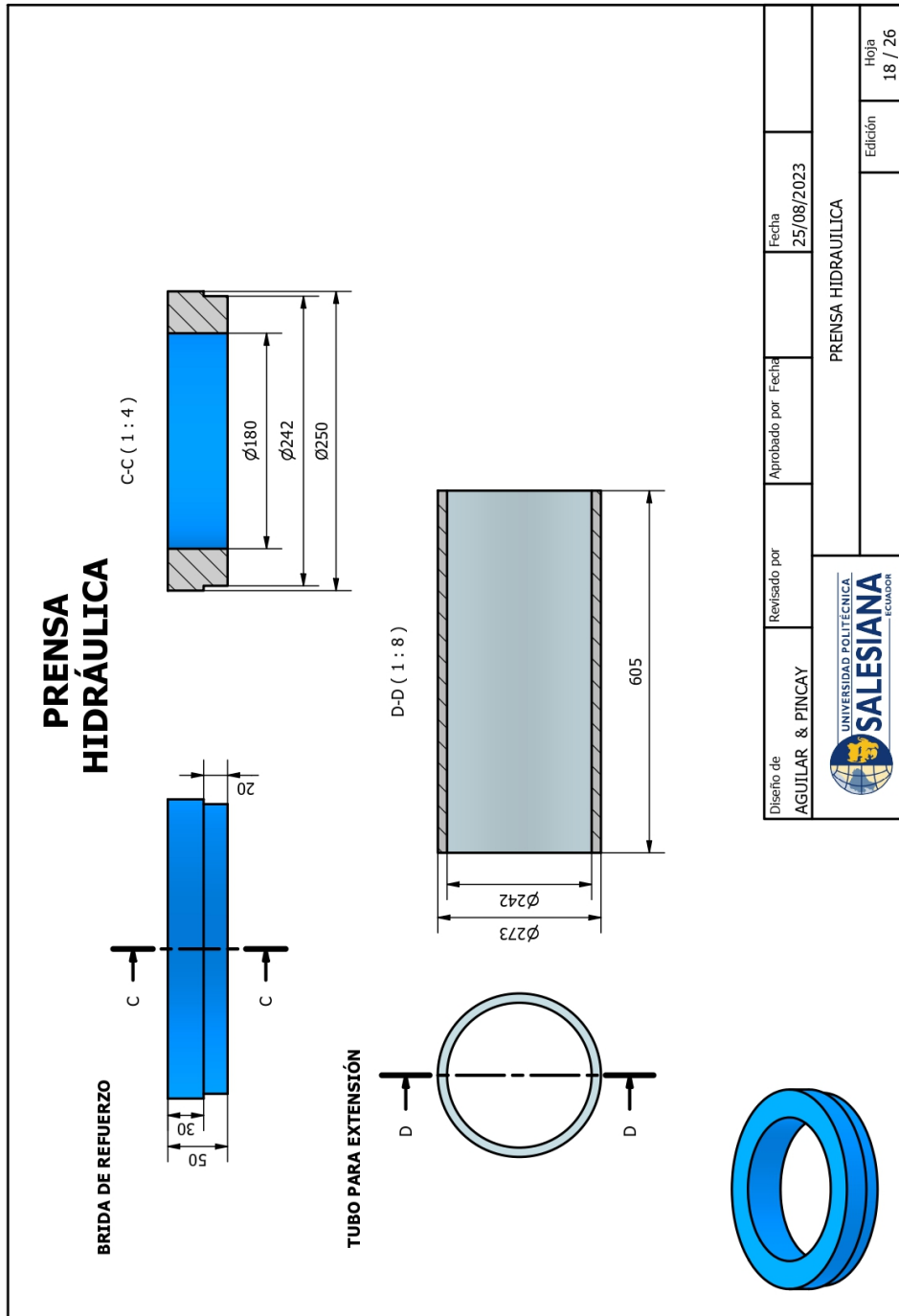


Figura 85. Lámina de la brida del refuerzo, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

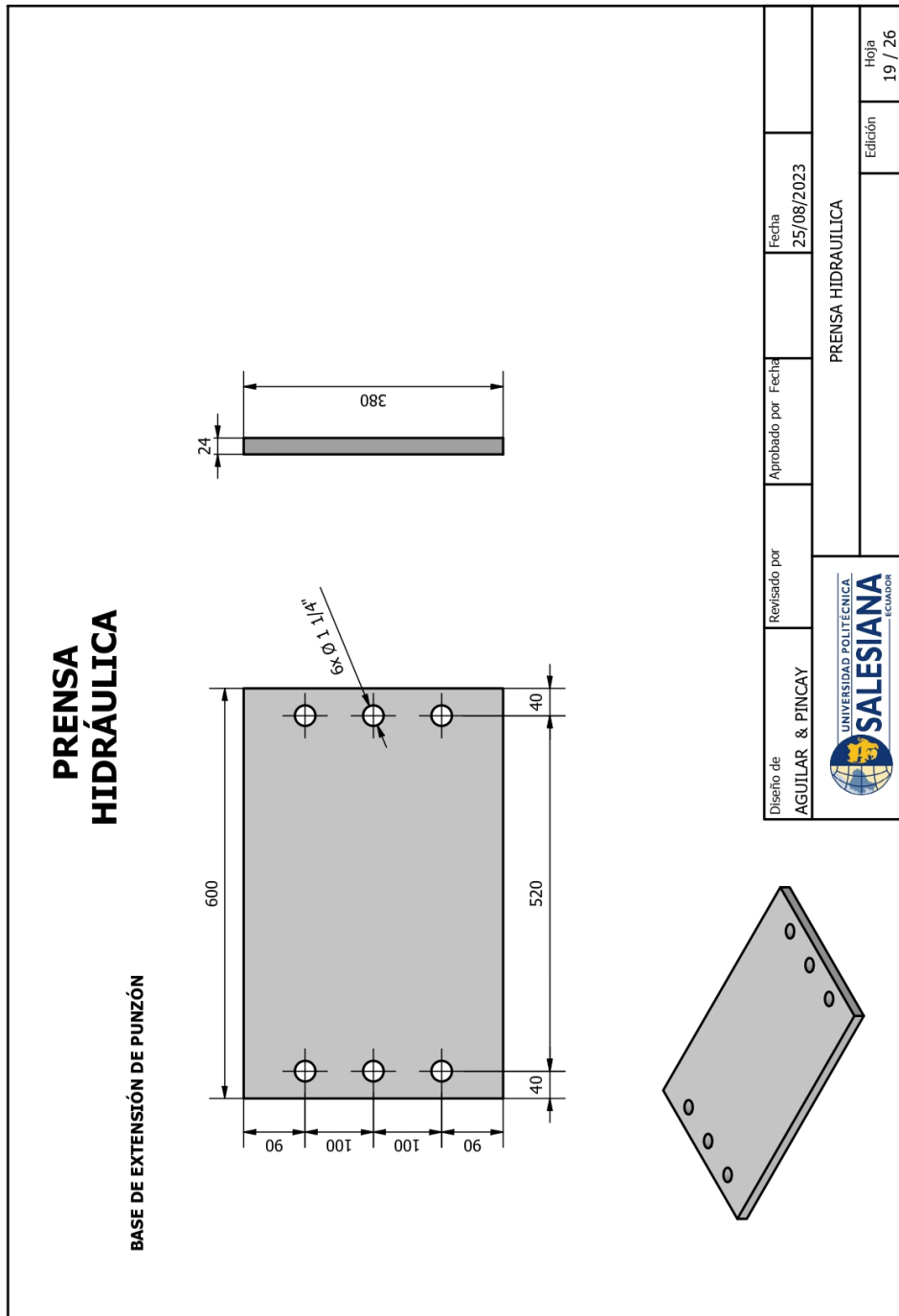


Figura 86. Lámina de la base de extensión parte del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

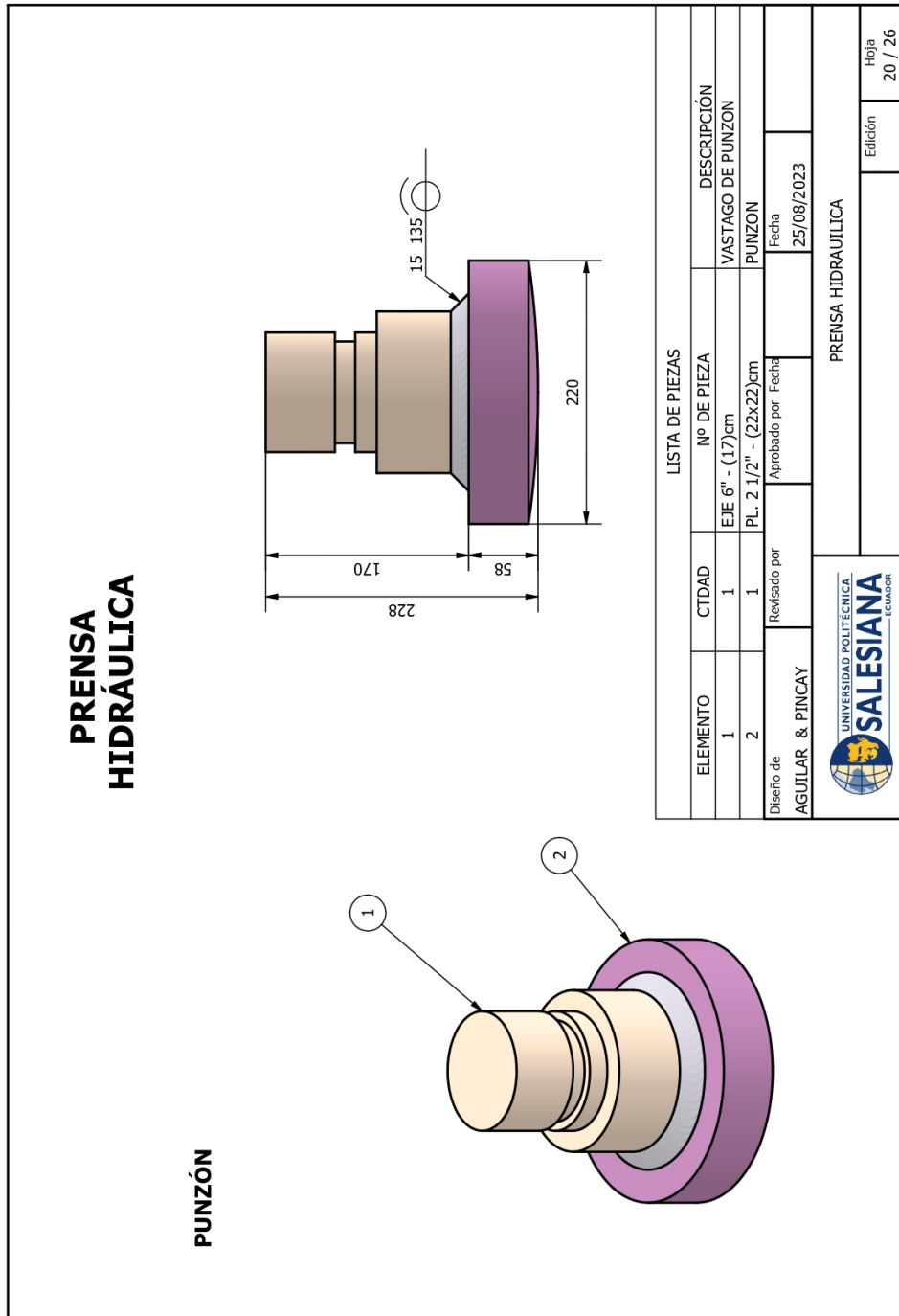


Figura 87. Lámina de extensión parte del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

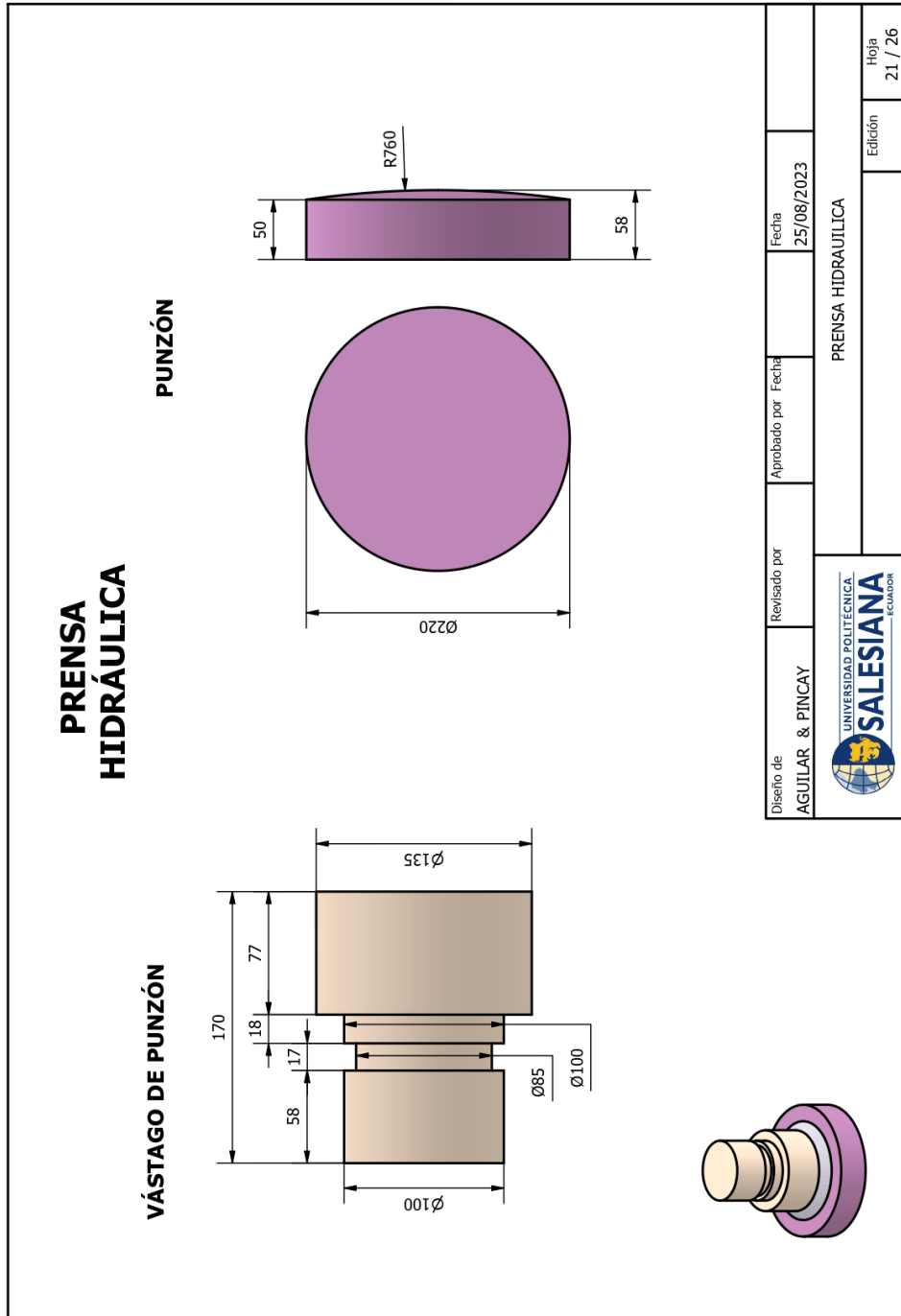


Figura 88. Lámina de las dimensiones del vástago del punzón de la prensa hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

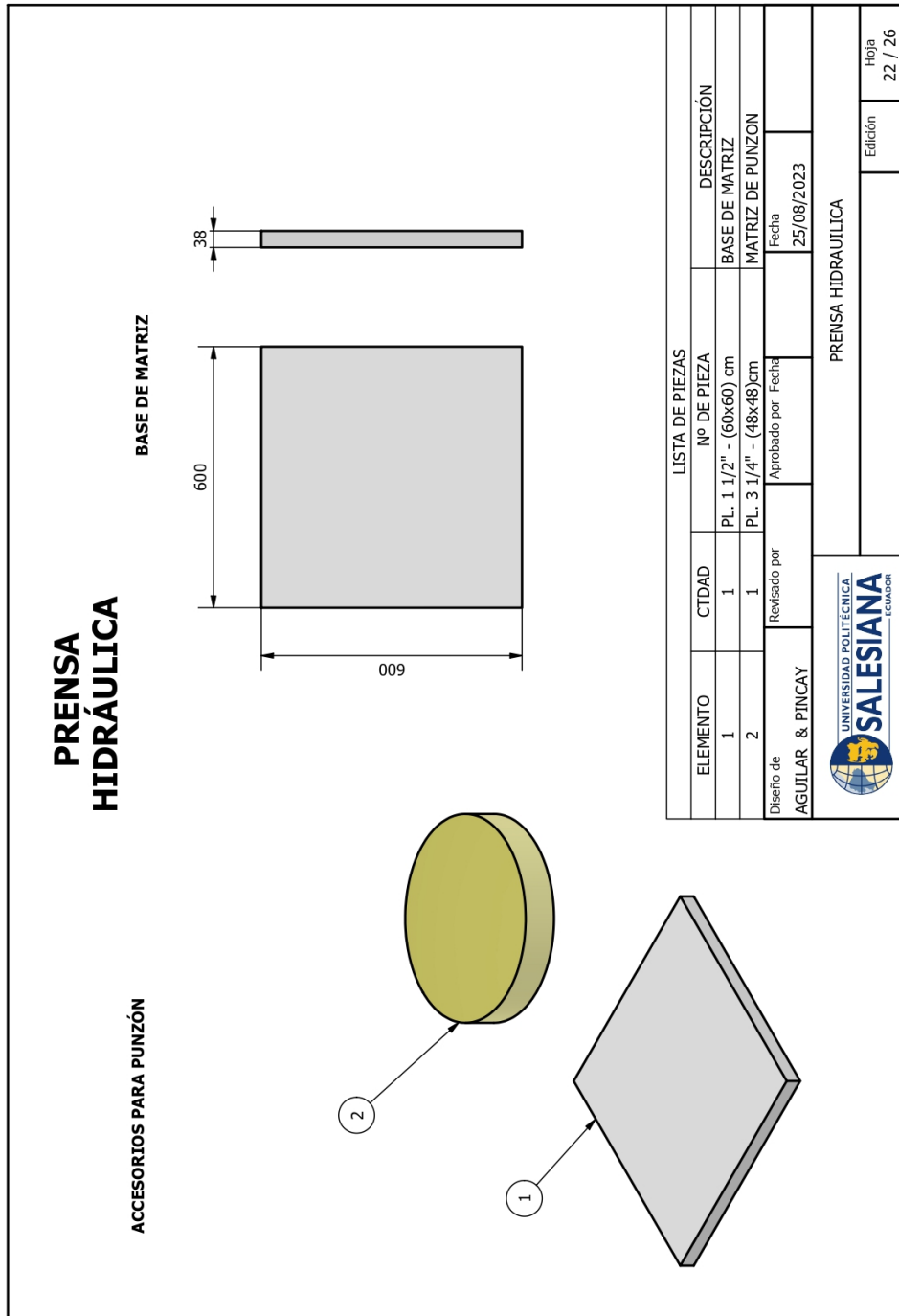


Figura 89. Lámina del las dimensiones de los accesorios para el punzón , por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

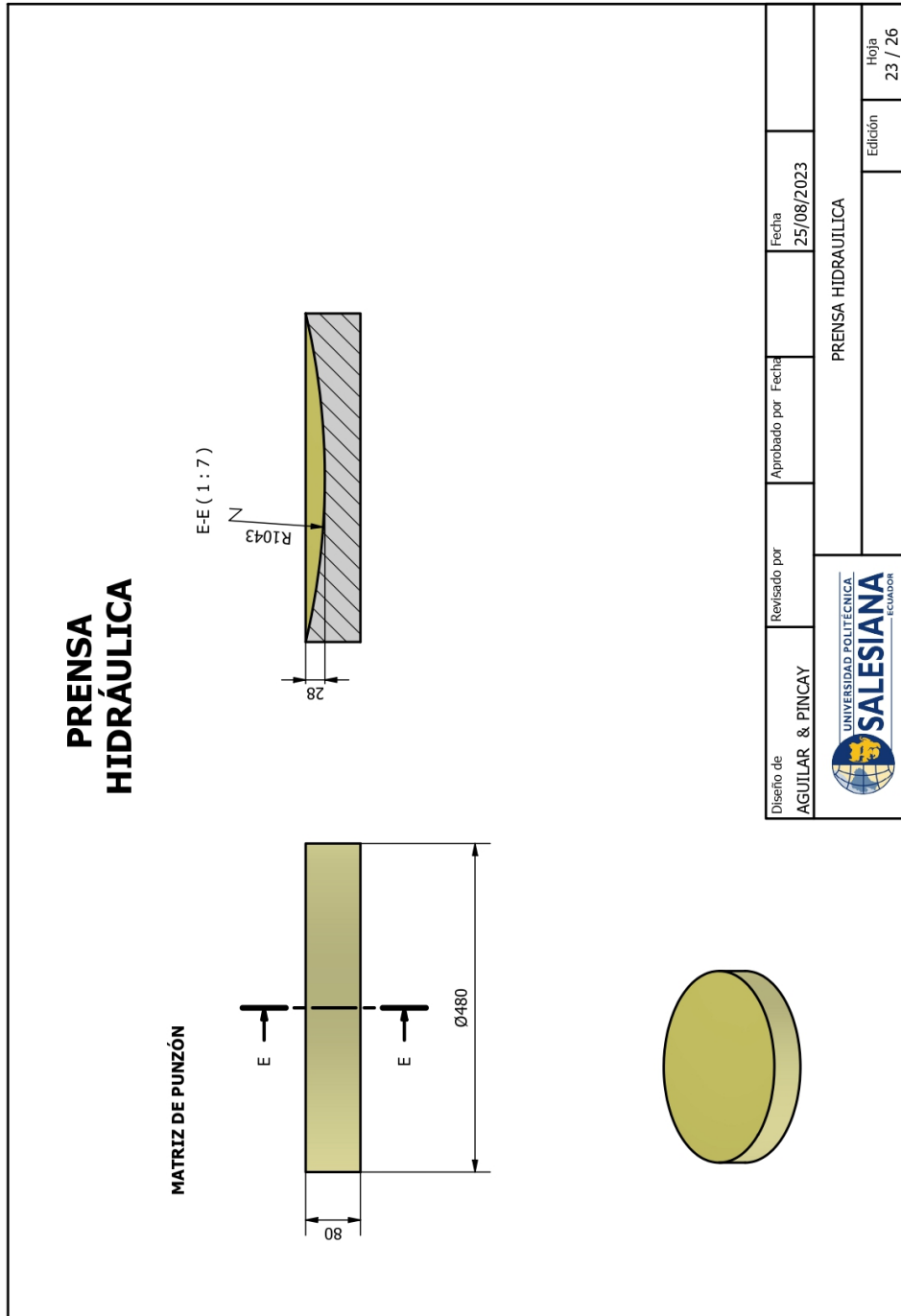


Figura 90. Lámina de las dimensiones de matriz de punzón, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor



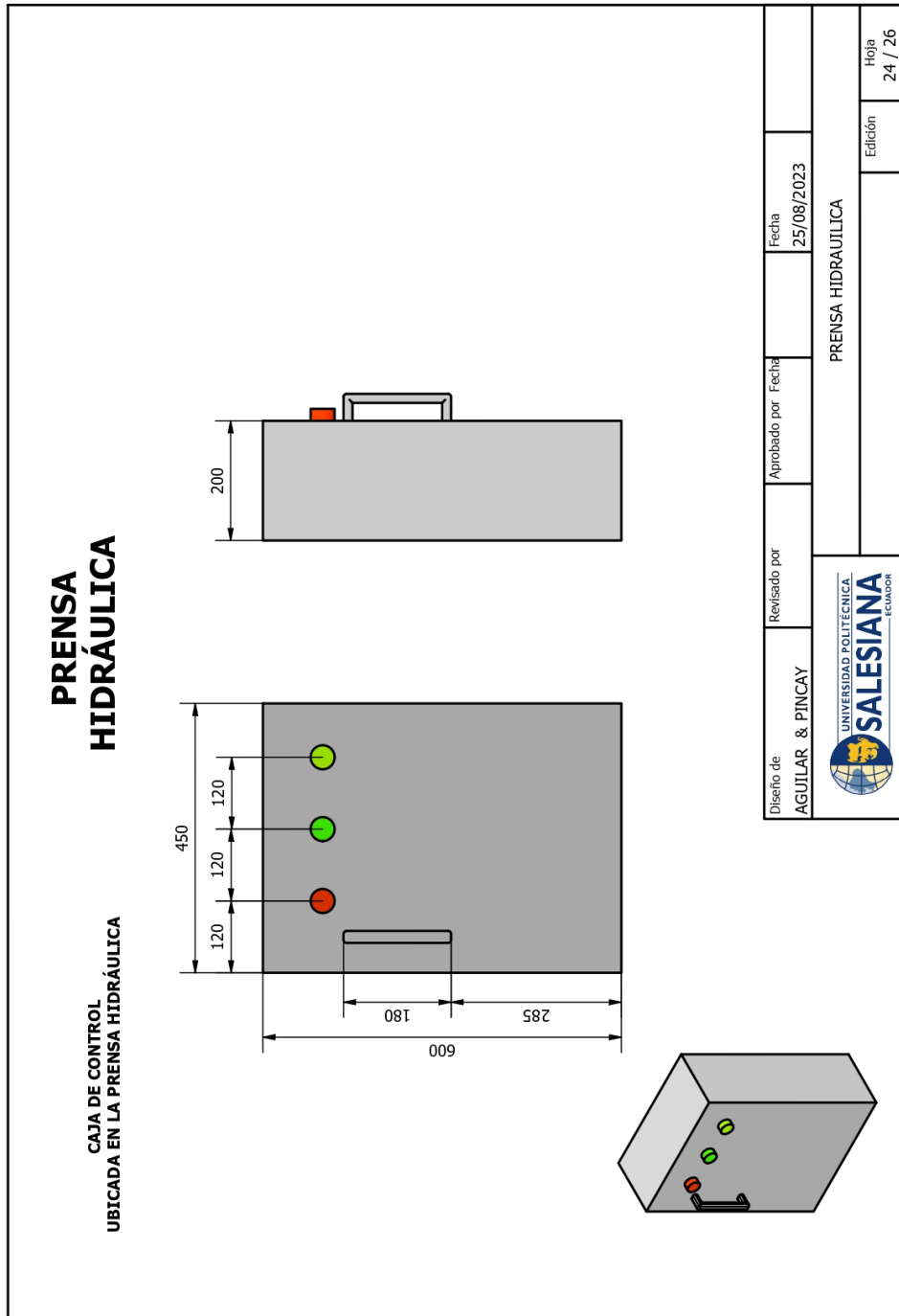


Figura 91. Lámina de las dimensiones de la caja de control, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

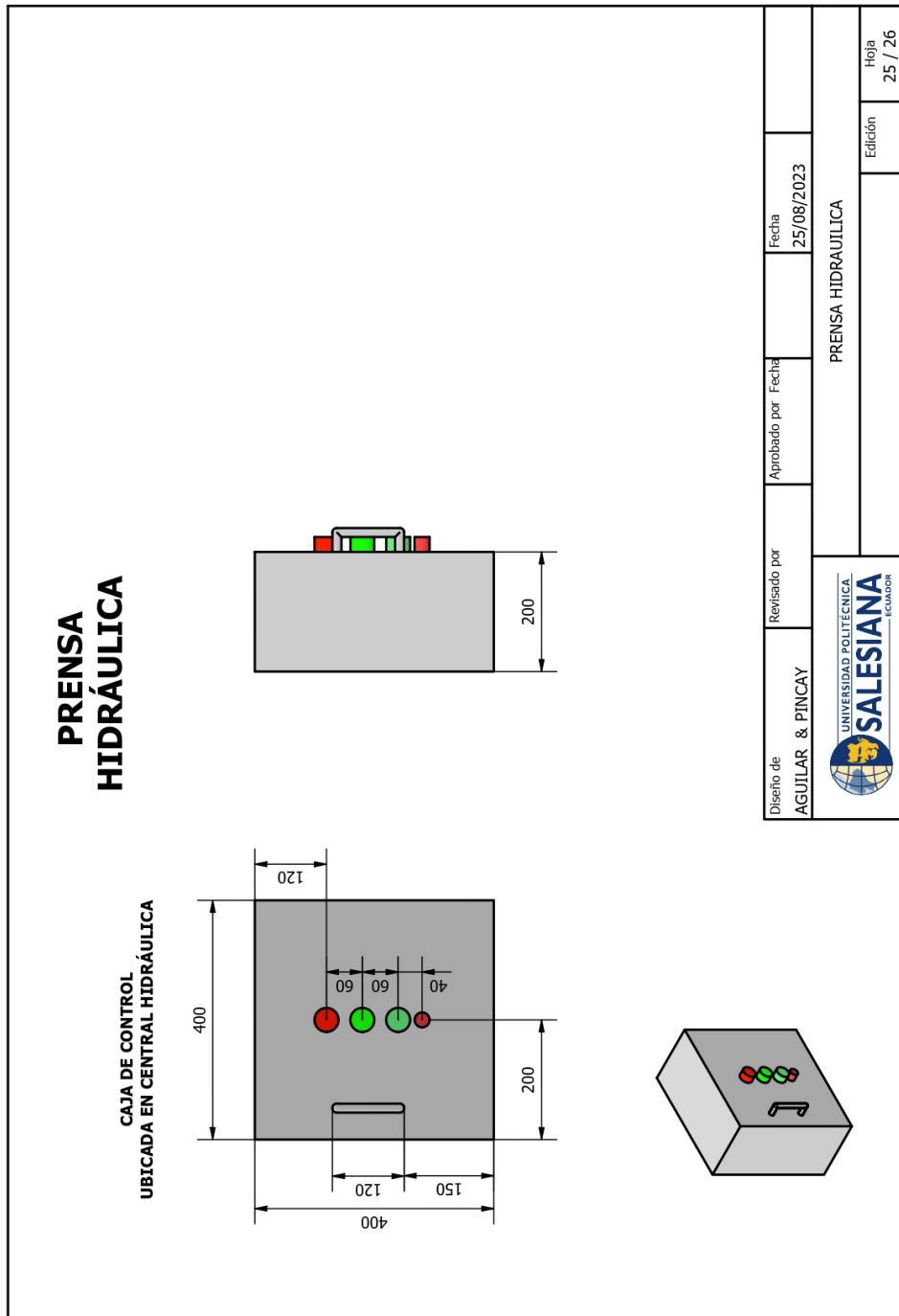


Figura 92. Lámina de las dimensiones de la caja de control, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

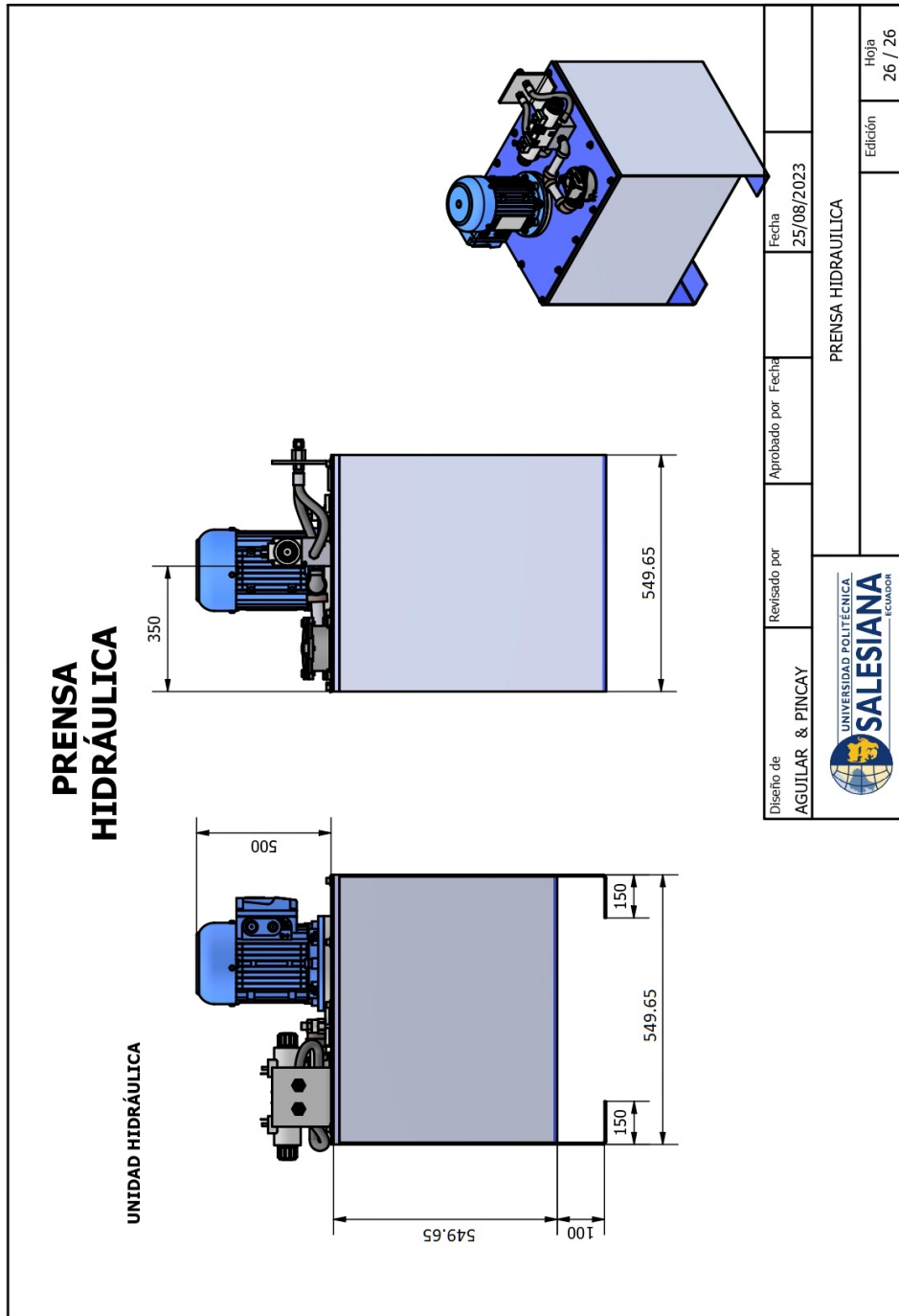


Figura 93. Lámina de las dimensiones de la unidad de control, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

Plano en 3D para la verificación de la prensa armada con sus partes.

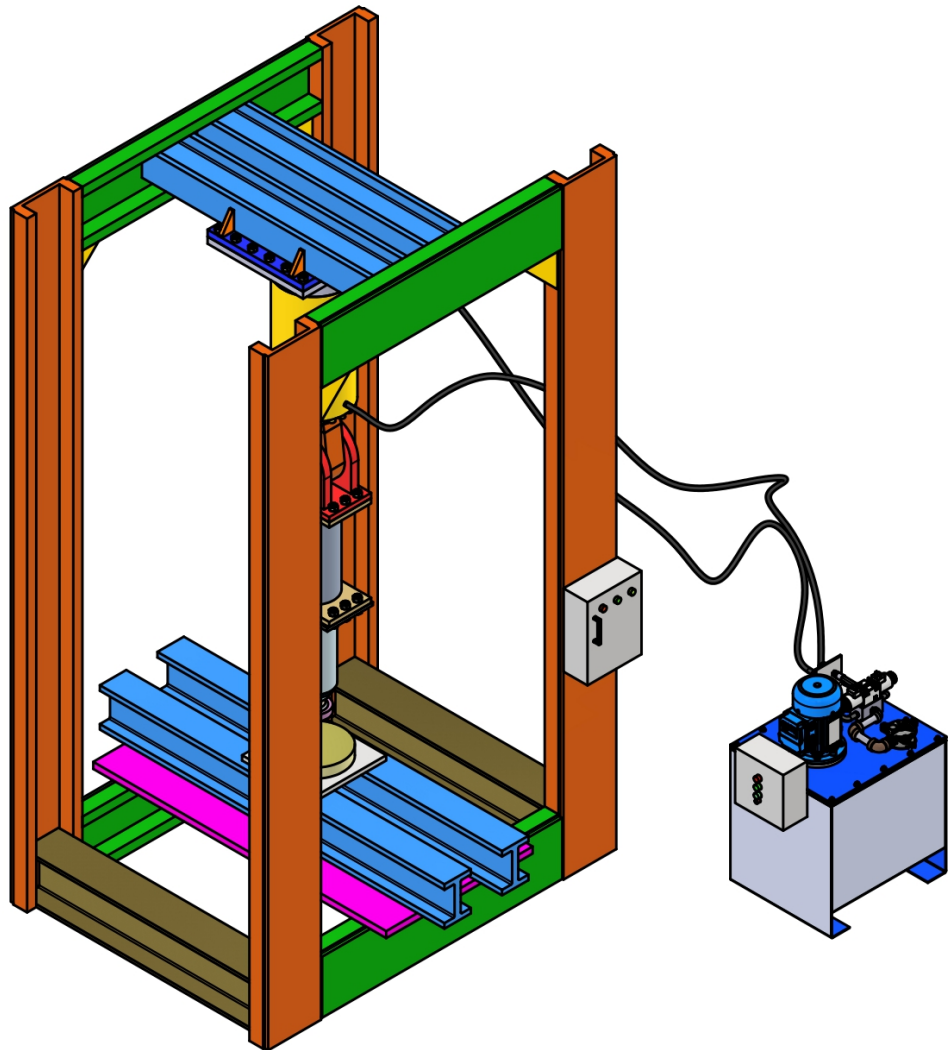


Figura 94. Lámina de la prensa hidráulica armada en 3D con sus partes, por M. Aguilar y E. Pincay, Autodesk Inventor

APÉNDICE B  
MONTAJE



Figura 95. Montaje de columnas o vigas con grúa y la ayuda del montacarga , por M. Aguilar y E. Pincay



Figura 96. Montaje de columnas o vigas con grua y la ayuda del montacarga , por M. Aguilar y E. Pincay



Figura 97. Montaje de punzón en la extensión de la prensa con ayuda tecles, por M. Aguilar y E. Pincay



Figura 98. Punzón y matriz listo para el funcionamiento, por M. Aguilar y E. Pincay





Figura 99. Instalación de central hidráulica, por M. Aguilar y E. Pincay

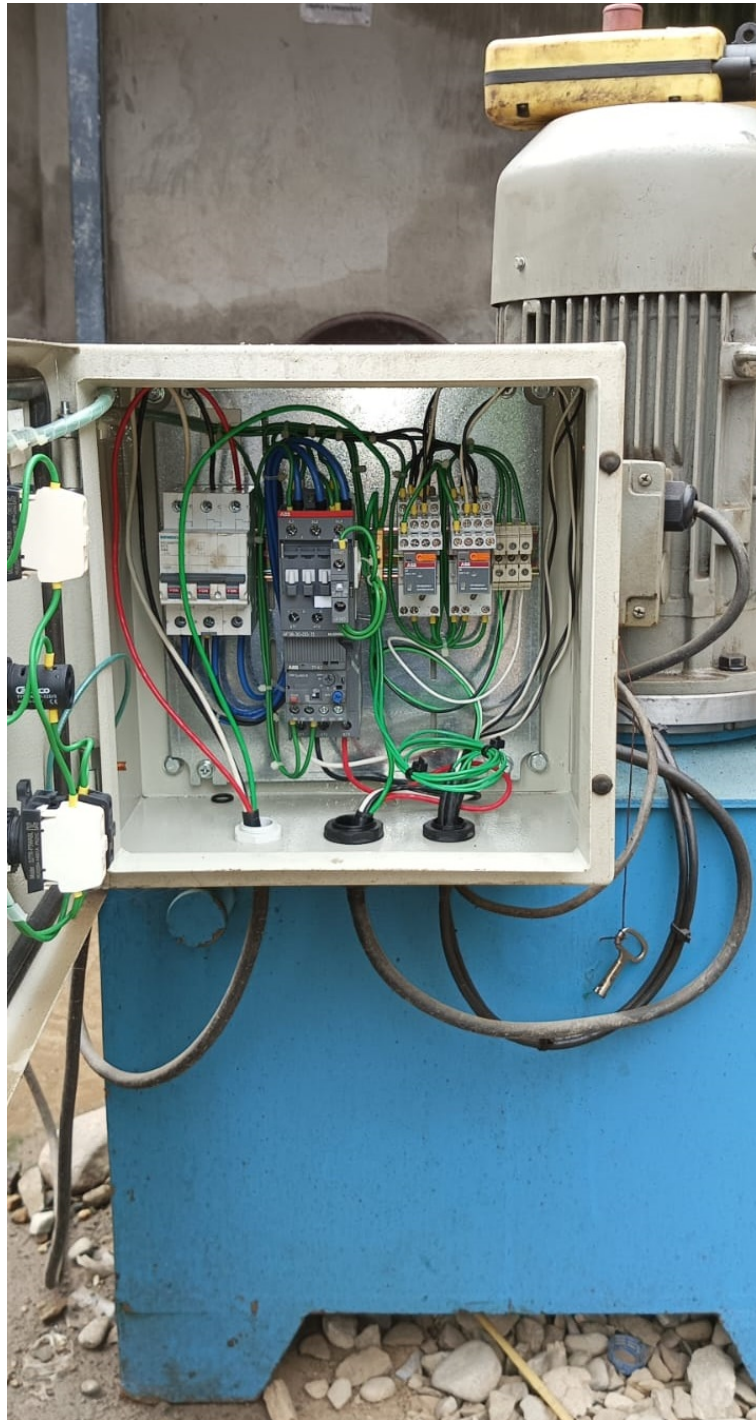


Figura 100. Montaje de caja o tablero eléctrico, por M. Aguilar y E. Pincay



Figura 101. Botonera para el envío de señales a la electroválvula, por M. Aguilar y E. Pincay

## APÉNDICE C TORNERIA Y SOLDADURA



Figura 102. Torneado de tubo para extensión del punzón, por M. Aguilar y E. Pincay

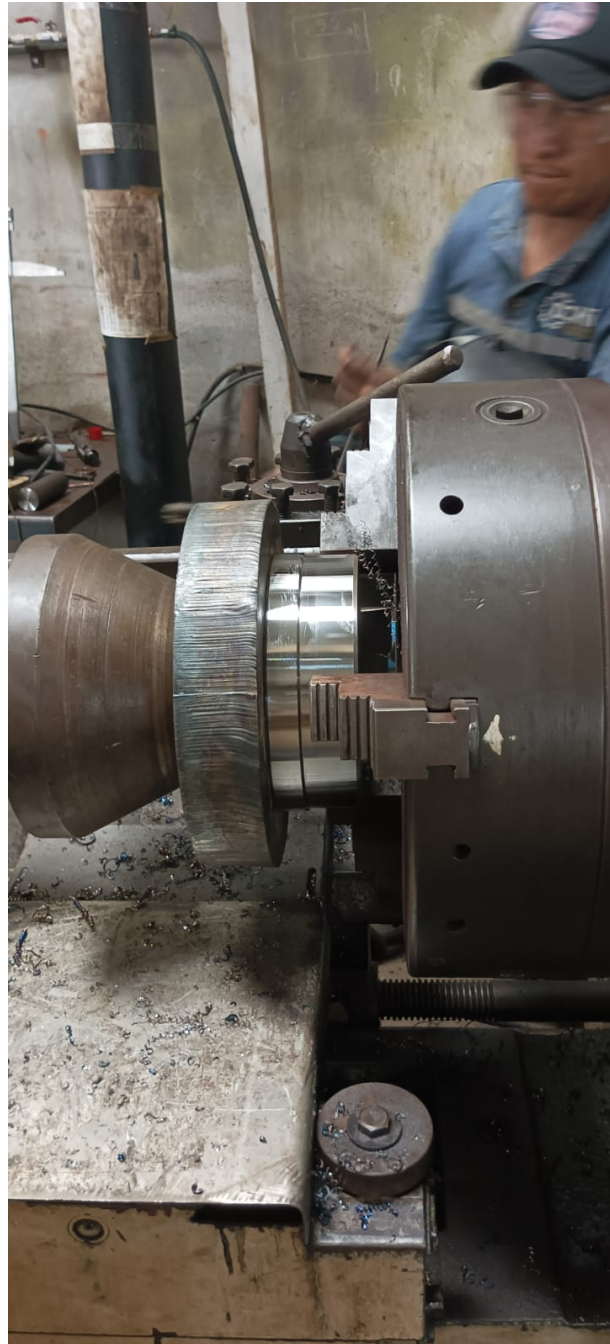


Figura 103. Torneado y dejado a medida soporte de punzón, por M. Aguilar y E. Pincay