



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA
CARRERA DE MECATRÓNICA

**DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA SEMIAUTOMÁTICA DE 25
TONELADAS PARA EL CONTROL DE PRESIÓN EN EL PROCESO DE
PRENSADO DE BALDOSAS**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
título de Ingeniera en Mecatrónica / Ingeniero
en Mecatrónica

AUTORES: PABLO RAFAEL CAMPOVERDE GAIBOR
LIZBETH SOFÍA MEJÍA CORREA

TUTOR: ING. MARCO ESTEBAN AMAYA PINOS, M.SC.

Cuenca – Ecuador

2023

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Pablo Rafael Campoverde Gaibor con documento de identificación N° 0106058332 y Lizbeth Sofía Mejía Correa con documento de identificación N° 0107300683; 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 de titulación.

Cuenca, 23 de julio del 2023

Atentamente,



Pablo Rafael Campoverde Gaibor
0106058332

Lizbeth Sofía Mejía Correa
0107300683

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

Nosotros, Pablo Rafael Campoverde Gaibor con documento de identificación N° 0106058332 y Lizbeth Sofía Mejía Correa con documento de identificación N° 0107300683, 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 Proyecto Técnico: "Diseño de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas", el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniera en Mecatrónica e 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 final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 23 de julio del 2023

Atentamente,



Pablo Rafael Campoverde Gaibor
0106058332



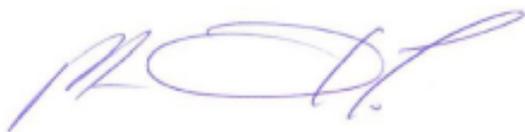
Lizbeth Sofía Mejía Correa
0107300683

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Marco Esteban Amaya Pinos con documento de identificación N° 0102262480, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: "DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA SEMIAUTOMÁTICA DE 25 TONELADAS PARA EL CONTROL DE PRESIÓN EN EL PROCESO DE PRENSADO DE BALDOSAS", realizado por Pablo Rafael Campoverde Gaibor con documento de identificación N° 0106058332 y Lizbeth Sofía Mejía Correa con documento de identificación N° 0107300683, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 23 de julio del 2023

Atentamente,



Marco Esteban Amaya Pinos
0102262480

Dedicatoria

Lizbeth Sofía Mejía Correa

El presente proyecto de titulación está dedicado:

Atribuyo mi éxito en la consecución de cada una de mis metas a la guía y fortaleza que Dios me ha brindado.

Así mismo, dedico esta meta a mi madre Mónica Correa y a mi padre Rosendo Mejía, quienes me brindaron de su apoyo en todo momento.

Además, quiero hacer especial mención a mis hermanas, Victoria y Clara, mi tía Mayra Correa y mis primos Ana y Carlos, quienes han sido determinantes en mi desarrollo personal y a través de las cuales he encontrado la motivación para perseverar.

Por último, quiero expresar mi gratitud a todas las personas que formaron parte de este proceso y me ofrecieron su apoyo de alguna manera.

Rafael Campoverde

Quiero dedicar este logro en primer lugar a Dios, quien nunca me soltó ni me permitió desfallecer y aunque hubo días difíciles, con su gran amor me infundió aliento.

También dedico este logro a mi abuelito Miguel Ángel, quien desde pequeño me enseñó el valor de la educación y el autoaprendizaje, a mi abuelita Elena y tío Ricardo por su gran amor hacia mí, y a mis papás Pablo y Viky que creyeron en mí desde el primer día que decidí estudiar esta carrera.

Por último, dedico este trabajo a todas las personas que estuvieron para mí y fueron pilares fundamentales en mi crecimiento tanto espiritual como académico, es decir, Jesse, Cuervo y Cesar, este logro se los dedico a ustedes, mis grandes amigos.

Agradecimientos

Sofía Mejía

Mi más profundo agradecimiento se dirige principalmente a Dios y mi familia, quienes me ha otorgado la oportunidad de alcanzar esta ansiada meta y han sido mi sostén brindándome salud, fuerza y sabiduría a lo largo de todo el proceso.

Deseo expresar mi más sincero agradecimiento a todo el cuerpo docente que ha contribuido a la culminación de este proceso académico. En particular, quiero destacar la invaluable guía brindada por el Ing. Marco Amaya en el desarrollo de nuestro proyecto y su disposición para brindarnos consejos y orientación. Asimismo, agradezco al Ing. Paul Chasi por su valiosa ayuda en la parte de programación y al Ing. Mauricio Villacis por su disposición para aclarar dudas y ofrecer sugerencias en relación con la parte física del banco hidráulico. Su colaboración ha sido fundamental para el éxito de este proyecto y estoy profundamente agradecido por su dedicación y compromiso.

Me gustaría además agradecer a todos los docentes que han aportado a mi transcurso por la carrera de mecatrónica con sus conocimientos y dedicación a la enseñanza.

Además, deseo expresar mi agradecimiento al Ing. Luis López, Ing. Julio Loja e Ing. Ivan Escandon por su apoyo incondicional y comprensión en momentos críticos de mi vida personal. Su ayuda ha sido esencial para superar esos momentos difíciles y seguir adelante con este proyecto. Estoy profundamente agradecido por su contribución y apoyo constante.

Rafael Campoverde

Agradezco a Dios por permitirme cumplir esta meta y nunca haberme hecho faltar un pan sobre la mesa.

De igual manera agradezco a mis padres por el gran esfuerzo que han hecho al brindarme educación, valores, respeto y formarme en el hombre que soy hoy en día.

También agradezco a mi tutor de tesis Ing. Marco Amaya Pinos, quien con mucha paciencia y dedicación me ha guiado y orientado en el camino hacia el desarrollo de este proyecto. Y al Ing. Mauricio Villacis quien nos ayudó día a día con el prototipo de nuestra prensa hidráulica semiautomática

Por último, agradezco a mis tíos, abuelos, amigos, grupo de alabanza y todas aquellas personas que siempre estuvieron para mí y con sus sabias palabras me ayudaron a llegar a este gran logro. Sin más que decir, cierro este corto texto con un enorme "GRACIAS", siempre los llevo en el corazón.

Índice

Certificado de responsabilidad y autoría del trabajo de titulación	I
Certificado de cesión de derechos de autor del trabajo de titulación a la Universidad Politécnica Salesiana	II
Certificado de dirección del trabajo de titulación	III
Dedicatoria	IV
Agradecimientos	V
Resumen	XV
Abstract	XVI
1. Introducción.	1
2. Problema.	1
2.1. Antecedentes.	1
2.2. Descripción del problema.	2
2.3. Importancia y alcances.	3
2.4. Delimitación.	3
2.4.1. Espacial o geográfica.	3
2.4.2. Temporal.	3
2.5. Problema General.	3
2.6. Problemas Específicos.	3
3. Objetivos.	4
3.1. Objetivo General.	4
3.2. Objetivos Específicos.	4
4. Hipótesis.	4
4.1. Hipótesis General.	4
4.2. Hipótesis Específicas.	5

5. Marco Teórico.	5
5.1. Definición de baldosa.	5
5.2. Propiedades mecánicas y físicas de la baldosa.	5
5.3. Tipos de baldosas.	6
5.3.1. Azulejo.	6
5.3.2. Gres esmaltado.	6
5.3.3. Gres porcelánico.	6
5.4. Proceso de manufactura de baldosas.	7
5.4.1. Preparación de la composición.	7
5.4.2. Preparación de la pasta.	7
5.4.3. Secado por atomización.	8
5.4.4. Conformado.	8
5.4.5. Secado de la pieza.	8
5.4.6. Esmaltado y decoración.	9
5.4.7. Cocción.	9
5.4.8. Tratamientos adicionales.	9
5.4.9. Clasificación y embalado.	9
5.5. Principio de Pascal.	10
5.6. Prensas Hidráulicas.	10
5.7. Tipos de Prensas hidráulicas.	11
5.7.1. Prensa de columna redonda.	11
5.7.2. Prensa de tres columnas.	11
5.7.3. Prensa de cuatro columnas.	12
5.7.4. Prensa de dos columnas (Prensa en forma de H).	13
5.7.5. Prensas en forma de C.	13
5.7.6. Prensas de forma cerrada.	14
6. Marco metodológico.	15
6.1. Identificación de los parámetros iniciales para el diseño de una prensa hidráulica de 25 toneladas para formado de baldosa.	15
6.1.1. Parámetros de la baldosa.	15
6.1.2. Determinación del espacio físico.	17
6.1.3. Condiciones de seguridad.	18
6.1.4. Medidas antropométricas del operario.	18
6.1.5. Tonelaje del cilindro hidráulico.	18

6.1.6.	Propuesta de diseño de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	18
6.1.7.	Material seleccionado para el diseño.	22
6.2.	Selección de sistema hidráulico.	22
6.2.1.	Selección de cilindro hidráulico.	23
6.2.2.	Selección de mangueras hidráulicas.	31
6.2.3.	Selección de acoples.	33
6.2.4.	Selección de electroválvula.	34
6.3.	Cálculo de los elementos de la estructura metálica.	35
6.3.1.	Cálculo y análisis de las columnas.	35
6.3.2.	Cálculo en los pasadores.	38
6.3.3.	Selección de los pernos que sujetan al cilindro hidráulico.	41
6.3.4.	Análisis de la estructura de la mesa.	42
6.3.5.	Análisis estructural del cabezal.	47
6.4.	Elementos finitos de estructura de la prensa hidráulica.	51
6.4.1.	Condiciones de contorno para el análisis por medio de elementos finitos.	57
6.5.	Sistema de control de presión para prensa hidráulica de 25 toneladas.	57
6.5.1.	Control para la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas	57
6.5.2.	Selección de PLC.	58
6.5.3.	Descripción del PLC seleccionado.	59
6.5.4.	Selección del sensor de presión.	60
6.5.5.	Diagrama de conexión para PLC	61
6.5.6.	Variables de Entrada y Salida Utilizadas.	62
6.6.	Programación en Software TIA Portal.	64
6.6.1.	Lógica de programación.	64
6.6.2.	Parámetros de programación.	65
6.6.3.	Escalamiento de datos.	65
6.6.4.	Interfaz Humano-Máquina.	67
6.6.5.	En torno de Calibración.	68
6.6.6.	Entorno de Configuración de presión.	69
6.6.7.	Entorno de Prensado.	69
6.6.8.	Entorno de prueba para programa en TIA Portal, sistema hidráulico y sensores.	70

6.7.	Análisis de costos generales para la fabricación de la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	73
6.7.1.	Costo de la estructura.	73
6.7.2.	Costo del sistema hidráulico.	74
6.7.3.	Costo del sistema eléctrico.	75
6.7.4.	Costo total del sistema.	76
6.7.5.	Comparación de costo total de la prensa hidráulica con prensas hidráulicas existentes en el mercado.	76
7.	Resultados.	77
7.1.	Resultado método de elementos finitos de estructura de la prensa hidráulica.	77
7.1.1.	Análisis de deformación del cabezal.	77
7.1.2.	Análisis de esfuerzos del cabezal.	78
7.1.3.	Factor de seguridad del cabezal.	79
7.1.4.	Factor de seguridad a la fatiga del cabezal.	79
7.1.5.	Análisis de deformación de la mesa.	80
7.1.6.	Análisis de esfuerzos de la mesa.	81
7.1.7.	Factor de seguridad de la mesa.	81
7.1.8.	Factor de seguridad a la fatiga de la mesa.	82
7.1.9.	Análisis de deformación de la prensa hidráulica.	83
7.1.10.	Análisis de esfuerzos de la prensa hidráulica.	83
7.1.11.	Factor de seguridad de la prensa hidráulica.	85
7.1.12.	Factor de seguridad a la fatiga de la prensa hidráulica.	86
7.1.13.	Análisis de esfuerzos de Viga y pasadores.	86
7.1.14.	Factor de seguridad de Viga y pasadores.	87
7.1.15.	Conclusión del análisis de la estructura de la prensa hidráulica.	88
7.2.	Resultados de la propuesta de control de presión para la prensa hidráulica semiautomática.	89
7.3.	Resultados del diseño de la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas con control de presión para formado de baldosa.	89
8.	Conclusiones.	92
9.	Recomendaciones.	93

Referencias	96
ANEXOS	97
Anexo A: Matriz de Consistencia Lógica	97

Lista de Tablas

1.	Dimensiones para baldosas rojas con arcilla	17
2.	Dimensiones para baldosas de gres rojas	17
3.	Tabla de priorización para selección de máquina.	21
4.	Propiedades Mecánicas	22
5.	Componentes de sistema hidráulico	22
6.	Velocidad de flujo en tuberías	31
7.	Características de la manguera	33
8.	Acoples para manguera	34
9.	Acoples para elementos hidráulicos	34
10.	Características de la electroválvula Cetop 3 Centro en Tadem	35
11.	Características de la sección de la mesa	45
12.	Características de la sección del cabezal	50
13.	Clasificación de factor de warping según su calidad	56
14.	Rango de Skewness y su valoración	56
15.	Tabla de dimensiones de perfiles.	57
16.	Priorización PLC	58
17.	Características del PLC S7-1200.	60
18.	Características del sensor de presión SCPSD-250-14-15.	60
19.	Entradas y salidas analógicas utilizadas	63
20.	Escalado de datos en el sensor de presión	66
21.	Elementos que componen el banco hidráulico	71
22.	Costos de la estructura	74
23.	Costos del sistema hidráulico	75
24.	Costos del sistema eléctrico	75
25.	Costos totales de la prensa hidráulica	76
26.	Comparación de costos totales con otras prensas hidráulicas	76
27.	Matriz de consistencia	98

Lista de Figuras

1.	Proceso de fabricación de baldosas	7
2.	Prensa de columna redonda	11
3.	Prensa de tres columnas	12
4.	Prensa de cuatro columnas.	12
5.	Prensa de dos columnas.	13
6.	Prensa en forma de C.	14
7.	Prensa en forma cerrada	15
8.	Propuesta de diseño para una prensa hidráulica tipo H.	19
9.	Propuesta de diseño para una prensa neumática de cuatro columnas.	20
10.	Propuesta de diseño para una prensa mecánica tipo C	20
11.	propiedades	24
12.	fuerza pasadores	39
13.	Diagrama de viga de mesa sobre apoyos.	43
14.	sección de la mesa	44
15.	Boceto de sección de la mesa	45
16.	Fuerza sobre la viga	47
17.	Sección del cabezal	49
18.	Boceto de sección cabezal	50
19.	CPU Siemens S7 1200 1212 AC/DC/Rly 6ES7212-1BD30-0XB0	59
20.	Sensor de Presión Parker SCPSD-250-14-15.	61
21.	Diagrama de conexión PLC.	62
22.	Lógica de programación	64
23.	Portada de Interfaz humano-máquina	67
24.	Calibración	68
25.	Entorno de Configuración de Presión	69
26.	Entorno de Prensado	70
27.	Circuito hidráulico	72
28.	Deformación máxima del cabezal	77
29.	Esfuerzo máximo del cabezal	78
30.	Factor de seguridad	79
31.	Fatiga en el cabezal	80
32.	Deformación máxima de la mesa	80
33.	Esfuerzo máximo de la mesa	81

34.	factor de seguridad de la mesa	82
35.	Fatiga en la mesa	82
36.	Deformación total	83
37.	Análisis de esfuerzos	84
38.	Factor de seguridad de la prensa hidráulica.	85
39.	Factor de seguridad a la fatiga de la prensa hidráulica.	86
40.	Análisis de esfuerzos de Viga y pasadores	87
41.	Factor de seguridad de Viga y pasadores	88
42.	Interfaz de prensado en funcionamiento presentando el resultado del control de presión.	89
43.	Diseño final de la prensa hidráulica	91

Resumen

El objetivo principal de este documento es diseñar una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas, teniendo en cuenta que el control de presión durante estos procesos es crucial para ofrecer un producto de buena calidad.

Durante la primera etapa, se determinaron los parámetros iniciales del diseño, como el tonelaje, el tipo de prensa y la presión del sistema. Una vez finalizada esta etapa, se continuó con el desarrollo del sistema mecánico y de control, en el que se encontraron las dimensiones del cilindro, las partes críticas de la estructura y la secuencia para el prensado simple. También se realizaron simulaciones correspondientes para verificar el funcionamiento del diseño. En la última fase, se realizaron cotizaciones de los elementos utilizados en la prensa hidráulica.

Las conclusiones obtenidas del diseño indican que el sistema de la prensa hidráulica puede alcanzar una fuerza de 25 toneladas a una presión de 200 bares, su estructura no supera los esfuerzos admisibles del material tras aplicar la fuerza máxima y se logra un correcto control de la presión.

Palabras clave: Prensa hidráulica, control de presión, estructura, presión.

Abstract

The main objective of this document is to design a 25-ton semi-automatic hydraulic press for pressure control in the tile pressing process, taking into account that pressure control during these processes is crucial to offer a good quality product.

During the first stage, initial design parameters such as tonnage, press type, and system pressure were determined. Once this stage was finished, the development of the mechanical and control system continued, in which the dimensions of the cylinder, the critical parts of the structure, and the sequence for simple pressing were found. Corresponding simulations were also performed to verify the performance of the design. In the last phase, quotes were made for the elements used in the hydraulic press.

The conclusions obtained from the design indicate that the hydraulic press system can reach a force of 25 tons at a pressure of 200 bars, its structure does not exceed the permissible stresses of the material after applying the maximum force and correct pressure control is achieved.

Keywords: Hydraulic press, pressure control, structure, pressure.

1. Introducción.

El proceso de fabricación de baldosas es una actividad industrial que requiere de maquinaria especializada para garantizar la calidad y uniformidad del producto final. La prensa hidráulica es una de las máquinas más importantes en este proceso, ya que se encarga de aplicar una presión determinada sobre la mezcla de materiales, permitiendo la formación de la baldosa. En este sentido, el diseño y construcción de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas se convierte en un proceso crucial para mejorar la calidad y uniformidad del producto final.

Una de las principales razones por las que se requiere el control de presión en el proceso de prensado de baldosas es para garantizar la uniformidad del grosor de las baldosas. La aplicación de una presión adecuada en la prensa hidráulica permite que se distribuya uniformemente la mezcla de materiales, evitando la formación de irregularidades en el grosor de las baldosas. Además, el control de presión también permite evitar la formación de grietas o defectos en la superficie de las baldosas durante el proceso de prensado.

Otra razón importante para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas es la necesidad de reducir el tiempo de producción y aumentar la eficiencia del proceso. Una prensa hidráulica que cuenta con un sistema de control automático de la presión permite ajustar la presión de manera precisa y rápida, lo que se traduce en un menor tiempo de producción y una mayor eficiencia del proceso.

En este trabajo se presenta el diseño y construcción de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas. Se ha considerado la utilización de elementos mecánicos y eléctricos de alta calidad, así como la implementación de un sistema de control automático de la presión. Lo que se busca con este diseño es mejorar la calidad y uniformidad del producto final con base en el control de la presión, reducir el tiempo de producción y aumentar la eficiencia del proceso.

2. Problema.

2.1. Antecedentes.

En el Ecuador se ha dado un aumento de demanda del producto de cerámica, tras el año 2014. Esto surgió a partir de las medidas arancelarias aduaneras del 32% impuestas por el Gobierno Central del Ecuador. Reduciendo la importación de cerámica del 7% al año siguiente y aumentando el consumo nacional. Esto benefició a las tres principales empresas ecuatorianas productoras, ubicadas en Cuenca, y también apoyo al surgimiento de pequeñas

y medianas empresas dedicadas a la producción de cerámica. (Riera, 2016)

Por otro lado, se observa que en el cantón Cuenca, aproximadamente el 30% de los habitantes utilizan baldosa en los pisos de su casa. Se puede ver un mercado local con una demanda considerablemente alta. (Ullauri, 2019)

Durante la manufacturación de baldosas, se encuentra el proceso de prensado en el cual, si no se controla la presión aplicada sobre el producto en bruto, se puede llegar a tener defectos en la baldosa, como un inadecuado valor de densidad aparente que conducirá grietas en el producto final. Al exponer la baldosa a presiones extremadamente altas, también se transmitirá la fuerza a las paredes laterales del molde, pudiendo ocasionar su flexión o deformación elástica. Al aumentar la presión de formación (presión axial) con objeto de poder obtener una pieza más densa, si las platinas laterales no son suficientemente rígidas, la presión radial transmitida por el polvo compactado puede ser suficiente para dar lugar a que cedan y se comben hacia fuera, produciéndose al mismo tiempo un flujo de material en ese sentido. Al quitar la presión, las paredes del molde tenderán a volver a su posición primitiva, sometándose a la pieza a fuerte compresión y dando lugar al combado y posteriormente a la rotura de esta. (de Aza Pendas, 1964)

Las prensas hidráulicas producidas a nivel nacional no cuentan con tecnología para controlar la presión en el prensado. De esta manera, no es posible asegurar la calidad del producto final, ni controlar el proceso. Es por ello que las empresas optan por adquirir maquinaria importada que les permita tener esta tecnología. Pero gracias a las medidas arancelarias aduaneras del Ecuador, las prensas hidráulicas tienen un costo alto de adquisición que está sobre los nueve mil dólares. Resultando difícil para las pequeñas y medianas empresas que desean innovar tanto su industria como mejorar su calidad y el proceso de producción de baldosa.

2.2. Descripción del problema.

En el Ecuador, la industria dedicada a la cerámica y baldosa ha aumentado de manera progresiva, presentando competencias entre compañías que buscan monopolizar el comercio, opacando a las pequeñas y medianas empresas que tienen como objetivo crecer y llevar su producto al mercado. Sin embargo, para este tipo de negocios, el acceso a maquinarias automatizadas se convierte en una problemática, ya que el país no cuenta con este tipo de tecnología capaz de resolver el problema de control de presión. Por lo cual se opta por exportar dichas máquinas, elevando así el costo de producción. Además, los operarios tienen

que verificar las máquinas con algún instrumento de medición y el producto está expuesto a fallas por el monitoreo efectivo por parte del obrero. Es por esto que nuestra propuesta de diseño es una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el conformado de baldosa en la industria.

2.3. Importancia y alcances.

El estudio realizado contribuirá en el diseño de una prensa hidráulica para el control de presión en el proceso de prensado de baldosa, que disminuirá el tiempo del proceso de producción y garantizará un mayor control en los parámetros de la etapa de prensado. Sin dejar de lado que el producto cumpla con los parámetros de calidad requeridos. En la actualidad, la automatización es un proceso rentable y recomendado para actividades repetitivas que buscan mantener un estándar de calidad, y al desarrollar un diseño capaz de regular la presión necesaria para cumplir con los parámetros de los distintos productos.

2.4. Delimitación.

El problema de estudio se delimitará en las siguientes dimensiones:

2.4.1. Espacial o geográfica.

Se desarrollará para la industria al nivel del Ecuador.

2.4.2. Temporal.

Se desarrollará en un total de 400 horas que corresponde a las asignaturas de trabajo de titulación 1 y trabajo de titulación 2.

2.5. Problema General.

¿Cuál es la propuesta de diseño adecuada para una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en los procesos de prensado de baldosas?

2.6. Problemas Específicos.

- ¿Es posible analizar el proceso de fabricación de baldosas?

- ¿Se podrá diseñar una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas?
- ¿Es factible proponer un sistema de control para una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas?
- ¿Se podrá realizar un análisis de costos de implementación de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas?

3. Objetivos.

3.1. Objetivo General.

- Diseñar de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.

3.2. Objetivos Específicos.

- Analizar el proceso de fabricación de baldosas.
- Diseñar una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.
- Proponer un sistema de control para una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.
- Realizar un análisis de costos de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.

4. Hipótesis.

4.1. Hipótesis General.

- El diseño de la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas permitirá el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.

4.2. Hipótesis Específicas.

- Se analizará el proceso de fabricación de baldosas.
- Se diseñará una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.
- Se propondrá un sistema de control en una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.
- Se realizará un análisis de costos de fabricación de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.

5. Marco Teórico.

5.1. Definición de baldosa.

Según la Real Academia Española, "baldosa es una pieza fina de cerámica, piedra o mármol, mayormente con forma rectangular o cuadrada, utilizada para cubrir suelos o paredes". (Real Academia Española, 2021)

Según el Instituto de Tecnología Cerámica, "baldosa es una pieza plana de escaso espesor conformada de naturaleza arcillosa con porosidad variable, y mayormente es recubierta con un esmalte cerámico de condición vítrea". (Instituto de Tecnología Cerámica, 2011)

Según el diccionario de arquitectura civil, "baldosa es un ladrillo cuadrado que sirve para solar". (Bails, 1802)

5.2. Propiedades mecánicas y físicas de la baldosa.

En la actualidad los productos cerámicos han ganado protagonismo en el mercado debido a su frecuente uso y una tendencia decorativa. Se encuentran productos cerámicos en el día a día como por ejemplo revestimientos dentales, en los motores de ciertos vehículos, vajilla, revestimiento de paredes, baldosas, entre otros. En el caso de las baldosas cerámicas se utiliza ampliamente en fachadas, pavimentos existentes y pisos, ya que son particularmente atractivas por su variedad de diseños y dominio decorativo. (Menegazzo, 2014)

Las baldosas cerámicas están constituidas por elementos metálicos y no metálicos, fabricados principalmente por arcilla, y en general están constituidas por caolines, elementos derivados del sílice, feldespatos y aditivos que en el proceso de cocción desaparecen. La combinación y proporción de estos materiales le otorgan distintas características, tanto física como químicas y mecánicas, sin embargo, las propiedades mecánicas que comparten las baldosas en general son dureza y fragilidad. (Zschimmer, 2020)

5.3. Tipos de baldosas.

Dependiendo de ciertos factores como la cocción, la materia prima, entre otros, se obtendrá distintos tipos de baldosa. A continuación, se mencionará a algunos tipos. (A. Gonzáles, 2016)

Baldosas cerámicas de pasta roja: La principal característica de este tipo de baldosa, es el color que adquiere después de la cocción dependiendo del contenido de óxido de hierro. Se caracterizan por su porosidad sin aplicación de vidriados o decoraciones. Es usada comúnmente en terrazas y balcones. (Proalso, 2019)

Baldosa cerámica de pasta blanca: Tienen esta apariencia por la falta de óxidos colorantes. Normalmente son utilizados para decoración.

Por otro lado, también se puede mencionar tipos de baldosas conocidas por su nombre informal. (M. Gonzáles, 2013)

5.3.1. Azulejo.

El azulejo presenta una superficie altamente porosa y esmaltada, por lo tanto, al tener esta propiedad de porosidad, su capacidad para absorber agua es alta y para lograr una estabilidad dimensional, se moldea mediante prensado. (M. Gonzáles, 2013)

5.3.2. Gres esmaltado.

Este tipo de baldosa consta con una consistencia no porosa, normalmente es esmaltado y su elaboración es mediante prensado. Antes de ser prensado el polvo, es necesario ingresar el producto en bruto en la molienda por vía húmeda. (M. Gonzáles, 2013)

5.3.3. Gres porcelánico.

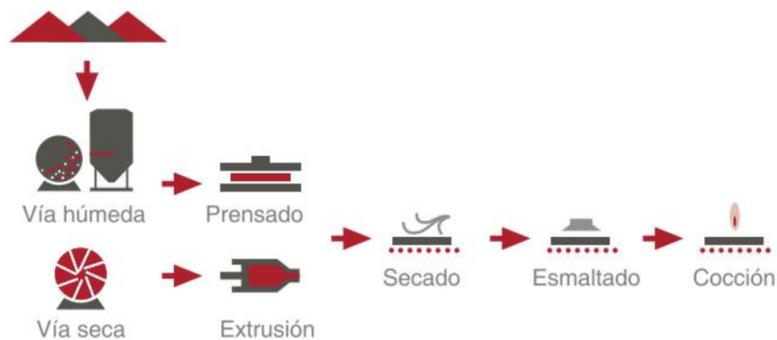
Se caracteriza por su baja absorción de agua, por ende, no es un material poroso y puede llevar como no llevar esmalte. El gres porcelánico se forma mediante prensado en seco y mono cocción. (M. Gonzáles, 2013)

5.4. Proceso de manufactura de baldosas.

El proceso de fabricación de las baldosas cerámicas depende del tipo de baldosa que se requiera como producto final; sin embargo, se puede dividir en un proceso general con distintas etapas, como se muestra en la figura 1.

Figura 1

Proceso de fabricación de baldosas.



Nota: Se puede observar el diagrama de flujo, con sus etapas, para la fabricación de baldosas de acuerdo a Instituto de Tecnología Cerámica (2011).

Para mayor entendimiento, a continuación se desglosa el proceso de manufacturación de baldosas.

5.4.1. Preparación de la composición.

Habiendo determinado el tipo de baldosa cerámica que se desea fabricar, se procede a seleccionar las materias primas a emplear y se proporciona la cantidad específica de cada una de ellas, posteriormente se realiza el pesaje y la dosificación específica para cada una de las materias. (Instituto de Tecnología Cerámica, 2011)

5.4.2. Preparación de la pasta.

Una vez pesado la materia prima correspondiente a la cantidad de producción deseada, el material es triturado para asegurar su completa homogeneización y obtener un tamaño de partícula óptima para que las diferentes materias primas interactúen adecuadamente en los

procesos por venir, en especial en la etapa de prensado y secado. El proceso de triturado se lo realiza en un molino en el cual se dividirá en trituración en seco o mediante suspensión acuosa. En el triturado con suspensión acuosa será necesario posteriormente un proceso de secado que por lo general se lo lleva a cabo en atomizadores. (Mallol, 2006)

5.4.3. Secado por atomización.

El secado por atomización se da en procesos en el cual la materia prima ha sido triturada con suspensión acuosa. En esta etapa se controla la humedad del polvo para prensar, ya que juntamente con la presión máxima de compactación se determinara la densidad aparente del soporte, y permitirá una mejor compactación del polvo en la etapa de prensado.(Mallol, 2006)

5.4.4. Conformado.

Con la mezcla de la materia prima homogeneizada y controlada, la humedad del polvo se procederá a la etapa de conformado mediante prensado o extracción, en la cual se dará forma al producto. El correcto control de la presión ejercida en el polvo y la humedad de esta, serán un factor crucial para evitar un inadecuado valor de la densidad aparente que puede conducir a la aparición de grietas, líneas de ruptura, corazón negro, descalibre, descuadre y planaridad en las etapas de secado, esmaltado y producto terminado. (Amoros, 1990)

5.4.5. Secado de la pieza.

La pieza obtenida del proceso de conformado se seca previamente, antes de pasar a la etapa de esmaltado y decoración. La etapa de secado permite reducir el contenido de humedad y alcanzar una temperatura adecuada para la etapa de esmaltado, lo que significa que, un inadecuado control de temperatura puede producir defectos como pinchazos o mala homogeneidad, lo cual en el proceso de esmaltado evitara la correcta distribución de esmalte en la superficie de la pieza. Otra variable que se controla el proceso de secado es la humedad residual, la cual influye directamente en la resistencia mecánica de la pieza, es decir, a mayor humedad menor resistencia mecánica, por consiguiente, la pieza será más propensa a sufrir rupturas. (Mallol, 2006)

5.4.6. Esmaltado y decoración.

Muchas baldosas cerámicas son cubiertas por varias capas de esmalte y posteriormente serán decoradas, cumpliendo con el requerimiento estético y ciertas propiedades físico-químicas. El proceso de secado está conformado por varias subetapas concadenadas en las cuales se controlará diversas variables como la cantidad de agua aplicada previa a la aplicación de esmalte base, entre otros. El correcto control de esmaltado beneficiará en la pérdida de piezas que no cumplan con los estándares de calidad requeridos, ya que esta etapa se encuentra propensa a la adherencia de polvo y agua del entorno. (Instituto de Tecnología Cerámica, 2011)

5.4.7. Cocción.

La pieza, ya conformada, seca, esmaltada y decorada, se somete a un proceso de cocción donde se le confiere sus características estéticas y técnicas finales. Las características de la pieza dependen del control de la temperatura, la presión y la composición de gases en el interior del horno, además, estas variables influyen en la calidad del producto final deseado. (Uche, 2002)

5.4.8. Tratamientos adicionales.

Existe una amplia variedad de tratamientos adicionales que se pueden dar al producto una vez salido del horno, esto depende de las necesidades estéticas y funcionales, algunos de los tratamientos adicionales son: pre-corte, pulido superficial, rectificación, biselado, eliminación de juntas, entre otros. Todo esto con el fin de aumentar su valor añadido. (Construmática, 2022)

5.4.9. Clasificación y embalado.

La clasificación y embalaje es la etapa final en el proceso de fabricación de baldosas cerámicas, esta etapa es la que más ha sufrido cambios debido a la llegada de equipos de clasificación y embalados automáticos. Antiguamente, este subproceso se lo realizaba de forma manual tomando en cuenta el criterio de selección del operario, sin embargo, la fatiga provocada tras una jornada laboral no permitía discernir los defectos cromáticos del producto. Hoy en día, el control de calidad final se realiza mediante sistemas autónomos con visión artificial, capaces de reconocer y controlar los parámetros requeridos para cumplir con los

estándares de calidad. Para un mayor entendimiento del proceso de fabricación de baldosas. (Construmática, 2022)

5.5. Principio de Pascal.

El principio de pascal trata de explicar cómo al aplicar presión sobre una superficie deslizable de un recipiente con el resto de las paredes inalterables, la fuerza aplicada se transmitirá hacia todas las paredes del elemento en todas las direcciones. En caso, de que se trate de presión de agua, a esta se le denomina energía de presión. (Gonzales, 2018, pp. 86), es decir, si la presión cambia en una parte del fluido, esta será transmitida sin disminuir a todas las partes del fluido. Este principio se puede aplicar de maneras muy útiles en la vida diaria, de manera que, si se tiene hipotómicamente un tubo en U en el cual se tiene pistones al final de cada extremo del tubo. Si se aumenta el área en uno de los extremos del tubo 50 veces más y al aplicar una fuerza de 10 kg sobre un área A, esta fuerza se transmitirá hacia el otro extremo del área 50 veces más grande, en este caso se multiplicará 50 veces más la fuerza aplicada en el extremo de mayor área. (González, 2018)

El principio de pascal aplica para todos los fluidos, gases o líquidos, siendo hoy en día el principio que se ocupa en la hidráulica y en maquinaria moderna. (Hewitt, 2015)

5.6. Prensas Hidráulicas.

La prensa hidráulica es un tipo de maquinaria que mediante el uso del principio de pascal es posible transformar pequeñas fuerzas en otras que llegan a ser mucho más grandes. Este tipo de maquinaria puede involucrarse con distintos tipos de operación debido a su fuerza, entre estos procesos está el prensado, el troquelado, el estampado, entre otros. Además, tienen la capacidad de mantener su fuerza a lo largo de toda la operación, de manera que, se puede confiar en la precisión de prensado y no se requiere cálculos para obtener una fuerza final, dado que el diseño de prensas hidráulicas suele ser sencillo por sus pocas partes móviles que siempre están lubricadas, el costo de mantenimiento es bajo y se tiene pocas averías. (BARBA, 2011)

Los componentes generales que conforman a una prensa hidráulica, se detallan a continuación:

- **Sistema eléctrico:** Reveladores de sobrecarga, contactos auxiliares, protectores termomagnéticos y botones de arranque, paro y de emergencia.
- **Sistema de potencia:** Motor, bomba hidráulica, entre otros.
- **Sistema hidráulico:** Válvula, pistones, manueras, tubería, aceites, filtros, entre otros.

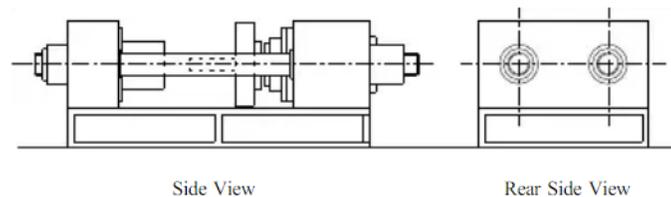
5.7. Tipos de Prensas hidráulicas.

5.7.1. Prensa de columna redonda.

La característica principal de este tipo de prensas es su columna redonda, donde el plato superior e inferior se mantienen unidos por medio de las columnas y tuercas, ver figura 2. Todos los componentes de este tipo de prensas pueden ser fabricados individualmente y son el tipo de prensa más preciso de todo el tipo de prensas. También se subdividen en tres categorías: de dos columnas, de tres columnas y finalmente de cuatro columnas. (Q.S.Khan, 2018).

Figura 2

Prensa de columna redonda.



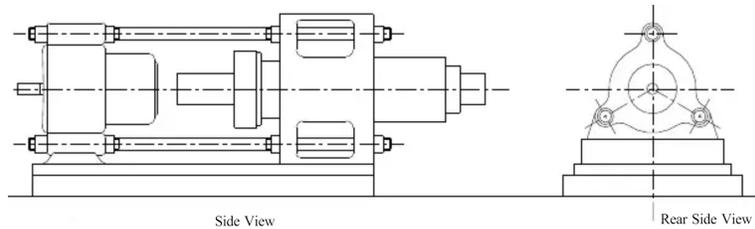
Nota: Se puede observar prensa hidráulica de columna redonda desde diferentes perspectivas, Q.S.Khan (2018).

5.7.2. Prensa de tres columnas.

En las prensas de tres columnas, que se muestra en la figura 3, el plato superior e inferior se unen por medio de tres columnas redondas, son prensas horizontales de alta velocidad y normalmente se utilizan en la producción en masa. Este diseño es mucho más robusto que la prensa de dos columnas, y la ventaja de este tipo de diseños son las prensas extrusoras, donde se tendrá un amplio espacio disponible para cortar tocho rechazado y cargar el tocho al rojo vivo en un contenedor. (Q.S.Khan, 2018)

Figura 3

Prensa de tres columnas.



Nota: Se puede observar una prensa hidráulica de tipo de tres columnas desde diferentes perspectivas. Q.S.Khan (2018).

5.7.3. Prensa de cuatro columnas.

Las prensas de cuatro columnas se caracterizan por mantener al plato inferior y superior mediante cuatro columnas redondas. Este tipo de prensas son mayormente usadas en la industria a comparación de otras prensas, debido a que su precisión es más crítica entre los troqueles, se puede ver este tipo de prensa en la figura 4. (Q.S.Khan, 2018)

Figura 4

Prensa de cuatro columnas.



Nota: Se puede observar el diseño de una prensa hidráulica de cuatro columnas, Huaxia (2016).

5.7.4. Prensa de dos columnas (Prensa en forma de H).

Son de capacidad media o baja, también son prensas económicas en fabricación, por lo tanto, una sección es utilizada como columna lateral y otra en forma de mesa, este tipo de prensa se visualiza en la figura 5. (Q.S.Khan, 2018)

Figura 5

Prensa de dos columnas.



Nota: Se puede observar el diseño de una prensa hidráulica de dos columnas , Morano (2017).

5.7.5. Prensas en forma de C.

En este tipo de prensas su cuerpo está en forma de C, por consiguiente, son fabricadas cuando se necesita los dos lados de la mesa libre para cargar y descargar el componente prensado, como se puede ver en la figura 6. (Q.S.Khan, 2018)

Figura 6

Prensa en forma de C.



Nota: Se puede observar el diseño de una prensa en forma de C , Harsle (2018).

5.7.6. Prensas de forma cerrada.

Este tipo de prensa normalmente tiene un diseño a forma de anillo cuadrado, como se observa en la figura 7. Las diferencias entre las prensas de columnas y la prensa cerrada son las siguientes, Hosford y Caddell (2011):

- La precisión general no es muy crítica cuando se está hablando de prensas de forma cerrada. Pero la de las prensas de dos columnas si lo es.
- Las columnas laterales son mucho más grandes, cuando se compara el plato inferior y superior.

Figura 7

Prensa en forma cerrada .



Nota: Se puede observar el diseño de una prensa en forma cerrada , Indotech (2015).

6. Marco metodológico.

6.1. Identificación de los parámetros iniciales para el diseño de una prensa hidráulica de 25 toneladas para formado de baldosa.

6.1.1. Parámetros de la baldosa.

- **Importancia del control de presión en el proceso de prensado de baldosas.**

La presión en la prensa hidráulica es el factor principal que determina la calidad y precisión del producto final, en este caso la baldosa. Las dimensiones que tendrá la baldosa podrá cubrir un área determinada dependiendo de la presión nominal de formado para el material que se preense.

Si la presión es demasiado alta, puede provocar deformaciones o roturas en las baldosas, lo que dará como resultado piezas defectuosas que no serán adecuadas para su uso. Por otro lado, si la presión es demasiado baja, las baldosas no se formarán correctamente y se producirán piezas defectuosas que no cumplirán con los estándares de calidad requeridos.

En el artículo de investigación "Análisis de la influencia del control de presión en la calidad de baldosas cerámicas porosas", los autores llevaron a cabo experimentos para evaluar cómo el control de la presión en el proceso de formado afecta la calidad de las baldosas cerámicas porosas. Específicamente, se comparó cómo la variación de la presión

influye en la porosidad, la absorción de agua y la resistencia al desgaste de las baldosas. Los resultados obtenidos demostraron que el control preciso de la presión durante el proceso de formado puede mejorar significativamente la calidad de las baldosas, reduciendo la porosidad y la absorción de agua, y aumentando la resistencia al desgaste, Esclapez, García-Ten, Salvador, Cháfer, y Mestre (2019).

- **Dimensiones de la baldosa.**

La presión nominal para el formado de baldosas rojas puede variar dependiendo del proceso y del tipo de material utilizado.

En general, la presión nominal para el formado de baldosas rojas con arcilla puede estar en el rango de 100 a 150 kg/cm² (aproximadamente 9.8 a 14.7 MPa). Sin embargo, es importante tener en cuenta que la presión exacta requerida puede variar según la composición y las propiedades específicas del material utilizado, Li, Zhang, Liu, Zhou, y Li (2016).

Por otra parte, el proceso de fabricación de baldosas de gres roja es diferente al de las baldosas de arcilla, por lo que la presión nominal requerida para su formado también puede variar.

La presión nominal utilizada para el proceso de formado de baldosas de gres roja suele estar comprendida entre 300 y 500 kg/cm² (aproximadamente 29.4 y 49 MPa), Elalfi, Abdelghany, y Elbatal. (2017).

Con base en los valores típicos de presión nominal utilizados en la formación de baldosas de este tipo y considerando una fuerza de 25 toneladas, se puede resolver la siguiente ecuación para determinar el área que puede ser formada por la baldosa.

$$F = \text{Fuerza aplicada [Nm]}$$

$$P_b = \text{Presión aplicada [MPa]}$$

$$A_b = \text{Área de baldosa [m}^2\text{]}$$

$$A_b = \frac{F}{P_b} \quad (1)$$

Aplicando la ecuación (1) cuando $P_b = 9.8MPa$, se obtiene la siguiente área.

$$A_b = 0.025m^2 \quad (2)$$

A continuación, en la tabla 1, se muestra una tabla con 2 opciones de dimensiones para la baldosa.

Tabla 1

Dimensiones para baldosas rojas con arcilla.

Opción	Ancho [cm]	Largo [cm]
1	20	10
2	10	15

Nota: Elaborado por autores.

Por otro lado, al utilizar la ecuación cuando $P_b = 29.4MPa$ en la ecuación (1), se obtiene la siguiente área.

$$A_b = 0.00833m^2 \quad (3)$$

Se presenta en la tabla 2, dos opciones de dimensiones para la baldosa.

Tabla 2

Dimensiones para baldosas de gres rojas.

Opción	Ancho [cm]	Largo [cm]
1	10	8
2	15	5

Nota: Elaborado por autores.

6.1.2. Determinación del espacio físico.

Dentro de una empresa se puede encontrar la sección de prensado de baldosa a la cual se destina un espacio físico para una prensa, comúnmente hidráulica. Se estima que las dimensiones para el conjunto de elementos que conformará la prensa hidráulica semiautomática disponible sean de 2500 mm de ancho por 1500 mm de largo y altura de 2800 mm, tomando en cuenta la estructura de la prensa hidráulica, el grupo hidráulico motriz y el gabinete de control, conforme a las medidas físicas impuestas.

6.1.3. Condiciones de seguridad.

Al tratarse de una prensa hidráulica semiautomática se toma en cuenta los siguientes aspectos de seguridad:

- Pulsantes de paro de emergencia.
- Pulsantes de hombre muerto.
- Pulsante de paro de secuencia.
- Restricciones de usuario y contraseña para entornos específicos.
- Retorno a posición inicial.

Todo esto con el fin de precautelar la seguridad e integridad del usuario durante su función.

6.1.4. Medidas antropométricas del operario.

Las medidas antropométricas se refiere a la altura que existe entre el piso hasta la parte más alta del operario. La estatura promedio de un hombre en Ecuador está alrededor de 1.67 metros, debido a que el producto está dirigido al mercado ecuatoriano, se considerara pertinente ubicar la mesa de la prensa a 1.40 metros del piso.

6.1.5. Tonelaje del cilindro hidráulico.

La importancia del tonelaje otorgado por el cilindro hidráulico, recae sobre la función y el trabajo que realiza. Para conformar baldosas en una prensa se necesita un alto tonelaje, ya que de lo contrario alterará la estructura de la baldosa. En este caso, se requiere que el sistema sea capaz de proporcionar 25 toneladas de fuerza.

6.1.6. Propuesta de diseño de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.

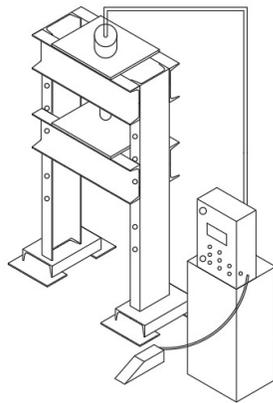
Para el diseño de la prensa se decidió realizar una ponderación entre tres propuestas que buscan satisfacer con las necesidades de la industria de la cerámica y baldosa. Tabla 1

- La propuesta 1 sugiere el diseño de una prensa hidráulica de dos columnas, como se observa en la figura 8, es comúnmente utilizada en aplicaciones de embutido o trabajos que requieren de gran fuerza. El uso de un sistema hidráulico permite transformar una

fuerza menor en una mayor y genera costos de operación y mantenimiento bajos a largo plazo. La prensa hidráulica tipo H se destaca por su diseño simple y robusto, de fácil acceso a herramientas, bajo costo de manufactura, fácil construcción, poco espacio ocupado y mantenimiento sencillo, Ganipineni (2021).

Figura 8

Propuesta de diseño para una prensa hidráulica tipo H.

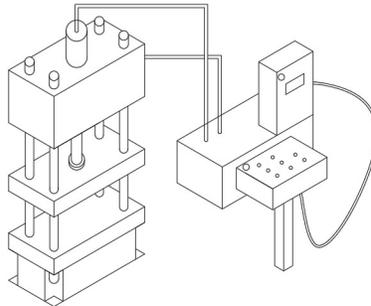


Nota: Elaborado por autores.

- En la figura 9, se visualiza la propuesta 2 que sugiere el diseño de una prensa de cuatro columnas con sistema neumático para mayor velocidad y precisión en el proceso de prensado de baldosas. Aunque su costo de fabricación y mantenimiento es más alto a comparación de las otras propuestas, ya que tiene 4 ejes y esta ofrece alta capacidad de producción y espacios amplios para carga y descarga. Patil y Nandedkar (2019)

Figura 9

Propuesta de diseño para una prensa neumática de cuatro columnas.

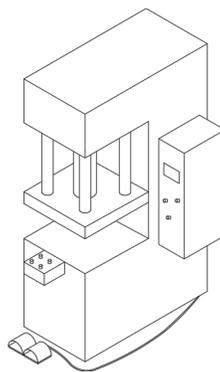


Nota: Elaborado por autores.

- La propuesta 3 sugiere el diseño de una prensa tipo C con sistema mecánico para la transmisión de fuerza, mediante poleas o engranes, adaptado para trabajos que no requieren mucho tonelaje y con una entrega rápida de energía en cada bajada del eje. La prensa tipo C se destaca por tener tres entradas y salidas para la materia prima, Patil y Mulla (2015), se visualiza la propuesta de diseño 3 en la figura 10.

Figura 10

Propuesta de diseño para una prensa mecánica tipo C.



Nota: Elaborado por autores.

La ponderación a utilizar en la Tabla 3, es la siguiente: 1 es el valor más bajo, es decir,

guarda menor relación con el factor a ponderar, 2 guarda una relación media y 3 es el valor que guarda la mayor relación entre el factor y la necesidad.

Tabla 3

Tabla de priorización para selección de máquina.

Tabla de priorización para selección de máquina			
Factor	Propuesta 1	Propuesta 2	Propuesta 3
	Calificación	Calificación	Calificación
Costo de fabricación	3	2	1
Accesibilidad a repuestos	3	2	2
Tamaño	3	1	2
Manufactura	3	2	1
Mantenimiento	3	2	1
Control	2	2	2
Capacidad de producción	2	2	3
Materiales	2	1	2
Tonelaje	3	2	1
Funcionalidad	2	2	3
Seguridad	2	2	2
Espacio	3	2	1
Total /36	31	22	21

Nota: La propuesta 1 es la que más se acopla a las necesidades, con un puntaje de 31/36. Elaborado por autores.

6.1.7. Material seleccionado para el diseño.

El material que se utiliza para el diseño es acero ASTM A36, un acero altamente comercial y se encuentra en estructuras como perfiles, barras y placas. En la tabla 4, se puede observar las propiedades mecánicas de este tipo de acero.

Tabla 4

Propiedades mecánicas del Acero ASTM A36.

Información general	Descripción
Resistencia a la tracción	400-550 MPa
Limite elástico	250 MPa
Elongación	200 mm (en 8 pulg)
Dureza Brinell HBW	119-162
Modulo de elasticidad	200 GPa
Modulo de corte	79.3 GPa

Nota: Elaborado por autores.

6.2. Selección de sistema hidráulico.

Para la selección del sistema hidráulico, se toma en cuenta los repuestos y equipos que se tiene dentro del mercado ecuatoriano. La fuerza que deberá aplicar el cilindro hidráulico es de 25 toneladas, con una presión de 200 Bar.

En la tabla 5, se describe las partes que componen el sistema hidráulico.

Tabla 5

Componentes de sistema hidráulico.

Componente	Descripción
Sistema hidráulico	Motor 3KW 1700RPM, bomba de 4,1cc/rev, tanque 70L, 22MPa

Nota: En la tabla se puede observar componentes utilizados para el sistema hidráulico. Elaborado por autores.

A continuación, se detalla las características de los elementos que forman parte del sistema hidráulico.

- **Motor.**

El motor que forma parte del sistema hidráulico es de la marca WEG, lo que permite la disponibilidad de repuestos dentro del país. Este motor trifásico tiene una capacidad de 3KW y una velocidad de 1700 rpm. La elección de un motor confiable y con la capacidad adecuada es crucial para el correcto funcionamiento del sistema hidráulico y, por lo tanto, de la prensa hidráulica en su conjunto.

- **Bomba hidráulica.**

Al igual que el motor y el tanque, para la selección de la bomba hidráulica se buscó que estos se encuentren dentro del mercado local. En este caso, al venir todo el conjunto unido, las características más importantes a destacar de este es que tiene una capacidad de 1.90 galones por minutos o 7.1 L/min y con 4.1 cc/rev. Se puede observar en la ecuación (1) el cálculo de presión del sistema, Cengel (2006).

Presión = Presión del sistema hidráulico [bar]

Potencia = Potencia del motor en el sistema [kW]

Q = Caudal generado [l/min]

$$Presión = \frac{Potencia \cdot 600}{Q} \quad (4)$$

$$Presión = \frac{3 \text{ kW} \cdot 600}{7.1 \text{ l/min}} \quad (5)$$

$$Presión = 253.52 \text{ bar} \quad (6)$$

- **Tanque.**

Mientras tanto, en el tanque se posee las características de 70 litros, incluye filtro de retorno y filtro de succión.

6.2.1. Selección de cilindro hidráulico.

Para la selección del cilindro, se ha decidido escoger uno que otorgue el tonelaje requerido, y además que tenga medidas comerciales. Se observa la figura 11 las dimensiones correspondientes y los cilindros, HYDBA (2019).

Figura 11

Fuerzas teóricas según el cilindro.

Pistón Piston Ø mm	Vástago Rod Ø mm	Área trabajo / working area		50 bar**		100 bar**		150 bar**		200 bar**	
		Empuje Push	Tracción Pull	Empuje Push	Tracción Pull	Empuje Push	Tracción Pull	Empuje Push	Tracción Pull	Empuje Push	Tracción Pull
		cm ²	cm ²	daN*	daN*	daN*	daN*	daN*	daN*	daN*	daN*
32	16	8,04	6,03	402	302	804	603	1.206	905	1.608	1.206
40	22	12,57	8,77	628	438	1.257	877	1.885	1.315	2.513	1.753
	28		6,41								
50	28	19,64	13,48	982	674	1.964	1.348	2.945	2.022	3.927	2.695
	36		9,46								
63	36	31,17	20,99	1.559	1.050	3.117	2.099	4.676	3.149	6.235	4.199
	45		15,27								
80	45	50,27	34,36	2.513	1.718	5.027	3.436	7.540	5.154	10.053	6.872
	56		25,64								
100	56	78,54	53,91	3.927	2.695	7.854	5.391	11.781	8.086	15.708	10.782
	70		40,06								
125	70	122,72	84,23	6.136	4.212	12.272	8.423	18.408	12.635	24.544	16.847
	90		59,10								
160	90	201,06	137,45	10.053	6.872	20.106	13.745	30.159	20.617	40.212	27.489
	110		106,03								
200	110	314,16	219,13	15.708	10.956	31.416	21.913	47.127	32.869	62.832	43.826
	140		160,22								
250	140	490,88	336,94	24.544	16.847	49.088	33.694	73.631	50.540	98.176	67.387
	180		236,41								

Nota: Se ha decidido seleccionar un pistón de un diámetro de 125 mm y una fuerza de 200 Bar, con un vástago de 70 mm de diámetro. HYDBA (2019)

La carrera del pistón es de 30 cm, soporta una fuerza máxima de 250 Bar, posee las dimensiones según las normas ISO 3322 y el caudal que otorga la bomba de 7.1l/min se mantiene a lo largo de todo el circuito, sin considerar las perdidas.

Con estos datos se busca poder calcular las características necesarias. Primero se procederá a calcular el área del pistón A_p , del vástago A_v y la anular A_a , HYDBA (2019).

D_p =Diámetro del pistón [mm]

A_p =Área del pistón [mm²]

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (7)$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot (125 \text{ mm})^2}{4} \quad (8)$$

$$A_p = 12271.8 \text{ mm}^2 \quad (9)$$

Una vez calculada el área del pistón, se procede a encontrar el área del vástago, HYDBA (2019).

$D_v = \text{Diámetro del vástago [mm]}$

$A_v = \text{Área del vástago [mm}^2\text{]}$

$$A_v = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad (10)$$

$$A_v = \frac{\pi \cdot (70 \text{ mm})^2}{4} \quad (11)$$

$$A_v = 3848.4 \text{ mm}^2 \quad (12)$$

Obtenido el resultado, se calcula el área anular, HYDBA (2019).

$A_a = \text{Área anular [mm}^2\text{]}$

$$A_a = \frac{\pi \cdot (D_p^2 - D_v^2)}{4} \quad (13)$$

$$A_a = \frac{\pi \cdot ((125 \text{ mm})^2 - (70 \text{ mm})^2)}{4} \quad (14)$$

$$A_a = 8423.4 \text{ mm}^2 \quad (15)$$

Saber la velocidad de entrada y salida del vástago es importante para asegurar que la prensa hidráulica funcione de manera eficiente. Si la velocidad de entrada o salida del vástago es demasiado lenta o demasiado rápida, puede afectar la capacidad de la prensa para realizar su tarea de manera eficiente. También es importante desde una perspectiva de seguridad. Si la velocidad de entrada o salida del vástago es demasiado alta, puede haber un riesgo de accidentes y lesiones. Por otro lado, siempre que se requiera una velocidad de entrada o salida específica para realizar una tarea que necesite de control, es importante calcular estas velocidades para asegurarse de que la prensa hidráulica pueda realizar la tarea de manera

eficiente y precisa.

■ **Cálculo de velocidad de empuje del vástago.**

Para estos cálculos, se ha basado en las ecuaciones otorgadas por el mismo catálogo del cilindro, HYDBA (2019).

$$Q = \text{Caudal [l/min]}$$

$$A_p = \text{Área del pistón [mm}^2\text{]}$$

$$V_s = \text{Velocidad de empuje del vástago [m/s]}$$

$$V_s = \frac{Q \cdot 1000}{A_p \cdot 60} \quad (16)$$

$$V_s = \frac{7.1 \text{ l/min} \cdot 1000}{12271.85 \text{ mm}^2 \cdot 60} \quad (17)$$

$$V_s = 0.00942 \text{ m/s} \quad (18)$$

■ **Cálculo de velocidad de regreso del vástago**

La velocidad de regreso de vástago se encuentra resolviendo la ecuación (19), HYDBA (2019).

$$Q = \text{Caudal[l/min]}$$

$$A_a = \text{Área anular[mm}^2\text{]}$$

$$V_t = \text{Velocidad de retroceso del vástago [m/s]}$$

$$V_t = \frac{Q \cdot 1000}{A_a \cdot 60} \quad (19)$$

$$V_t = \frac{7.1 \text{ l/min} \cdot 1000}{8423.4 \text{ mm}^2 \cdot 60} \quad (20)$$

$$V_t = 0.01404 \text{ m/s} \quad (21)$$

Una vez que se han determinado los valores de velocidad de entrada y salida del vástago, es esencial calcular los volúmenes en los cilindros. Se tiene dos volúmenes máximos denominados

V_{o1} , volumen cuando el cilindro está totalmente extendido, y también V_{o2} , volumen cuando el cilindro está totalmente contraído. Como se ha mencionado anteriormente, la carrera del vástago es de 30 cm, el área de $A_p = 49087.38mm^2$ y $A_a = 33693.6mm^2$, todos estos datos son necesarios para el cálculo.

- **Cálculo de volumen cuando el cilindro está totalmente extendido.**

Con el objetivo de resolver futuros cálculos, determinar tiempos de salida y retorno del vástago, se procede a resolver la ecuación (22) y (25), Cengel (2006).

$$A_p = \text{Área del pistón [cm}^2\text{]}$$

$$C = \text{Carrea del vástago [cm]}$$

$$V_{o1} = \text{Volumen del cilindro cuando esta totalmente extendido [cm}^3\text{]}$$

$$V_{o1} = A_p \cdot C \quad (22)$$

$$V_{o1} = 122.718 \text{ cm}^2 \cdot 30 \text{ cm} \quad (23)$$

$$V_{o1} = 3681.6 \text{ cm}^3 \quad (24)$$

- **Cálculo de volumen cuando el cilindro está totalmente contraído.**

$$A_a = \text{Área anular [cm}^2\text{]}$$

$$C = \text{Carrea del vástago [cm]}$$

$$V_{o2} = \text{Volumen del cilindro cuando esta totalmente contraido [cm}^3\text{]}$$

$$V_{o2} = A_a \cdot C \quad (25)$$

$$V_{o2} = 84.234 \text{ cm}^2 \cdot 30 \text{ cm} \quad (26)$$

$$V_{o2} = 2527 \text{ cm}^3 \quad (27)$$

Conociendo estos datos, se procede a encontrar el tiempo de carrera del cilindro, este cálculo es crucial para garantizar la eficiencia y productividad del sistema hidráulico de la

prensa. Además, conocer el tiempo de carrera del cilindro permite ajustar la velocidad y la carga de trabajo de la prensa en caso de ser necesario para un futuro, garantizando que se adapten a las necesidades de producción y evitando posibles daños en el sistema.

- **Cálculo de tiempo de avance de vástago.**

Una vez que se han determinado los valores del volumen del cilindro en su posición contraída y extendida, se procede al cálculo del caudal de entrada, Cengel (2006).

$$Q_{in} = \text{Caudal de entrada } [cm^3/s]$$

$$V_s = \text{Velocidad de empuje del vástago } [m/s]$$

$$A_p = \text{Área del pistón } [cm^2]$$

$$Q_{in} = V_s \cdot A_p \quad (28)$$

$$Q_{in} = 0.964 \text{ cm/s} \cdot 122.718 \text{ cm}^2 \quad (29)$$

$$Q_{in} = 118.300 \text{ cm}^3/s \quad (30)$$

Una vez calculado el caudal de entrada, se procede a calcular el tiempo de avance, Cengel (2006).

$$V_{o1} = \text{Volumen del cilindro cuando esta totalmente extendido } [cm^3]$$

$$t_{avance} = \text{Tiempo de avance del pistón } [seg]$$

$$t_{avance} = \frac{V_{o1}}{Q_{in}} \quad (31)$$

$$t_{avance} = \frac{3681.6 \text{ cm}^3}{118.300 \text{ cm}^3/s} \quad (32)$$

$$t_{avance} = 31.11 \text{ seg} \quad (33)$$

- **Cálculo del tiempo de retroceso del vástago**

En este caso, el Q_{in} vendría a ser otro valor, siendo el caudal de entrada el cual fluye por la cámara secundaria del vástago, entonces, se procede a resolver la ecuación (31),

Cengel (2006).

Q_{in} = Caudal de salida [cm^3/s]

V_t = Velocidad de retroceso del vástago [m/s]

A_a = Área anular [cm^2]

$$Q_{in} = V_t \cdot A_a \quad (34)$$

$$Q_{in} = 1.404 \text{ cm/s} \cdot 84.234 \text{ cm}^2 \quad (35)$$

$$Q_{in} = 118.265 \text{ cm}^3/s \quad (36)$$

Encontrado el caudal, se prosigue a resolver la ecuación (37).

V_{o2} = Volumen del cilindro cuando esta totalmente extendido [cm^3]

$t_{retroceso}$ = Tiempo de retroceso del vástago [seg]

$$t_{retroceso} = \frac{V_{o2}}{Q_{in}} \quad (37)$$

$$t_{retroceso} = \frac{2527 \text{ cm}^3}{118.265 \text{ cm}^3/s} \quad (38)$$

$$t_{retroceso} = 21.35 \text{ seg} \quad (39)$$

El último cálculo que se realiza, con respecto al cilindro, es el de la fuerza de avance y retroceso. El cálculo preciso de estas fuerzas es crucial para garantizar el correcto funcionamiento del sistema y evitar posibles fallas o daños en los componentes. Si la fuerza de salida del vástago es demasiado alta, esto puede causar un desgaste excesivo en los componentes internos del cilindro. Por otro lado, si la fuerza de retroceso del vástago es demasiado alta, esto puede provocar un impacto brusco al final de cada carrera del vástago, lo que puede ser perjudicial para las piezas mecánicas y reducir la vida útil del sistema. Cabe recalcar que se

ocupa la misma presión para la alimentación y para el retorno, que es de 200 Bar el máximo que se manejará en el sistema.

- **Cálculo de la fuerza de avance**, Cengel (2006).

$P_1 = \text{Presión de entrada [Pa]}$

$P_2 = \text{Contrapresión generada por el avance [Pa]}$

$A_p = \text{Área del pistón [m}^2\text{]}$

$A_a = \text{Área anular [m}^2\text{]}$

$F_1 = \text{Fuerza de avance [kN]}$

$$F_1 = P_1 \cdot A_p - P_2 \cdot A_a \quad (40)$$

$$F_1 = 2 \cdot 10^7 \text{ Pa} \cdot 0.01227 \text{ m}^2 - 2 \cdot 10^7 \text{ Pa} \cdot 0.00842 \text{ m}^2 \quad (41)$$

$$F_1 = 77 \text{ kN} \quad (42)$$

Calculando la fuerza máxima de avance, cuando el aceite de la cámara secundaria no sea demasiado, se obtiene el siguiente resultado, Cengel (2006).

$P_1 = \text{Presión de entrada [Pa]}$

$A_p = \text{Área del pistón [m}^2\text{]}$

$F_{1max} = \text{Fuerza máxima de avance [kN]}$

$$F_{1máx} = P_1 \cdot A_p \quad (43)$$

$$F_{1máx} = 2 \cdot 10^7 \text{ Pa} \cdot 0.01227 \text{ m}^2 \quad (44)$$

$$F_{1máx} = 245.436 \text{ kN} \quad (45)$$

Esta fuerza es aproximadamente a 25 toneladas-fuerza para el sistema y es la más crítica para la estructura.

- **Cálculo de la fuerza de retroceso**, Cengel (2006).

$P_2 = \text{Contrapresión generada por el avance [Pa]}$

$A_a = \text{Área anular [m}^2\text{]}$

$F_2 = \text{Fuerza de retroceso [kN]}$

$$F_2 = P_2 \cdot A_a \quad (46)$$

$$F_2 = 2 \cdot 10^7 \text{ Pa} \cdot 0.00842 \text{ m}^2 \quad (47)$$

$$F_2 = 168.46 \text{ kN} \quad (48)$$

6.2.2. Selección de mangueras hidráulicas.

Después de que se ha escogido el sistema hidráulico y el pistón, se procede a la selección de las tuberías. Se considera importante elegir las mangueras adecuadas para el sistema, ya que estas son responsables de transportar fluido a través del sistema y ayudar a generar la fuerza necesaria para realizar el prensado de las baldosas. La selección de las mangueras se basará en una tabla de velocidades de fluido en tuberías, donde se categorizan los conductos en tres tipos: de presión, de alimentación y de retorno. A continuación, se analiza las características de cada tipo de conducto y se elige las mangueras que mejor se adapten a las necesidades del sistema hidráulico de la prensa. Se puede visualizar en la tabla 6 la velocidad de fluido recomendado según la presión que se trabaje.

Tabla 6

Tabla de estimación de la velocidad del fluido de acuerdo al tipo de línea.

Velocidad de flujo en tuberías			
Conductos	Velocidad de flujo en m/s		
	Presiones de trabajo en Bar		
	de 0 a 25 Bar	de 25 a 100 Bar	de 100 a 300 Bar
De presión	de 3.0 a 3.5 m/s	de 3.5 a 4.5 m/s	de 4.5 a 6.0 m/s
De alimentación	de 0.5 a 1.0 m/s		
De retorno	de 1.5 a 2.0 m/s		

Nota: Elaborado por autores.

Como se observa en la tabla 6, al trabajar con una presión de 200 Bar, realmente no existe una dependencia con las líneas de alimentación y retorno para este tipo de presiones. Sin embargo, por precaución, se determina un diámetro que no exceda los valores de 6m/s. El caudal se mantiene a lo largo del sistema y como se vio anteriormente, el sistema hidráulico cuenta con uno de 7.1 l/min, a su vez. Se debe considerar que, este es el caudal máximo que se requiere a lo largo de todo el circuito para alcanzar las fuerzas calculadas que se necesita en el cilindro.

■ **Cálculo de diámetro de manguera**

Para lograr encontrar el diámetro interno adecuado para la manguera se procede a la resolución de la ecuación (49), Cengel (2006).

V_{tabla} = Velocidad de flujo recomendada por la tabla [m/s]

$A_{tubería}$ = Área de la manguera [m²]

Q = Caudal; de sistema [m³/s]

$$Q = V_{tabla} \cdot A_{tubería} \quad (49)$$

$$A_{tubería} = \frac{Q}{V_{tabla}} \quad (50)$$

$$A_{tubería} = \frac{1.183 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/s}{3.7 \text{ m/s}} \quad (51)$$

$$A_{tubería} = 3.2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (52)$$

Conociendo el área de la tubería, se procede a reemplazar (52) en (53), Cengel (2006), y de esta manera, se logra encontrar el diámetro en metros y pasarlo a mm.

d = Diámetro interno de la tubería [m]

$$A_{tubería} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (53)$$

$$d = \sqrt{\frac{A_{tubería} \cdot 4}{\pi}} \quad (54)$$

$$d = \sqrt{\frac{3.2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot 4}{\pi}} \quad (55)$$

$$d = 0.006383 \text{ m} \quad (56)$$

Convirtiendo el diámetro a milímetros, se obtiene que $d = 6.38\text{mm}$. Con estos resultados se puede aproximar a que el interior de la manguera debe tener un diámetro de 6.4mm. La manguera seleccionada es de la marca alfagomma Flexor 2SN/25N de ¼ in de código 04 (Alfagomma, 2020), en la tabla 7 se detallan sus características.

Tabla 7

Características de la manguera.

Información general	Detalle
Diámetro externo	15 mm
Diámetro interno	6.4 mm
Presión máxima	400 Bar
Radio mínimo (cable doblado)	100 mm

Nota: Se puede ver que la manguera puede soportar presiones mayores a la del sistema. Elaborado por autores.

6.2.3. Selección de acoples.

Una vez seleccionado el tipo de manguera que se utiliza, y el diámetro de esta, se selecciona los acoples rápidos para estas.

- **Acople rápido hembra en manguera:**

Cada extremo de una manguera suelta tiene un acople hembra. A continuación, en la tabla 8 se podrá observar el tipo de acoples para esta sección y los detalles.

Tabla 8*Acoples para manguera.*

Elemento	Código	Acople rápido	Presión de trabajo
Acople rápido STROBBE ISO A	650.111.0404	1/4"	350 Bar
STROBBE Espiga Megafit Macho NPT 1/4"	100.040.0404	1/4"	-

Nota: En la tabla se puede observar los acoples seleccionados para la manguera suelta que conecta a los elementos. Elaborado por autores.

- **Acople rápido macho:**

Se coloca el acople rápido macho en cada elemento necesario perteneciente al sistema hidráulico. De manera que, las mangueras sueltas se conectan a estos y cerrarán el circuito hidráulico. En la tabla 9, se especifica el tipo de acople rápido seleccionado y su presión de trabajo.

Tabla 9*Acoples para elementos hidráulicos.*

Elemento	Código	Acople rápido	Presión de trabajo
ACOPLE RÁPIDO STROBBE® MACHO ISO A	650.110.0404	1/4"	350 Bar

Nota: El acople macho que se ubicará en la salida de cada elemento perteneciente al sistema hidráulico. Elaborado por autores.

6.2.4. Selección de electroválvula.

Dentro del circuito hidráulico, la electroválvula cumple la función de apagado y encendido para controlar la presión y el flujo del sistema hidráulico. La electroválvula Cetop 3 Centro en tadem, se ha seleccionado debido a que es capaz de controlar el flujo de fluido hidráulico a través de la prensa de manera precisa y confiable, con una presión máxima de operación de 350 Bar, esta válvula puede manejar las demandas de una prensa hidráulica de 25 toneladas y 200 Bar. Además, que en la industria hidráulica ha sido ampliamente utilizada en aplicaciones similares, esto significa que es una válvula confiable y probada en el campo, con una larga vida útil y una buena reputación en términos de rendimiento y durabilidad. En cuanto a los costos, esta realmente tiene un costo razonable en comparación con otras válvulas de control de presión en el mercado. En la tabla 10, se presentan las características de la electroválvula.

Tabla 10*Características de la electroválvula Cetop 3 Tadem.*

Información General	Detalle
Voltaje de alimentación	24 V
Presión máxima	210 Bar
Marca	Hislo
Tipo de centro	Tadem

Nota: Elaborado por autores.

6.3. Cálculo de los elementos de la estructura metálica.

6.3.1. Cálculo y análisis de las columnas.

Las columnas son una parte esencial de una prensa hidráulica porque proporcionan la estructura y la estabilidad necesarias para soportar la carga que se aplica durante el proceso de prensado.

Las vigas utilizadas en el diseño fueron dos, de tipo UPN 320, del material acero A36, esto por el costo económico y también por su facilidad de obtención en el mercado. Para determinar el esfuerzo crítico de pandeo de las columnas, y además establecer que las dimensiones y material seleccionado son los correctos, se procede a resolver las siguientes ecuaciones, McCormac y Csernak (2012).

- **Longitud efectiva.**

$L = \text{Longitud total de la columna [m]}$

$Le = \text{Longitud efectiva [m]}$

$K = \text{Factor de longitud efectiva}$

$$Le = K \cdot L \quad (57)$$

El valor de $K = 2$, se puede observar en Anexo B, McCormac y Csernak (2012).

$$Le = 3.6 \text{ m} \quad (58)$$

- **Radio de giro.**

Se determina el radio de giro a partir de la ecuación (59), Beer (2017).

$r_g = \text{Radio de giro [cm]}$

$I = \text{Inercia del componente [cm}^4\text{]}$

$A = \text{Área del componente [cm}^2\text{]}$

$$r_g = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (59)$$

$$r_g = \sqrt{\frac{597 \text{ cm}^4}{75.80 \text{ cm}^2}} \quad (60)$$

$$r_g = 2.806 \text{ cm} \quad (61)$$

- **Relación de esbeltez.**

Una vez encontrados los valores del radio de giro, se prosigue a resolver la ecuación (62), McCormac y Csernak (2012).

$Rel_{es} = \text{Relación de esbeltes}$

$Le = \text{Longitud efectiva [cm]}$

$r_g = \text{Radio de giro [cm]}$

$$Rel_{es} = \frac{Le}{r_g} \quad (62)$$

$$Rel_{es} = \frac{360 \text{ cm}}{2.806 \text{ cm}} \quad (63)$$

$$Rel_{es} = 128.29 \quad (64)$$

- **Constante de pandeo.**

La expresión presentada en (65) permite realizar una comparación con la relación de

esbeltez y dependiendo de los resultados. Con ella, se procede a calcular la ecuación de esfuerzo de pandeo crítico por flexión, McCormac y Csernak (2012).

$C_p = \text{Constante de columna}$

$E = \text{Módulo de elasticidad [GPa]}$

$S_y = \text{Límite de fluencia [GPa]}$

$$C_p = 4.71 \sqrt[2]{\frac{E}{S_y}} \quad (65)$$

$$C_p = 4.71 \sqrt[2]{\frac{200 \text{ GPa}}{0.250 \text{ GPa}}} \quad (66)$$

$$C_p = 133.219 \quad (67)$$

$$Rel_{es} < C_p \quad (68)$$

■ **Esfuerzo de pandeo crítico por flexión.**

El cálculo del esfuerzo crítico de pandeo por flexión se lleva a cabo mediante la resolución de las ecuaciones (69) y (70), McCormac y Csernak (2012).

$F_c R = \text{Esfuerzo de pandeo a flexión [MPa]}$

$F_e = \text{Esfuerzo de pandeo crítico [GPa]}$

$S_y = \text{Límite de fluencia [GPa]}$

$E = \text{Modulo de elasticidad [GPa]}$

$$F_c R = [0.658 \frac{S_y}{F_e}] S_y \quad (69)$$

$$F_e = \left[\frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{K \cdot L}{r q} \right)^2} \right] \quad (70)$$

$$F_e = \left[\frac{\pi^2 \cdot 200 \text{ GPa}}{\left(\frac{2 \cdot 1.80 \text{ m}}{0.028 \text{ m}} \right)^2} \right] \quad (71)$$

$$F_e = 0.11941 \text{ GPa} \quad (72)$$

Se reemplaza el valor encontrado (72) en la ecuación (69), McCormac y Csernak (2012).

$$F_c R = [0.658^{\frac{0.25}{0.47}}] 0.25 \quad (73)$$

$$F_c R = 200,102 \text{ MPa} \quad (74)$$

Este es el esfuerzo de pandeo crítico que tendría la columna lateral basándose en el material y las dimensiones seleccionadas. Comparando el valor de esfuerzo permisible del material con el valor obtenido mediante método de elementos finitos, específicamente el resultado del análisis de esfuerzos de Von Mises en la columna lateral que da como resultado 86.485 MPa, por lo tanto, se observa que no sobrepasa el límite de elasticidad de 200 MPa, por ende, el pandeo está fuera del valor de ruptura del elemento.

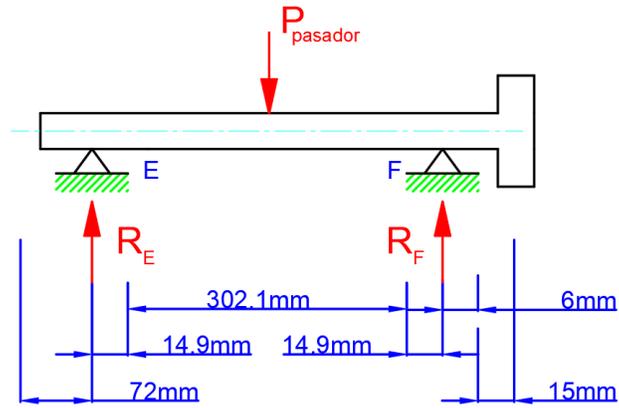
6.3.2. Cálculo en los pasadores.

Se tiene en total 4 pasadores en la estructura, el material que se ha seleccionado para estos, es el acero A36, por ende tiene un esfuerzo de fluencia de 250 MPa. Los 4 pasadores ubicados a la altura de la mesa poseen un diámetro de 30 mm.

A continuación, se calcula el esfuerzo cortante y el factor de seguridad en los pasadores.

Figura 12

Esquema de fuerza en los pasadores al aplicar 25 toneladas sobre la mesa.



Nota: Elaborado por autores.

Para calcular la fuerza total aplicada sobre el pasador, se debe considerar la situación donde se aplique el tonelaje máximo que se reparte a lo largo de la mesa, el peso de la mesa ejercido sobre el pasador, y peso del propio pasador aislado.

Es decir, la fuerza de $P_{pasador}$ se obtiene al realizar una sumatoria de fuerzas, donde se suma el peso muerto del pasador 24.58 N, que son el número de pasadores que sostiene la mesa, 526.57 N y el tonelaje máximo de 245166.25 N para el número de pasadores, que son 4.

$$P_{pasador} = 61842.8 \text{ N} \quad (75)$$

Las reacciones en el pasador que se dan en los soportes, se designan como R_E y R_F . Estas son encontradas al aplicar una sumatoria de fuerzas a lo largo de los ejes en el pasador. Sabiendo que $R_E = R_F$, se obtiene el siguiente resultado.

$$R_E = R_F = 30921.4 \text{ N} \quad (76)$$

■ Cálculo del esfuerzo cortante.

$P_{pasador}$ es la carga aplicada sobre un pasador aislado, en el caso más crítico donde se aplica 25 toneladas sobre la mesa. A continuación se procede a resolver las ecuaciones de esfuerzo cortante, Beer (2017). Sabiendo que el diámetro del pasador es de 30 mm y

su área es de $0.044m^2$ se procede a reemplazar en (77).

$\tau = \text{Esfuerzo cortante en el pasador [Pa]}$

$P_{pasador} = \text{Fuerza aplicada sobre el pasador [Pa]}$

$A = \text{Área del pasador [m}^2\text{]}$

$$\tau = \frac{P_{pasador}}{2 \cdot A} \quad (77)$$

$$\tau = \frac{61842.8 \text{ Pa}}{2(0.044 \text{ m}^2)} \quad (78)$$

$$\tau = 0.7027 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (79)$$

$$\tau = 0.7027 \text{ MPa} \quad (80)$$

El esfuerzo cortante de 0.7027 MPa no supera la resistencia al cortante del material de 250 MPa.

- **Cálculo del esfuerzo de tensión y diámetro del pasador.**

Sabiendo que el material que se ha seleccionado para el pasador también es de acero A 36, con un límite de fluencia de 250 MPa, se procede a calcular el esfuerzo a tensión, Beer (2017), considerando un factor de seguridad para los pasadores de 3.

$\sigma_{tensión} = \text{Esfuerzo de tensión [MPa]}$

$S_y = \text{Límite de fluencia [MPa]}$

$F_{seguridad} = \text{Factor de seguridad}$

$$\sigma_{tensión} = \frac{S_y}{F_{seguridad}} \quad (81)$$

$$\sigma_{tensión} = \frac{250 \text{ MPa}}{3} \quad (82)$$

$$\sigma_{tensión} = 83.33 \text{ MPa} \quad (83)$$

6.3.3. Selección de los pernos que sujetan al cilindro hidráulico.

En cuanto a los pernos se trata, los que están en la parte más crítica son los que sujetan al cilindro hidráulico. Estos deben asegurar que todas las partes de la máquina estén unidas de manera segura y no se deslicen o se separen durante el uso. Si los pernos no son seleccionados adecuadamente, existe un riesgo de falla estructural. Por otro lado, la selección de pernos facilita el mantenimiento y reparaciones de la máquina.

En este caso, los pernos que superan al cilindro estarán expuestos a una carga crítica cuando el cabezal absorbe la fuerza impregnada por el cilindro en la mesa. La fuerza de 25 toneladas se distribuirá en 6 pernos.

$$P_{pernos} = 40861 \quad (84)$$

Las cargas son axiales, basándose en estas se seleccionó los pernos de cabeza hexagonal ISO 4017 M20 con un límite de fluencia de 450 MPa y una tuerca hexagonal ISO 4032 M20. Para saber qué longitud se necesita se procede a calcular con la fórmula (76), Budynas (2008).

$I = \text{Agarre del espesor [mm]}$

$H = \text{Longitud de cabeza de la tuerca [mm]}$

$L_{pernos} = \text{Longitud del perno [mm]}$

$$L_{pernos} > I + H \quad (85)$$

$$L_{pernos} > 78.1 \text{ mm} + 20.3 \text{ mm} \quad (86)$$

$$L_{pernos} > 98.4 \text{ mm} \quad (87)$$

$$L_{pernos} = 110 \text{ mm} \quad (88)$$

Una vez determinada la longitud de los pernos, se procede a la selección de las arandelas, que corresponde a ISO 7089 20M. Habiendo seleccionado los elementos, se procede a calcular el esfuerzo unitario sobre el perno, Budynas (2008).

$\sigma = \text{Esfuerzo unitario [MPa]}$

$P = \text{Fuerza aplicada [MPa]}$

$A = \text{Sección transversal [m}^2\text{]}$

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (89)$$

$$\sigma = 5.66 \text{ MPa} \quad (90)$$

Se puede observar que no se supera el límite de fluencia de 450 MPa, lo que significa que la selección de estos pernos son adecuados para el diseño.

Considerando que los pernos M20 son adecuados bajo la carga crítica, se seleccionó pernos ISO 4017 M30 con un límite de fluencia de 450 MPa para realizar el resto de uniones de columna-vigas para realizar el ensamble de la estructura. Sus conjuntos respectivos son tuercas ISO 4032 M30 y arandelas ISO 7089 M30.

6.3.4. Análisis de la estructura de la mesa.

La mesa se compone de dos vigas en forma de C de 250x100x12 [mm], una placa de 500x500x50.8 [mm], y unos perfiles angulares de dimensiones de 12 mm de espesor. Su función es que sobre ella, se coloque una matriz para el formado de baldosa y el pistón aplique una fuerza de 25 toneladas.

De manera más precisa, la placa de la mesa soporta una carga ejercida por el pistón de 25 toneladas. Dicha carga se distribuirá a lo largo de los elementos, ocasionando que las vigas y la placa estén sometidos a esfuerzo por flexión.

El análisis parte con la identificación de la fuerza aplicada sobre la viga, se debe considerar que al tener dos vigas en el elemento, la fuerza de 25 toneladas se distribuye a lo largo de estas dos.

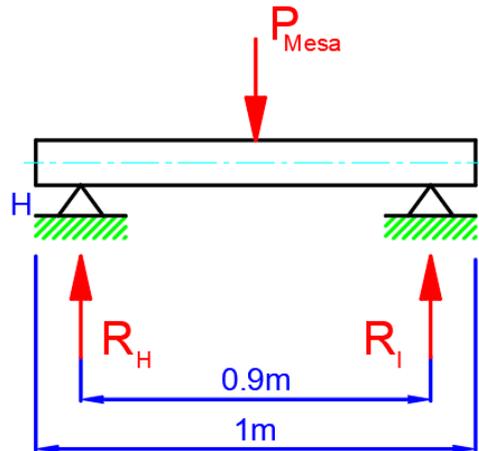
$$P_{\text{mesa}} = 123636.275 \text{ N} \quad (91)$$

■ **Diagrama de cuerpo libre de la mesa.**

En la siguiente imagen se presenta el diagrama de cuerpo libre utilizado para el planteamiento de los esfuerzos.

Figura 13

Diagrama de viga de mesa sobre apoyos



Nota: Elaborado por autores.

Después de determinar la fuerza que se aplica sobre la viga, se requiere calcular las reacciones R_H y R_I . Para ello, se realiza una sumatoria de fuerzas, teniendo en cuenta que R_H y R_I son iguales y tienen el mismo signo. Además, dado que solo actúan tres fuerzas y una de ellas se contrarresta con las otras, se determina la magnitud de R_H y R_I al dividir la fuerza P_{mesa} entre dos.

$$R_H = R_I = 61160.1 \text{ N} \quad (92)$$

■ **Planteamiento de momento de flexión máxima y esfuerzo de flexión.**

Como ya se conoce el valor de las reacciones, se procede a calcular el momento máximo en la mesa, para ello se resuelve la ecuación (93), ver anexo C, Fernández (2015).

$M_{0M} = \text{Momento máximo de la mesa [N} \cdot \text{m]}$

$P_{mesa} = \text{Fuerza aplicada sobre la mesa [N]}$

$L = \text{longitud existente entre apoyos [m]}$

$$M_{OM} = \frac{P_{\text{mesa}} \cdot L}{4} \quad (93)$$

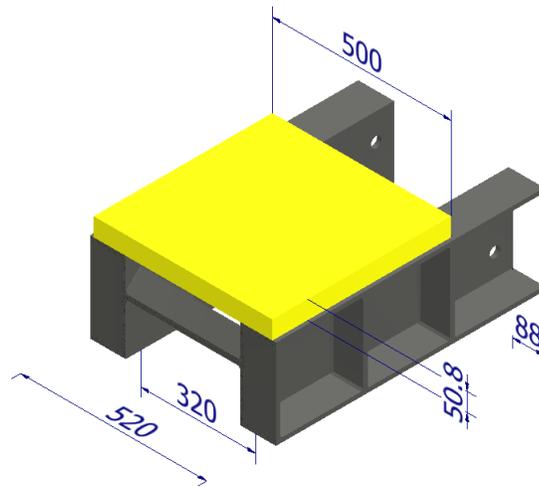
$$M_{OM} = \frac{123636.27 \text{ N} \cdot 0.9 \text{ m}}{4} \quad (94)$$

$$M_{OM} = 27818.2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (95)$$

Al igual que en el cálculo del cabezal, se desconoce del módulo de sección Z del elemento por su geometría compleja. Es por ello que se toma una sección de la mesa, se bosqueja utilizando un software CAD con las mismas medidas de diseño y se procede a encontrar los valores de inercia y los centroides otorgados por el mismo. En la figura 14 y 15 se presentan la sección de la mesa y el bosquejo para el cálculo.

Figura 14

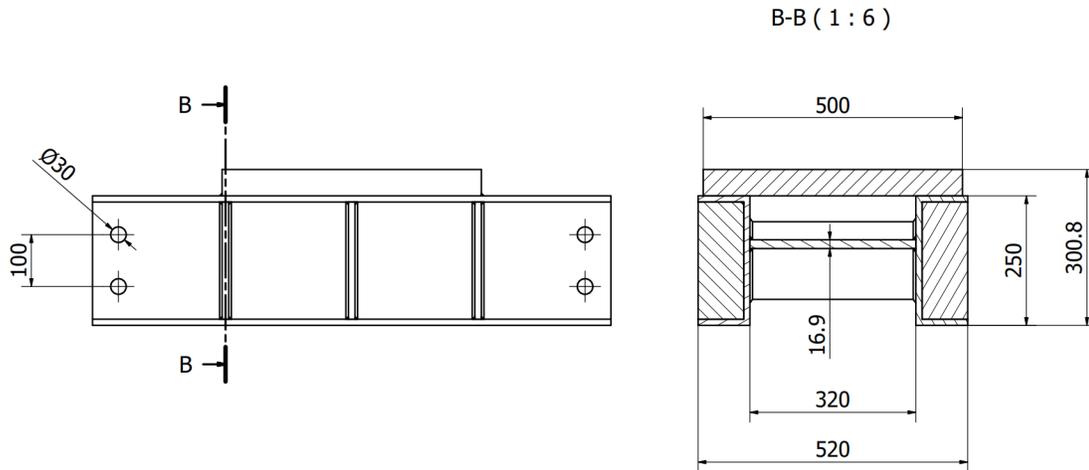
Sección de la mesa.



Nota: Elaborado por autores.

Figura 15

Boceto de sección mesa.



Nota: Elaborado por autores.

Para facilitar cálculos, se ha creado un boceto con las medidas de la sección mostrada en la figura 15 y se puede observar los resultados obtenidos en la tabla 11.

Tabla 11

Características de la sección de la mesa.

Información general	Descripción
Centroide con respecto al boceto en eje X	260 mm
Centroide con respecto al boceto en eje Z	174.122 mm
Momentos de inercia con respecto a los ejes principales Ix	64939.178 cm ⁴
Momentos de inercia con respecto a los ejes principales Iz	282197.887 cm ⁴

Nota: Elaborado por autores.

Una vez realizado el proceso de obtención de datos, se calcula el módulo de sección, Budynas (2008). En este caso, el eje neutro se ubica en el centroide del boceto, por lo tanto, midiendo el extremo más alejado del boceto con respecto al centroide $y_m \dot{a} x = 260 mm$

$Z = \text{Módulo de sección } [cm^3]$

$I_x = \text{Momento de inercia del perfil respecto al eje neutro de la sección } [cm^4]$

$y_{m\acute{a}x} = \text{Distancia del eje neutro de la sección a la partícula más alejada de la misma } [cm]$

$$Z = \frac{I_x}{y_{m\acute{a}x}} \quad (96)$$

$$Z = \frac{64939.178 \text{ cm}^4}{26} \quad (97)$$

$$Z = 2497.66 \text{ cm}^3 \quad (98)$$

Una vez ya se tiene el valor de Z , se obtiene la magnitud máxima del esfuerzo de flexión soportado, Budynas (2008).

$Z = \text{Módulo de sección } [m^3]$

$M_{0M} = \text{Momento máximo de la mesa } [N \cdot m]$

$\sigma_{m\acute{a}x} = \text{Magnitud máxima del esfuerzo de flexión } [MPa]$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{OM}}{Z} \quad (99)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{27818.2 \text{ N} \cdot \text{m}}{2.497 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3} \quad (100)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 11.141 \text{ MPa} \quad (101)$$

$$\therefore \sigma_{m\acute{a}x} = 11.141 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} \quad (102)$$

El esfuerzo de flexión no supera al límite de fluencia del Acero A36, es por ello que se considera aceptable para el diseño.

6.3.5. Análisis estructural del cabezal.

El cabezal es la estructura que se encuentra en la parte superior de la prensa hidráulica, su función es sostener al cilindro con pernos y soportar la fuerza que será absorbida por su estructura. Los materiales de todos los elementos que componen el conjunto son de acero A 36, con un límite de fluencia de 250 MPa.

El análisis parte con la obtención de la fuerza axial generada por el cilindro hidráulico sobre la estructura, después se reconoce el efecto de los conjuntos del cabezal sobre esta fuerza.

El cabezal sostiene al cilindro hidráulico de doble efecto que genera una fuerza, además, que, la placa de 30.1 mm que compone el conjunto del cabezal, produce una fuerza que se contrapone al vector de fuerza generado por el actuador. El peso muerto de la viga también contrarresta el efecto de la fuerza absorbida de 25 toneladas.

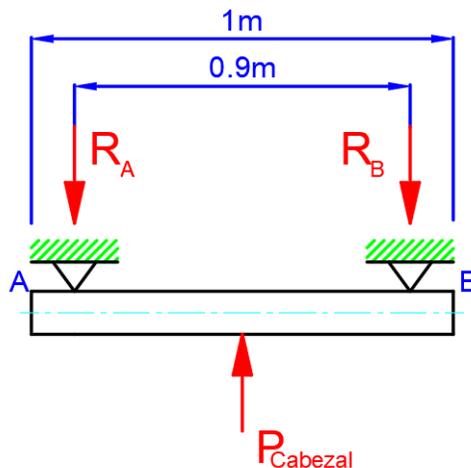
$$P_{\text{cabezal}} = 122320.195 \text{ N} \quad (103)$$

■ Diagrama de cuerpo libre del esquema del cabezal.

A continuación, se podrá visualizar el diagrama de fuerzas en la figura 16.

Figura 16

Fuerza sobre la viga en una situación crítica.



Nota: Elaborado por autores.

RA y RB son las reacciones que se dan en los extremos de la viga en las uniones con los pernos. Los valores de estas reacciones se obtendrán al realizar una sumatoria de fuerzas a lo largo del eje y del elemento. Se debe resolver sabiendo que RA= RB.

$$R_a = R_B = 61160.1 \text{ N} \quad (104)$$

■ **Planteamiento de momento de flexión máxima y esfuerzo de flexión.**

Ahora, conociendo las reacciones, procede a obtener el momento máximo en la viga, ver Anexo C, Fernández (2015).

L =Longitud total de la viga [m]

M_0 =Momento máximo la viga [$N \cdot m$]

$P_{cabezal}$ = Fuerza aplicada sobre el cabezal [N]

$$M_0 = \frac{P_{cabezal} \cdot L}{4} \quad (105)$$

$$M_0 = \frac{122320.195 \text{ N} \cdot 0.9 \text{ m}}{4} \quad (106)$$

$$M_0 = 27522.04 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (107)$$

Además la ecuación de magnitud máxima del esfuerzo de flexión es: Budynas (2008)

$\sigma_{m\acute{a}x}$ =Magnitud máxima del esfuerzo de flexión [MPa]

M =Momento flexionante [$N \cdot m$]

$y_{m\acute{a}x}$ =Distancia del eje neutro de la sección a la partícula más alejada de la misma [cm]

c =Magnitud máxima de $y_{m\acute{a}x}$ [cm]

I =Área de la sección transversal [cm⁴]

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (108)$$

También se puede reescribir la ecuación de la siguiente manera, Budynas (2008).

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = Magnitud máxima del esfuerzo de flexión [MPa]

M = Momento flexionante [$N \cdot m$]

Z = Módulo de sección [m^3]

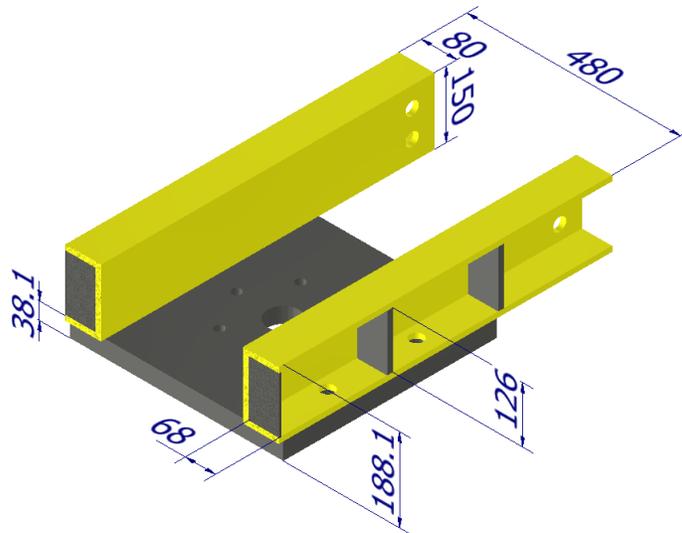
$Z = \frac{I}{c}$, designado como modulo de sección

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{Z} \quad (109)$$

A continuación, se procede al cálculo de la magnitud máxima del esfuerzo de flexión correspondiente a la sección compuesta del cabezal. Dado que la sección no solo está compuesta por las vigas sino también por una placa y los apoyos entre los laterales de la viga, se calcula el momento de inercia de toda la sección compuesta tal como se muestra en las figuras 17 y 18.

Figura 17

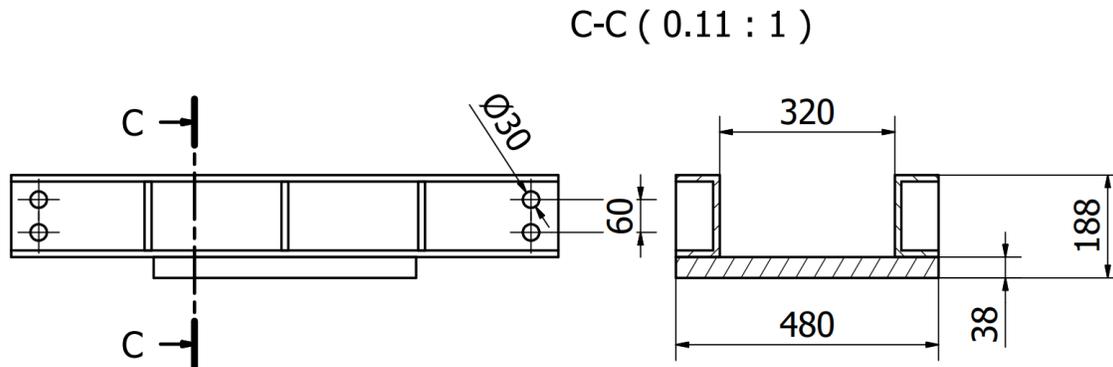
Sección del cabezal.



Nota: Elaborado por autores.

Figura 18

Boceto de Sección cabezal.



Nota: Elaborado por autores.

Para facilitar cálculos, se ha creado un boceto con las medidas de la sección mostrada en la figura 18 y se ha buscado en propiedades, se puede observar los resultados obtenidos en la tabla 12.

Tabla 12

Características de la sección del cabezal.

Información general	Descripción
Centroide con respecto al boceto en eje X	240 mm
Centroide con respecto al boceto en eje Z	72.427 mm
Momentos de inercia con respecto a los ejes principales I _x	13901.97 cm ⁴
Momentos de inercia con respecto a los ejes principales I _z	132392.96 cm ⁴

Nota: Elaborado por autores.

Se desconoce el valor de Z, es por ello que se debe resolver la ecuación (8), Budynas (2008), donde I_x es el momento de inercia del perfil respecto al eje neutro de la sección, mientras que $y_{máx}$ es la distancia del eje neutro de la sección a la fibra más alejada de

la misma. En este caso, el eje neutro se ubica en el centroide del boceto. Por lo tanto, midiendo el extremo más alejado del boceto con respecto al centroide $y_{m\acute{a}x} = 240mm$

$Z = \text{Módulo de sección } [cm^3]$

$I_x = \text{Momento de inercia del perfil respecto al eje neutro de la sección } [cm^4]$

$y_{m\acute{a}x} = \text{Distancia del eje neutro de la sección a la partícula más alejada de la misma } [cm]$

$$Z = \frac{I_x}{y_{m\acute{a}x}} \quad (110)$$

$$Z = \frac{13901.97 \text{ cm}^4}{24 \text{ cm}} \quad (111)$$

$$Z = 579.249 \text{ cm}^3 \quad (112)$$

Reemplazando el valor de la ecuación (10) y (5) en la ecuación (7), Budynas (2008).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{27522.04 \text{ N} \cdot \text{m}}{5.792 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3} \quad (113)$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 47.514 \text{ MPa} \quad (114)$$

$$\therefore \sigma_{m\acute{a}x} = 47.514 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} \quad (115)$$

El esfuerzo de flexión calculado no supera el límite de fluencia del material.

6.4. Elementos finitos de estructura de la prensa hidráulica.

Se considera que la fuerza generada por el cilindro de 25 toneladas y el peso de la mesa pueden generar zonas críticas, ya sea en los pasadores o en la unión de pernos y vigas. Sin embargo, al tener un sistema con múltiples fuerzas interactuando, el cálculo de las deformaciones, esfuerzos, fatiga y factor de seguridad totales puede volverse complicado, esto se debe a que cada fuerza ejerce una influencia diferente en la estructura y, por lo tanto, es

necesario considerar todas las fuerzas y sus interacciones para obtener una evaluación precisa de la resistencia y estabilidad del sistema.

Para hacer frente a esta tarea compleja, se han buscado herramientas y métodos de análisis que permiten evaluar las variables mencionadas de forma precisa, en este caso se utiliza el análisis de elementos finitos mediante el software ANSYS.

- **Esfuerzo de Von Mises.**

El esfuerzo de Von Mises es un esfuerzo equivalente que se utiliza para analizar materiales dúctiles.

El criterio de máxima tensión de Von Mises se basa en la teoría de Von Mises-Hencky, también conocida como teoría de la energía de corte o teoría de la máxima energía de distorsión. Esta teoría establece que un material dúctil empieza a ceder en una localización cuando el esfuerzo de Von Mises alcanza el límite de esfuerzo. En la mayoría de los casos, se utiliza la resistencia a la fluencia como límite de esfuerzo. La ecuación se plantea partiendo de un espacio con un volumen, sometido a esfuerzos en los tres ejes, que se denominaron σ_1 , σ_2 y σ_3 . La ecuación (14) parte de una serie de transformaciones en la fórmula de energía de deformación por unidad de volumen de la tensión. Para casos donde $\sigma' \geq S_y$, se aplica la fórmula (14), Budynas (2008).

$$\sigma_1 = \text{Tensión principal 1 [Pa]}$$

$$\sigma_2 = \text{Tensión principal 2 [Pa]}$$

$$\sigma_3 = \text{Tensión principal 3 [Pa]}$$

$$\sigma' = \text{Esfuerzo de Von Mises [Pa]}$$

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (116)$$

Al considerar el esfuerzo plano, donde existen dos esfuerzos principales diferentes de cero, σ_A y σ_B , se puede obtener una expresión a partir de la ecuación (15).

$$\sigma_A = \text{Esfuerzo principal A [Pa]}$$

$$\sigma_B = \text{Esfuerzo principal B [Pa]}$$

$$\sigma' = \text{Esfuerzo de Von Mises [Pa]}$$

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (117)$$

Cuando $\sigma' = S_y$, $\sigma_A = \sigma_B = \tau$, y se ocupa las componentes tridimensionales x,y,z la ecuación de Von Mises se reescribe como en la ecuación (16), Budynas (2008).

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \text{Esfuerzo total en la dirección } x \text{ [Pa]} \\ \sigma_y &= \text{Esfuerzo total en la dirección } y \text{ [Pa]} \\ \sigma_z &= \text{Esfuerzo total en la dirección } z \text{ [Pa]} \\ \tau_{xy} &= \text{Esfuerzo cortante en la dirección } xy \text{ [Pa]} \\ \tau_{yz} &= \text{Esfuerzo cortante en la dirección } yz \text{ [Pa]} \\ \tau_{xz} &= \text{Esfuerzo cortante en la dirección } xz \text{ [Pa]} \\ \sigma' &= \text{Esfuerzo de Von Mises [Pa]} \end{aligned}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]^{1/2} \quad (118)$$

Y en la situación de tener esfuerzo plano como en (17), Budynas (2008):

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \text{Esfuerzo total en la dirección } x \text{ [Pa]} \\ \sigma_y &= \text{Esfuerzo total en la dirección } y \text{ [Pa]} \\ \tau_{xy} &= \text{Esfuerzo cortante en la dirección } xy \text{ [Pa]} \\ \sigma' &= \text{Esfuerzo de Von Mises [Pa]} \end{aligned}$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (119)$$

Ecuación de diseño de la fluencia, Budynas (2008).

$$\begin{aligned} S_y &= \text{Limite de fluencia [Pa]} \\ n &= \text{Factor de seguridad} \\ \sigma' &= \text{Esfuerzo de Von Mises [Pa]} \end{aligned}$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (120)$$

La teoría de la energía de distorsión predice la resistencia a la fluencia cortante, por medio de la ecuación (78), Budynas (2008).

$$S_y = \text{Limite de fluencia [Pa]}$$

$$\tau_{xy} = \text{Esfuerzo cortante en la dirección } xy \text{ [Pa]}$$

$$\tau_{xy} = 0.5777S_y \quad (121)$$

- **Planteamiento analítico de la estructura para el cálculo de esfuerzo de Von Mises por método de elementos finitos.**

En el cálculo por elementos finitos se basa en tomar varios puntos del volumen de la estructura ubicados en el espacio. Al aplicar la fuerza sobre la superficie, cada punto está expuesto a esfuerzos tridimensionales, y se aplica la ecuación. Si se calcula el esfuerzo de Von mises a partir del esfuerzo de tensión principal, el software aplica la ecuación (14). Se tendrá una matriz que contendrá los valores de σ_1 , σ_2 y σ_3 , suponiendo que se tiene un volumen ubicado en un plano tridimensional, y se aísla un punto determinado **A** como se observa a continuación, ANSYS (2020).

$$A = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix} \quad (122)$$

Por otro lado, si el software estaría calculando el esfuerzo de von Mises a partir de las componentes de esfuerzo, los esfuerzos de tensión sobre el punto representaría de la siguiente manera, ANSYS (2020).

$$A = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (123)$$

Y se calcula con la ecuación (22). ANSYS (2020).

$$\sigma_{xx} = \text{Esfuerzo total en la dirección } xx \text{ [Pa]}$$

$$\sigma_{yy} = \text{Esfuerzo total en la dirección } yy \text{ [Pa]}$$

$\sigma_{zz} = \text{Esfuerzo total en la dirección } zz \text{ [Pa]}$

$\sigma_{xx} = \text{Esfuerzo total en la dirección } xy \text{ [Pa]}$

$\sigma_{yy} = \text{Esfuerzo total en la dirección } yz \text{ [Pa]}$

$\sigma_{zz} = \text{Esfuerzo total en la dirección } xz \text{ [Pa]}$

$\sigma' = \text{Esfuerzo de Von Mises [Pa]}$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{xz}^2)}{2}} \quad (124)$$

Se debe considerar que las dos expresiones dan el mismo valor de tensión equivalente para un estado de tensión.

A continuación, se plantean las ecuaciones para la deformación en el elemento, se espera que por medio del uso de métodos de elementos finitos se resuelva con mayor exactitud.

Sabiendo que la deformación unitaria está descrita por, Budynas (2008):

$\varepsilon = \text{Deformación unitaria [m/m]}$

$E = \text{Modulo de Young [Pa]}$

$\sigma = \text{Esfuerzo [Pa]}$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (125)$$

Una vez encontrado los valores de la deformación unitaria, se procede a ocupar la siguiente ecuación, Budynas (2008), para encontrar la variación longitudinal.

$\delta = \text{Variación longitudinal [m]}$

$L = \text{longitud original [m]}$

$\varepsilon = \text{Deformación unitaria [m/m]}$

$$\delta = \varepsilon \cdot L \quad (126)$$

- **Criterios dentro del mallado del elemento.**

Warping factor, es una de las opciones que se ofrece al realizar la malla en la estructura.

Es uno de los más importantes debido a que indica que calidad tiene la maya formada. Este representa a los componentes cuadriláteros y su valor expresado indica la desviación matemática de un elemento de la maya en su estado normal. Mientras más alto sea el valor, de peor calidad es la malla, a su vez, las formas de las figuras cuadriláteras también se deforman. Se tiene dos tipos de warping a continuación se muestra en la tabla 13 los valores máximos.

Tabla 13

Clasificación de factor de warping según su calidad.

Métrica	Mejor	Peor
Warping factor Shell	0	5
Warping factor brick	0	0.4

Nota: Elaborado por autores.

El factor jacobiano se refiere a la relación entre los nodos del medio de un elemento de malla y una estructura ideal, es decir, mide el alejamiento de los componentes respecto a una figura ideal, representada por el valor 1, considerándose regular hasta un valor de 10.

Element quality tiene un rango entre 0 a 1, el valor de 1 indica un cubo o cuadrado perfecto, por otro lado, el valor de 0 indica que el volumen del elemento tiene un volumen negativo o de cero.

Skewness es una propiedad que está relacionado con la calidad de la malla de la estructura e indica la asimetría que existe entre la maya actual y su forma ideal. En la tabla 14, se muestra la manera en la que se clasifica la malla según el factor de skewness.

Tabla 14

Rango de Skewness y su valoración .

Skewness mesh metrics spectrum					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Nota: Elaborado por autores.

6.4.1. Condiciones de contorno para el análisis por medio de elementos finitos.

Las consideraciones a tener en cuenta para el diseño de la prensa hidráulica son:

- El material a utilizar en la estructura de la prensa es Acero A36 con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa, módulo de elasticidad de 200 GPa, resistencia a la tracción de 400 a 550 MPa y coeficiente de poisson de 0.28.
- Los perfiles laterales son perfil laminado UPN y los perfiles superiores y de la mesa son perfiles estructurales canal U, en tabla 15 se describe las dimensiones de los perfiles mencionados.
- Se toma como referencia las el catálogo de la empresa DIPAC, del cual se tomara las dimensiones disponibles en el mercado.
- Para realizar los cálculos se aplicó una fuerza de $25 T_n = 245166.25 \text{ N}$, en la placa de la mesa, y en la placa donde se encuentra apoyado en pistón, correspondiente a la fuerza de reacción en el caso más crítico.

Tabla 15

Tabla de dimensiones de perfiles.

DIMENSIONES (mm)				
PERFIL	Designacion	h	b	e
Perfil lateral UPN	UPN 320	320	100	14
Perfil Superior U	C 150x80x12	150	80	12
Perfil de mesa U	C 250x100x12	250	100	12

Nota: La tabla presenta las dimensiones de los perfiles ofrecidos por la empresa DIPAC, donde las longitudes se presenta como h para el patín, b el ala y e el espesor del ala. Elaborado por autores.

6.5. Sistema de control de presión para prensa hidráulica de 25 toneladas.

6.5.1. Control para la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas

El control propuesto para la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas es el control por eventos discretos, es decir, verifica el cumplimiento de un evento y continua con el proceso,

esto es utilizado comúnmente en secuencias lógicas o ciclos repetitivos. El control por eventos discreto también permite el uso de actuadores cuyo estado sea 1 o 0 lo que comercialmente ayuda a la reducción de costos, ya que no se necesitara adquirir electroválvulas proporcionales o caudalímetros.

6.5.2. Selección de PLC.

Para el desarrollo de la programación, se ha seleccionado la marca Siemens para el PLC debido a su interfaz amigable con el usuario, facilidad de programación y amplia gama de herramientas, además de permitir la simulación en tiempo real. El software que brinda Siemens para la familia S7 es TIA Portal y en este caso se utiliza la versión 16. Dentro de las categorías de PLC pertenecientes a S7, se encuentran las siguientes opciones: PLC S7-1200, S7-1500, S7-400 y S7-300. Para la correcta selección del PLC de la familia S7, se ha generado una tabla de ponderación con varios parámetros a considerar, ver tabla 16.

Tabla 16

Tabla de priorización para selección de PLC.

Tabla de priorización para selección de PLC				
Factor	S7-1200	S7-1500	S7-400	S7-300
	Calificación	Calificación	Calificación	Calificación
Capacidad de procesamiento	2	3	3	2
Entradas y Salidas	2	3	3	2
Comunicación	3	3	3	3
Durabilidad y fiabilidad	2	3	3	2
Costo	3	1	0	0
Para el tipo de aplicación	3	2	0	1
Simplicidad	3	2	0	1
Total/21	18	17	12	11

Nota: Se puede observar que la opción más factible para el PLC de la prensa hidráulica semiautomática es el PLC Siemens S7-1200 con una calificación de 18/21. Elaborado por autores.

Como se observa en la tabla 16, el controlador lógico programable más factible es el PLC Siemens S7-1200, por su capacidad de procesamiento, su cantidad de entradas y salidas analógicas y digitales, por su comunicación y su precio accesible, cabe recalcar que el PLC

S7-1200 es el más barato a comparación de los demás PLC y brinda las funciones necesarias para la correcta programación y funcionamiento de la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas.

6.5.3. Descripción del PLC seleccionado.

El PLC seleccionado con base en la tabla de priorización es el PLC S7-1200 1212 AC/DC/RLy, 6ES7212-1BD30-0XB0 versión 2.0. En la figura 19 se muestra el PLC seleccionado.

Figura 19

CPU Siemens S7 1200 1212 AC/DC/Rly 6ES7212-1BD30-0XB0.



Nota: Se observa las características físicas del CPU. Siemens (2022).

Para la correcta conexión del PLC S7-1200, se utiliza las especificaciones técnicas del controlador mostradas en la tabla 17.

Tabla 17*Características del PLC S7-1200.*

Información General	Descripción
Voltaje de carga	24 V
Entradas analógicas	2
Entrada de corriente	más 240 mA a 120 V AC
Entrada de voltaje	0 a +10V
Salidas analógicas	4

Nota: Elaborado por autores.**6.5.4. Selección del sensor de presión.**

Una vez escogido el controlador lógico programable, se procede a seleccionar el sensor que medirá la presión en la entrada del cilindro hidráulico, por lo tanto, será necesario un sensor hidráulico con comunicación de 4-20 mA, en este caso, se ha decidido seleccionar el controlador de presión SCPSD-250-14-15. El cual cuenta con una precisión de ± 0.5 por ciento de la escala completa, lo que significa que proporciona mediciones precisas y confiables de la presión en la prensa hidráulica. Por otro lado, este sensor es resistente a las vibraciones y al agua, lo que lo hace adecuado para entornos industriales y para su uso en prensas hidráulicas que pueden ser expuestas a condiciones adversas. A continuación, se describe las características del sensor en la tabla 18 y se puede visualizar al sensor en la figura 20.

Tabla 18*Características del sensor de presión SCPSD-250-14-15.*

Información General	Descripción
Presión de trabajo	0... 250 Bar
Presión de rotura	1200 Bar
Conexión eléctrica	Circular conector M12x1 5 pole
Tipo de salida	0...20 mA
Tiempo de respuesta	10 ms

Nota: Elaborado por autores.

Figura 20

Sensor de Presión Parker SCPSD-250-14-15.



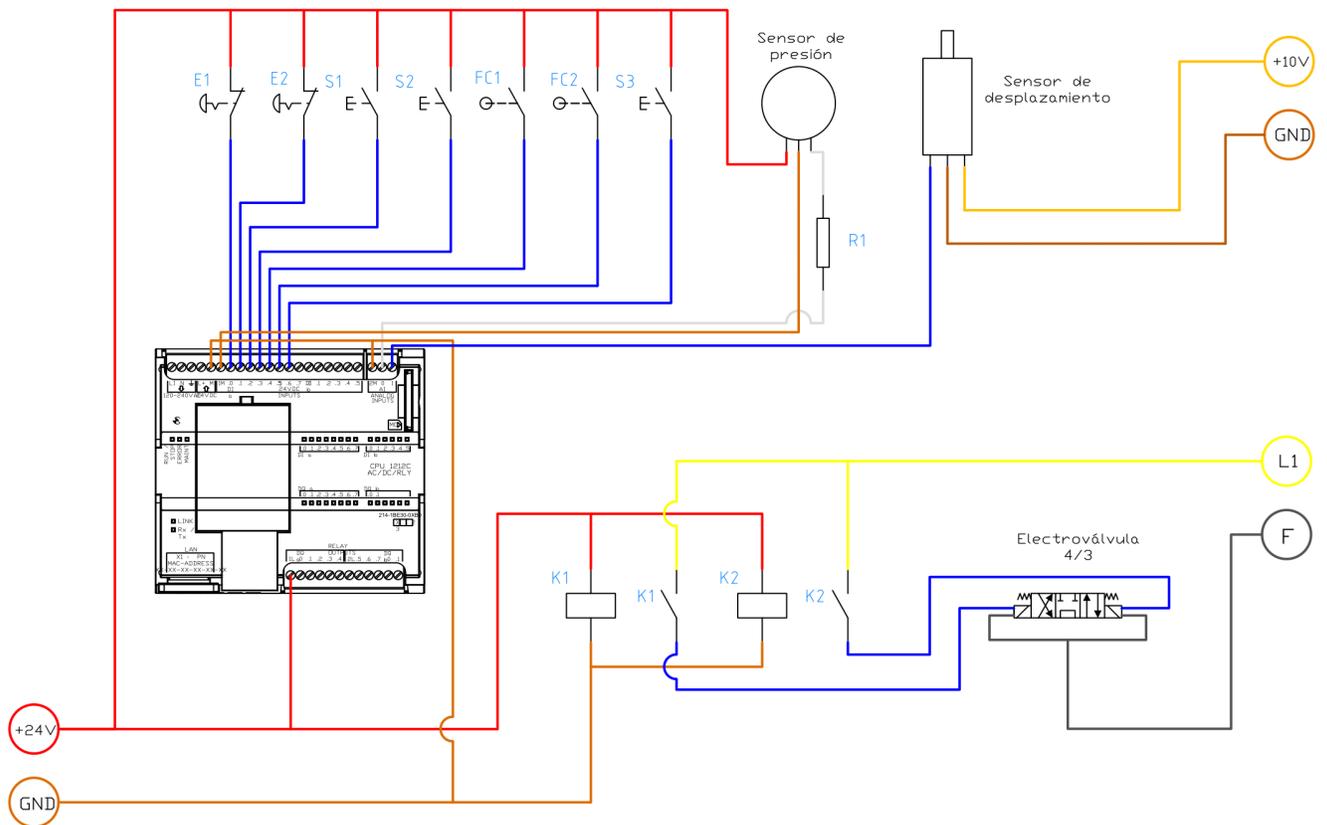
Nota: Vista frontal del sensor de presión. Parker (2023).

6.5.5. Diagrama de conexión para PLC

En la figura 21 se muestra el diagrama de conexión de pulsantes de emergencia, pulsantes de seguridad, sensores, electroválvula, contactores y su respectiva alimentación con el controlador lógico programable. Cabe recalcar que se necesita de 3 fuentes de alimentación: 110V para la electroválvula, 24V el sensor de presión y todos los pulsantes y finalmente 10V para la alimentación del sensor de posición.

Figura 21

Diagrama de conexión PLC.



Nota: Diagrama de conexión del PLC con sensores, electroválvula, fin carreras, pulsantes de emergencia y pulsantes normalmente abiertos. Elaborado por autores.

6.5.6. Variables de Entrada y Salida Utilizadas.

En la tabla 19 se encuentran las variables de entrada y salidas ocupadas dentro de la programación.

Tabla 19*Entradas y salidas analógicas utilizadas.*

Designación de variable	Comentario
Q0.0	Es una salida analógica del PLC activa y apaga a la bobina que activa un estado en la electroválvula, accionando la salida del vástago
Q0.1	Es una salida analógica del PLC activa y apaga a la bobina que activa un estado en la electroválvula, accionando el retorno del vástago
Q0.2	Es la variable de salida que activa el motor de la bomba del sistema hidráulico
I0.0	Es una variable tipo booleana, paro de emergencia
I0.1	Es una variable tipo booleana, paro de emergencia pie
I0.2	Es una variable tipo booleana, pulsante de hombre muerto S1
I0.3	Es una variable tipo booleana, pulsante de hombre muerto S2
I0.4	Es una variable tipo booleana, fin carrera 1 bajo
I0.5	Es una variable tipo booleana, fin carrera 2 alto
I0.6	Es una variable tipo booleana, pulsante de retorno a posición inicial
IW64	Es una variable tipo entera , entrada analogica para la lectura del sensor de presión
IW66	Es una variable tipo entera , entrada analogica para ña lectura del sensor de posición

Nota: En esta tabla se pueden observar los tipos de entradas y salidas utilizadas y su designación. Elaborado por autores.

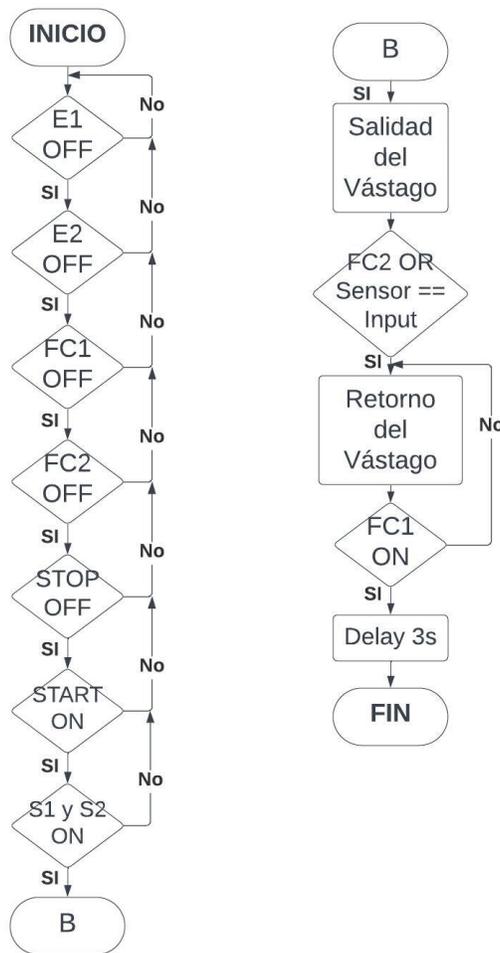
6.6. Programación en Software TIA Portal.

6.6.1. Lógica de programación.

En la figura 22 se indica la representación grafica de la secuencia logica programación, utilizada en el proceso de prensado, tomando en cuenta pulsantes de emergencia, pulsantes de seguridad, sensores, entre otros.

Figura 22

Lógica de programación para secuencia de prensado.



Nota: Donde: "E1" y "E2" son Pulsantes de emergencia 1 y 2, "FC1" "FC2" son Fin carrera 1 y 2, y "S1" "S2" son pulsantes de hombre muerto 1 y 2. Elaborado por autores.

6.6.2. Parámetros de programación.

La programación está basada en la lógica de programación mencionada anteriormente, sin embargo, existen parámetros de funcionamiento y seguridad a considerar:

- Diseñar una secuencia automatizada en la interfaz de prensado, dicha secuencia busca que el pistón alcance la presión necesaria y regrese a su posición de inicio. Alternativamente, en caso de que se detecte la activación del fin de carrera 1, el vástago retornará automáticamente a la posición cero.
- Para que la secuencia de prensado entre en marcha se debe pulsar START y mantener presionados los pulsantes de hombre muerto S1 y S2. En caso de que se suelte uno de los botones, toda la secuencia se detendrá inmediatamente.
- En caso de querer volver al punto inicial, se dispone de un botón físico y digital para activar el retorno del vástago al punto inicial.
- En el entorno de calibración el vástago deberá salir y retornar de forma lenta y de forma continua.

6.6.3. Escalamiento de datos.

El escalamiento de datos es un proceso utilizado en la programación para transformar los valores de una variable a una escala específica. El objetivo principal del escalamiento de datos es normalizar los datos y ponerlos en una misma escala para poder compararlos y analizarlos de manera más efectiva. Cuando se trata de una entrada analógica, la señal de entrada no es fácilmente interpretada. En el caso del software Tia porta, el valor con el que trabaja es entre los 0 a 27648 para procesar la señal.

Es por este motivo que se ha creado funciones para el escalamiento de datos. Al tener un sensor analógico, la señal de entrada que se recibe es de entre 4 mA y 20 mA. Sin embargo, al ser que la entrada analógica del PLC está entre 0 a 10 V, fue necesario la conexión de una resistencia de 5 000 Ohm para la conversión de la corriente a voltaje, para que el PLC procese la señal de entrada. En la ecuación (25) se muestra la ecuación utilizada para determinar el voltaje.

$$\text{Voltaje} = \text{Corriente} \cdot \text{Resistencia} \quad (127)$$

Aplicando la ley de Ohm para el voltaje de entrada mínimo.

$$Voltaje_{m\u00ednimo} = 4 \text{ mA} \cdot 5000 \text{ ohm} \quad (128)$$

$$Voltaje_{m\u00ednimo} = 2 \text{ V} \quad (129)$$

Aplicando la ley de Ohm para el voltaje de entrada m\u00e1ximo.

$$Voltaje_{m\u00e1ximo} = 20 \text{ mA} \cdot 5000 \text{ ohm} \quad (130)$$

$$Voltaje_{m\u00e1ximo} = 10 \text{ V} \quad (131)$$

Es por ello que tambi\u00e9n se realiz\u00f3 un escalamiento de la se\u00f1al de entrada entre los rangos de 2 a 10 V. Con ello, se busc\u00f3 establecer cu\u00e1l era el rango de voltaje m\u00ednimo que se relacionaba con el valor anal\u00f3gico cuando se ten\u00eda una presi\u00f3n de 0 Bar. A continuaci\u00f3n, se puede observar en la ecuaci\u00f3n la regla de tres que se estableci\u00f3 para encontrar dicho valor m\u00ednimo.

$$M\u00ednimo = (27648) \frac{2 \text{ V}}{10 \text{ V}} \quad (132)$$

$$M\u00ednimo = 5530 \quad (133)$$

Sin embargo, por caracter\u00edsticas f\u00edsicas del dispositivo y tambi\u00e9n variables externas que afectan al resultado, se tiene un error de medici\u00f3n. Para reducirlo al m\u00e1ximo se ha realizado varias pruebas con el sensor hasta encontrar el valor de 5300. Una vez normalizada la se\u00f1al anal\u00f3gica, se escal\u00f3 entre los valores de 0 a 60 Bar por el tipo de sensor ocupado para la simulaci\u00f3n, la salida del bloque se almacenar\u00e1 en una variable global de tipo real. A continuaci\u00f3n se podr\u00e1 observar la tabla 20 los escalamientos.

Tabla 20

Escalado de datos en el sensor de presi\u00f3n.

Se\u00f1al	Rangos
Se\u00f1al anal\u00f3gica PLC	0-27648
Voltaje del Sensor de presi\u00f3n	2 V-10 V
Corriente del Sensor de presi\u00f3n	2 mA-40 mA

Nota: En la tabla se puede observar el tipo de se\u00f1ales escaladas y normalizadas. Elaborado por autores.

Por otro lado, se tiene la señal del sensor de desplazamiento, que funciona como un potenciómetro, tiene tres salidas, de las cuales una es de alimentación de voltaje, la otra se conecta a tierra y la última se trata de la señal de lectura que se procesa en el PLC. La señal del sensor se conecta directamente al PLC. Sin embargo, para la lectura e interpretación de desplazamiento, se tuvo que escalar y normalizar los datos.

6.6.4. Interfaz Humano-Máquina.

La interfaz de humano-máquina es aquella herramienta que permite al usuario comunicarse con el sistema informático. Para este diseño, se ha determinado una portada, la cual se presenta en la figura 23, donde se muestra las opciones de Calibración, Configuración de Presión, Prensado y botón de Retorno a Posición Inicial. Además, botones de Home, Inicio de sesión y Apagado.

Figura 23

Portada de Interfaz humano-máquina.



Nota: Portada de HMI con botones de acceso a ventanas de Calibración, Configuración de Presión y Prensado. Elaborado por autores.

6.6.5. En torno de Calibración.

Dentro de la ventana de calibración, como se indica en la figura 24, se encuentran botones que controlaran la forma de avance o retorno del vástago, es decir, los botones de Salida del Vástago y Retorno del Vástago, controlaran el desplazamiento del vástago mediante pulsos, lo cual permite un avance más lento y regulable mediante la válvula de estrangulación. Por otro lado, los botones de Salida rápida del Vástago y Retorno rápido del Vástago, controlarán el desplazamiento del vástago de forma continua, es decir, el desplazamiento será continuo. Para todos los botones que se encuentran en la ventana de calibración se deberá mantener pulsado dicho botón para que el proceso se mantenga, una vez que se deja de pulsar el botón el proceso culmina.

Cabe mencionar que la ventana de Calibración solo tendrá acceso el administrador, ya que es un proceso en el cual el operario no deberá presionar pulsantes de seguridad para permitir la salida y retorno de vástago.

Figura 24

Entorno de calibración.



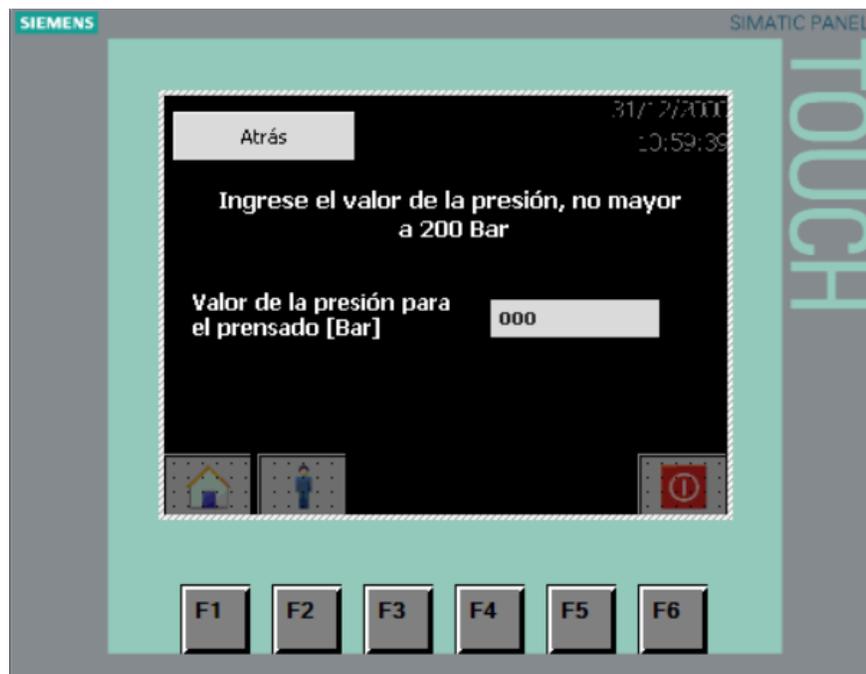
Nota: El entorno de calibración cuenta con botones para salida y retorno del vástago de forma continua y por pulsos, además se indica la posición en la que el vástago se encuentra con respecto a un punto configurado. Elaborado por autores.

6.6.6. Entorno de Configuración de presión.

El entorno de configuración de presión que se visualiza en la figura 25, consta de una entrada numérica en la cual se ingresará el valor de la presión a utilizar en el proceso de prensado, se ha colocado como valor límite 200 Bar, debido a que esta es la capacidad máxima de resistencia a la presión del cilindro hidráulico. Al igual que el entorno de calibración, este necesita de usuario y contraseña para el acceso con el objetivo de evitar que los operarios manipulen la presión.

Figura 25

Entorno de Configuración de Presión.



Nota: La ventana de configuración de Presión consta de una entrada de valores enteros con una restricción de ingreso de valor mayor a 200 Bar. Este valor se utilizará en la ventana de Prensado. Elaborado por autores.

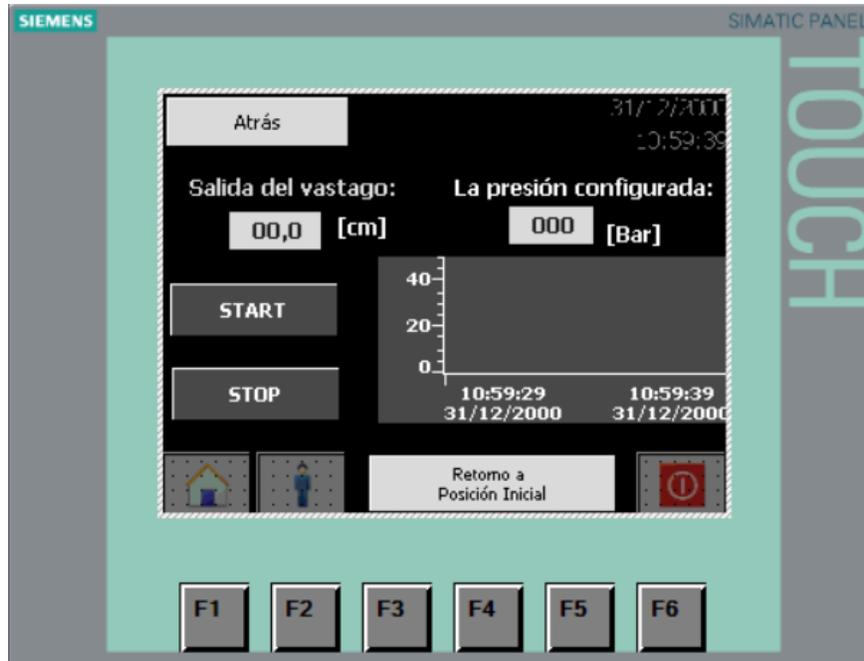
6.6.7. Entorno de Prensado.

El entorno de Prensado consta de tres botones, START para iniciar el proceso de prensado, STOP para detener el proceso y Retorno a Posición Inicial para detener el proceso y retornar el vástago al punto inicial configurado. Además, cuenta con indicadores de desplazamiento

del vástago en centímetros, la presión configurada previamente en Bar, y una gráfica donde se visualiza el comportamiento de la señal de presión del sensor comparada con la presión configurada. Ver figura 26.

Figura 26

Entorno de Prensado.



Nota: El entorno de Prensado consta de tres botones, START para iniciar el proceso de prensado, STOP para detener el proceso y Retorno a Posición Inicial para detener el proceso y retorna el vástago al punto inicial. Elaborado por autores.

6.6.8. Entorno de prueba para programa en TIA Portal, sistema hidráulico y sensores.

Para asegurar que el programa desarrollado funciona correctamente, se armó un prototipo de funcionamiento de la prensa hidráulica mostrada en la figura 27. El circuito comienza por la alimentación generada por la bomba, el flujo va hacia la electroválvula, donde dependiendo de la configuración, el fluido retorna por la descarga o irá hacia el sensor de presión, posteriormente, el fluido se traslada hacia la cámara principal del cilindro hidráulico, permitiendo el desplazamiento del vástago. En la tabla 21 se describe los elementos que componen el prototipo de la prensa hidráulica.

Tabla 21

Elementos que componen el banco hidráulico.

Designación de variable	Descripción
1	Alimentación del sistema hidráulico
2	Electrovalvula de 4/3
3	Sensor de presión
4	Cilindro doble efecto hidráulico
5	Fin carrera
6	Retorno al tanque

Nota: Se observan los elementos utilizados para el sistema hidráulico. Elaborado por autores.

Figura 27

Prototipo de funcionamiento de la prensa hidráulica semiautomática.



Nota: Prototipo funcional de la prensa hidráulica con cilindro hidraulico de presion maxima de 25 Bar. Elaborado por autores.

6.7. Análisis de costos generales para la fabricación de la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.

En este apartado se presentará una cotización estimada para la fabricación de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas diseñada para el prensado de baldosas. El diseño de la estructura, la parte electrónica, la parte de control y el montaje se han completado y se ha establecido una lista de materiales necesarios para la construcción de la máquina. La cotización incluirá los costos de los materiales, la mano de obra, los componentes electrónicos, el transporte y otros gastos adicionales. Se espera que esta cotización sea útil para determinar el presupuesto necesario para la construcción de la prensa hidráulica y para tomar una decisión informada sobre la viabilidad del proyecto.

6.7.1. Costo de la estructura.

En esta sección se analizará el costo de la estructura de la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas diseñada para el prensado de baldosas. La estructura es una parte crítica de la máquina, ya que proporciona la fuerza necesaria para realizar el prensado. El diseño de la estructura se ha completado y se ha establecido una lista de materiales necesarios para su construcción. Además, se presenta una estimación de los costos de los materiales y la mano de obra necesaria para la construcción de la estructura de la prensa hidráulica de manera general. También se incluye los costos de herramientas y equipos necesarios para la fabricación de la estructura incluidos dentro de cada categoría y servicio. Ver tabla 22.

Tabla 22*Costos de la estructura.*

Cantidad	Descripción	Valor total (USD)
1	Placa 50x50 cm en 50 mm	319.64 USD
1	Placa 48x48cm en 38 mm	183.13 USD
4	Perforaciones diam=30mm en plancha 38 mm	8.00 USD
1	Angulo de 20x20cm long=32cm en 12mm	38.63 USD
2	Angulo en 12mm long=60cm+perforaciones de 30mm	89.29 USD
6	Placas 8.8X22.6cm en 12 mm	48.75 USD
6	Placas en 12.6x6.8c, en 12 mm	38.93 USD
2	Canal U (45cm X1 mtr en 12mm+perforaciones de 30mm)	176.36 USD
2	Canal U (31cmx1mrt en 12mm+perforaciones de 30mm)	212.71 USD
6	UPN 320 Long=1.80m+perforaciones	556.46 USD
-	Suelda	86.79 USD
-	Pintura	125.60 USD
-	Mano de obra en el ensamblaje de maquina y elementos de ensamble como pernos	360,00 USD
SUBTOTAL		2264.28 USD
IVA 12%		271.71 USD
TOTAL		2536.99 USD

Nota: Se observan los costos totales de fabricación de manera general, incluyen mano de obra, herramientas y maquinaria que se utilizará de manera general. Elaborado por autores.

6.7.2. Costo del sistema hidráulico.

El sistema hidráulico es un componente crucial de la máquina, ya que es el encargado de generar la fuerza necesaria para realizar el prensado. El diseño del sistema hidráulico se ha completado y se ha establecido una lista de materiales necesarios para su construcción. En este apartado se analizará el costo de los componentes hidráulicos, como las bombas, las válvulas, los cilindros y las tuberías, así como el costo de la mano de obra necesaria para su instalación y ensamblaje. También se incluirán los costos de herramientas y equipos necesarios para el montaje del sistema hidráulico. En la tabla 23 se describe el costo del sistema hidráulico.

Tabla 23*Costos del sistema hidráulico.*

Cantidad	Descripción	Valor total (USD)
1	Cilindro Hidráulico	3221.94 USD
1	Sistema hidráulico	630.32 USD
1	Aceite	53.00 USD
2	Fin carrera	79.08 USD
1	Sensor de presión	438.09 USD
2	Válvula de estrangulación	146.40 USD
1	Subplaca CETOP	36,00 USD
8	Mangueras 1/4	56.71 USD
4	Acoples macho	43.56 USD
4	Acoples hembra	21.77 USD
8	Adaptador de acoples	31.09 USD
	Instalación del sistema hidráulico	100.00 USD
	Total	4857.64 USD

Nota: Elaborado por autores.**6.7.3. Costo del sistema eléctrico.**

El presente apartado se enfoca en el análisis de los costos asociados a los diferentes componentes del sistema eléctrico de la prensa hidráulica de manera general. Entre alguno de los componentes considerados se encuentran el sensor de presión, las electroválvulas, el gabinete eléctrico, el contactor y el PLC Siemens S7-1200. Como se menciona en la tabla 24.

Tabla 24*Costos del sistema eléctrico.*

Cantidad	Descripción	Valor total (USD)
1	PLC	948.00 USD
1	HMI	877.00 USD
1	Transformador	192.14 USD
1	Contactora potencia	60.97 USD
1	Cable 40 metros	119.71 USD
3	Riel DIN	8.46 USD
1	Pulsantes, interruptor luces	322.20 USD
16	Prensa estopa	8.96 USD
	Total	2537.44 USD

Nota: Elaborado por autores.

6.7.4. Costo total del sistema.

Teniendo en cuenta los precios previos de la estructura, el sistema hidráulico y sistema eléctrico, se llevó a cabo un cálculo sumando sus costos, lo que resultó en un costo total de, 9932.07 dólares, como se puede observar en la tabla 25.

Tabla 25

Costos totales de la prensa hidráulica.

Descripción	Valor total (USD)
Costo de la estructura	2536.99 USD
Sistema hidráulico	4857.64 USD
Sistema eléctrico	2537.44 USD
TOTAL	9932.07 USD

Nota: Elaborado por autores.

6.7.5. Comparación de costo total de la prensa hidráulica con prensas hidráulicas existentes en el mercado.

Realizando una sumatoria de los costos totales de la estructura, el sistema hidráulico y el sistema eléctrico, se obtuvo un total de, 9932.07 dólares.

Al comparar este valor con dos máquinas similares del extranjero, tomando en cuenta todos los gastos necesarios de importación al país, se puede determinar la competitividad del producto en el mercado en términos de costos y características. En la tabla 26 se observan los costos de cada máquina.

Tabla 26

Comparación de costos totales con otras prensas hidráulicas.

Maquina	Valor total (USD)
Cuatro Columnas Tres- haz	
Prensa hidráulica 25 toneladas PLC - marca YIHUI	11560 USD
Prensa tipo H 25 toneladas sin PLC Marca- STENHOJ	9775.27 USD
Prensa hidráulica semiautomática para control de presión en el formado de baldosa	9932.07 USD

Nota: Elaborado por autores.

Comparando los precios de estas dos prensas hidráulicas, si se importaran a la ciudad de cuenca Ecuador y los precios de importación no cambiaran, se puede concluir que la prensa hidráulica propuesta es competitiva debido a su costo y robustez, además de contar con control de presión con PLC.

Además, ninguna de las prensas presentadas ofrece un control de presión, únicamente de fuerza, esta característica otorga una ventaja a la prensa hidráulica diseñada.

7. Resultados.

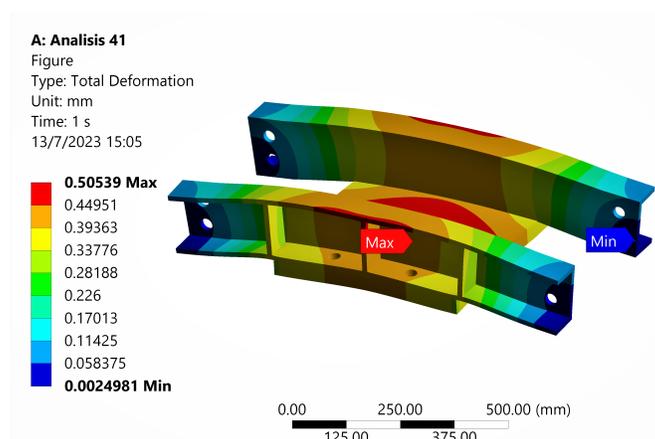
7.1. Resultado método de elementos finitos de estructura de la prensa hidráulica.

7.1.1. Análisis de deformación del cabezal.

Como se observa en la figura 28, la mayor deformación del elemento se ubica en el centro de la placa superior, donde estará colocado el cilindro hidráulico, con una deformación máxima de 0.50539 mm. En el siguiente apartado se realiza el análisis de esfuerzos en el cabezal, para determinar si esta deformación será plástica o se encuentra dentro del rango elástico del material.

Figura 28

Deformación máxima del cabezal.



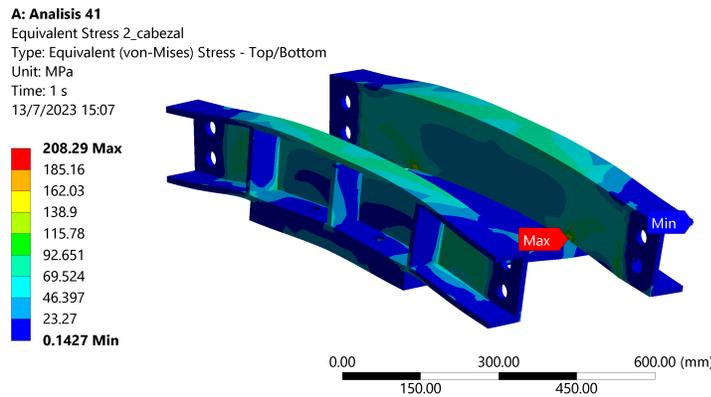
Nota: Elaborado por autores.

7.1.2. Análisis de esfuerzos del cabezal.

En la figura 29 se visualiza el esfuerzo máximo de la estructura del cabezal, que es 208.29 MPa, comparando este valor con el límite de fluencia del material de 250 MPa, se confirma que la deformación se encuentra dentro del rango elástico.

Figura 29

Esfuerzo máximo del cabezal.



Nota: Elaborado por autores.

Se realizó una comparación con los resultados analíticos del esfuerzo y se encontró que estos últimos se encuentran dentro del rango de los resultados obtenidos mediante el análisis computacional. En otras palabras, los resultados obtenidos usando método por elementos finitos son consistentes con los esperados según el análisis teórico realizado previamente.

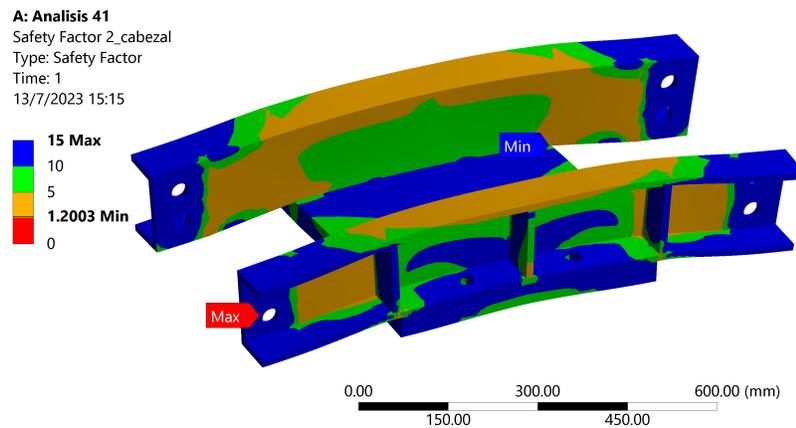
Por otro lado, se puede observar que en la parte donde se ubican los pernos M20 para sostener el cilindro hidráulico, no están expuestos al esfuerzo máximo, siendo que, tampoco se supera el límite de fluencia del material de 450 MPa y, por lo tanto, no llega al fallo del material. Por lo expuesto, se concluye que la selección de pernos es la adecuada para el diseño. Así mismo, en la unión de pernos del cabezal con la columna se genera un esfuerzo aproximadamente de 0.1427 MPa y 23.27 MPa, que también no supera el límite de fluencia de 450 MPa para los pernos M30 seleccionados.

7.1.3. Factor de seguridad del cabezal.

En la figura 30 se indica el factor de seguridad mínimo del cabezal que está ubicado en el contacto entre el perfil U superior y la placa de apoyo del pistón. Este valor mínimo de factor de seguridad es de 1.2003, en el caso más crítico de aplicar una carga de 25 toneladas.

Figura 30

Factor de seguridad.



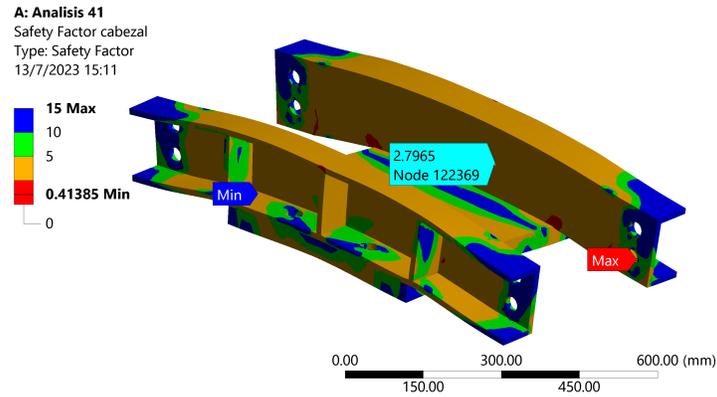
Nota: Elaborado por autores.

7.1.4. Factor de seguridad a la fatiga del cabezal.

En la figura 31 se visualiza el factor de seguridad a la fatiga mínimo del cabezal está ubicado el perfil estructura. Este valor mínimo de factor de seguridad es de 0.41385 dados una vez que se hayan cumplido los 8103 ciclos de trabajo.

Figura 31

Fatiga en el cabezal.



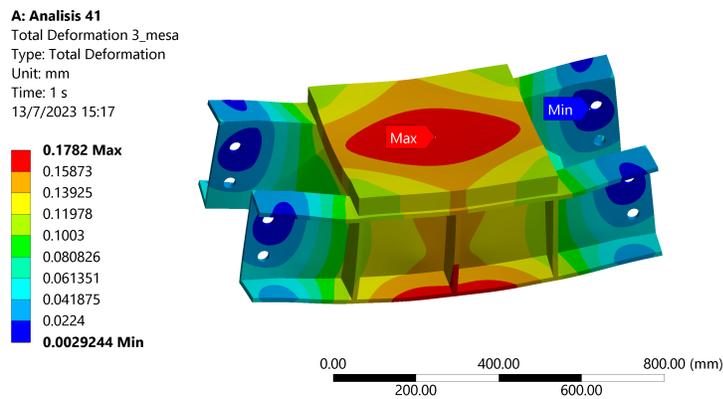
Nota: Elaborado por autores.

7.1.5. Análisis de deformación de la mesa.

En la figura 32 se observa la mayor deformación de la mesa, que se da en el centro de la placa con un valor de 0.17 mm, para saber si la deformación es plástica o elástica, se realizó un análisis de esfuerzos sobre el elemento.

Figura 32

Deformación máxima de la mesa.



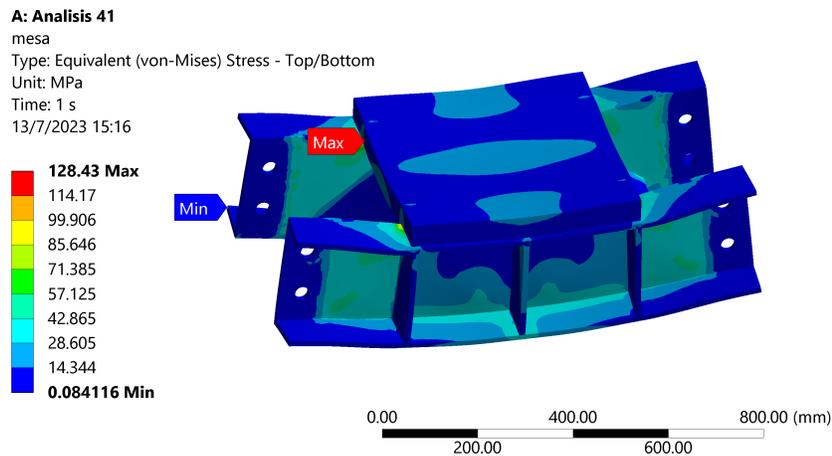
Nota: Elaborado por autores.

7.1.6. Análisis de esfuerzos de la mesa.

Se puede observar que el esfuerzo máximo se encuentra en el valor de 128.43 MPa, ubicado aproximadamente en el centro de la viga, ver figura 33. Comparando el límite de fluencia del material de 250 MPa con el valor del esfuerzo máximo, se confirma que la deformación del cabezal es elástica.

Figura 33

Esfuerzo máximo de la mesa.



Nota: Elaborado los autores.

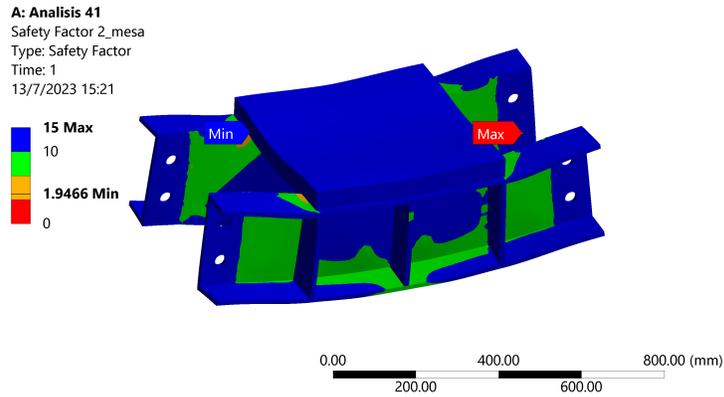
Se llevó a cabo una comparación con los resultados analíticos y se encontró que estos últimos se sitúan dentro del rango de los resultados obtenidos mediante el análisis por elementos finitos. En consecuencia, los resultados analíticos son coherentes con los que se esperaban según el análisis computacional.

7.1.7. Factor de seguridad de la mesa.

Como se visualiza en la figura 34 el factor de seguridad de la mesa mínimo se encuentra en un valor de 1.96466, lo que permite un valor constante de 0.9466 mayor de seguridad. El valor más bajo del factor de seguridad se encuentra entre el contacto de la placa y la viga en forma de U.

Figura 34

factor de seguridad de la mesa.



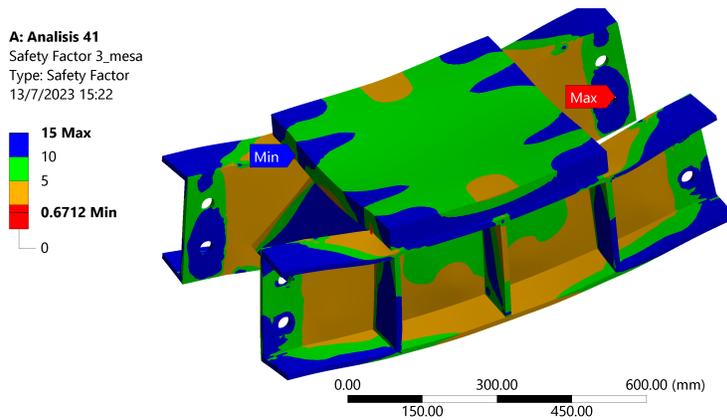
Nota: Elaborado por autores.

7.1.8. Factor de seguridad a la fatiga de la mesa.

En la figura 35 el valor mínimo de factor de seguridad a la fatiga de la mesa es de 0.6712 y se encuentra entre el perfil de la viga en forma de U y la placa, esto debido a que la placa de la mesa recibe constantemente la carga de 25 toneladas.

Figura 35

Fatiga en la mesa .



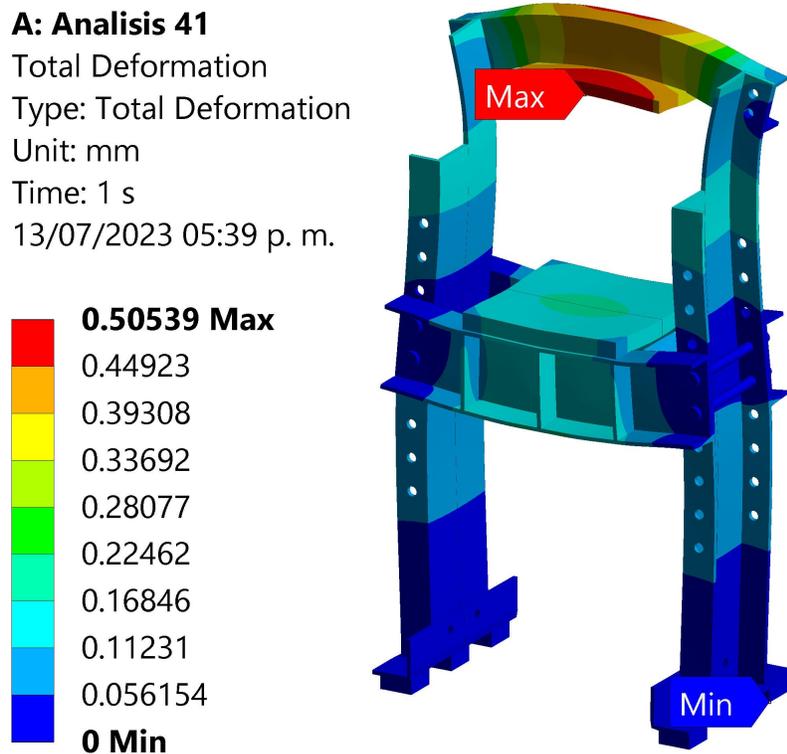
Nota: Elaborado por autores.

7.1.9. Análisis de deformación de la prensa hidráulica.

La mayor deformación se dará en la placa de soporte del pistón ubicado en el perfil estructural U superior, donde estará colocado el cilindro hidráulico, con una deformación máxima de 0.50539 mm, ver figura 36. Para determinar si esta deformación será plástica o se encuentra dentro del rango elástico del material, se debe hacer un análisis de esfuerzos en la estructura.

Figura 36

Análisis de deformación de la prensa hidráulica.



Nota: Análisis de deformación de la prensa hidráulica. Elaborado por autores.

7.1.10. Análisis de esfuerzos de la prensa hidráulica.

En la figura 37 se indica el esfuerzo máximo de la estructura de la prensa hidráulica, que es de 208.29 MPa, ubicado en el contacto entre el perfil estructura U superior y la placa de apoyo del pistón, es decir, un esfuerzo cortante. Sin embargo, analizando el esfuerzo en la

placa de soporte del pistón donde se dio la mayor deformación, este esfuerzo es de 32.916 MPa. Para determinar si el conjunto tendrá una deformación plástica o llegará a la ruptura, se debe comparar el esfuerzo máximo realizado en la prensa con el límite de elasticidad del material, que para toda la estructura de la prensa es Acero A36, con un límite de elasticidad de 250 MPa.

Al comparar el esfuerzo máximo dado en la prensa de 208.29 MPa con el límite de elasticidad del acero A36 de 250 MPa se determina que no existirá una deformación plástica, por lo tanto, tampoco se llegará al fallo del material.

Figura 37

Análisis de esfuerzos de la prensa hidráulica.

A: Analisis 41

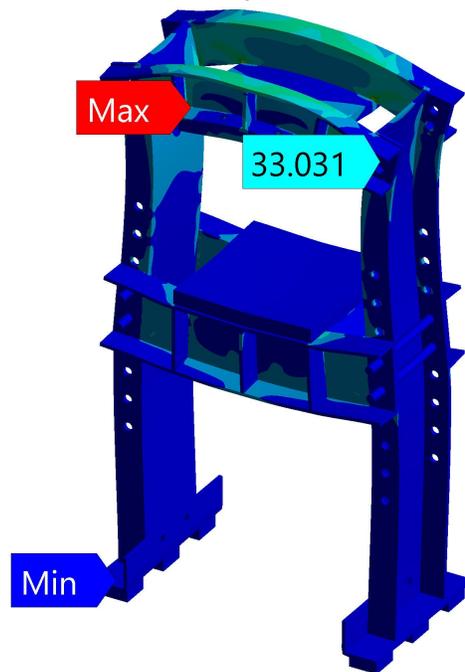
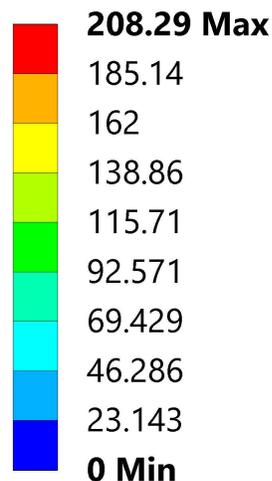
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s

13/07/2023 11:55 a. m.



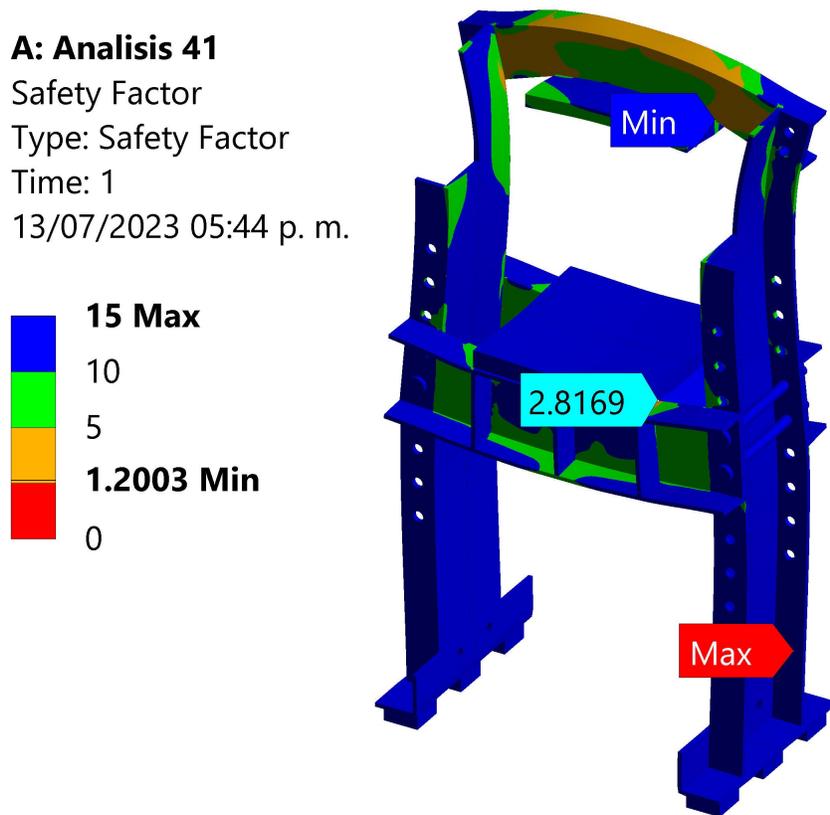
Nota: Analisis de esfuerzos de la prensa hidráulica. Elaborado por autores.

7.1.11. Factor de seguridad de la prensa hidráulica.

Como se detalla en la figura 38, el factor de seguridad mínimo de la estructura de la prensa está ubicado en el contacto entre el perfil estructura U superior y la placa de apoyo del pistón debido a que existe un esfuerzo cortante. Este valor mínimo de factor de seguridad es de 1.2003, lo que quiere decir que resistirá la carga aplicada y un 0.2003 más, además se debe tomar en cuenta que esto se da debido a la fuerza de reacción de 245166.25 N en el caso más crítico, por lo tanto, no se espera llegar hasta ese punto.

Figura 38

Factor de seguridad de la prensa hidráulica.



Nota: Factor de seguridad de la prensa hidráulica. Elaborado por autores.

7.1.12. Factor de seguridad a la fatiga de la prensa hidráulica.

En la figura 39, el factor de seguridad a la fatiga mínimo de la estructura de la prensa está ubicado en el contacto entre el perfil estructura U superior y la placa de apoyo del pistón debido a que existe un esfuerzo cortante. Este valor mínimo de factor de seguridad es de 0.41385 una vez que se hayan cumplido los 8103 ciclos de trabajo.

Figura 39

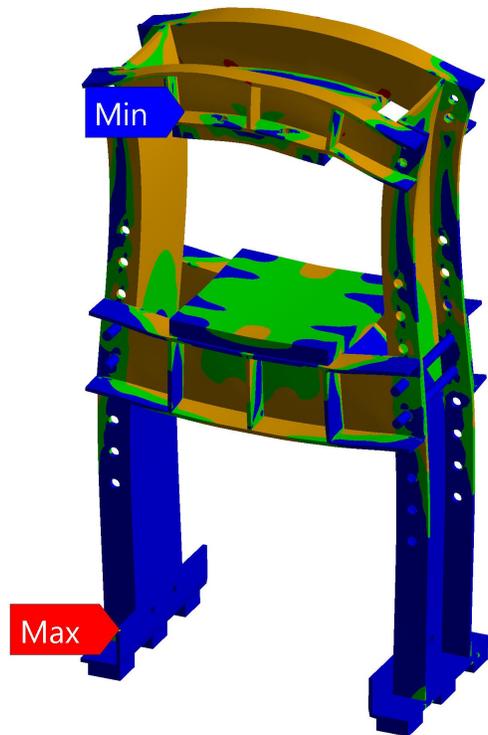
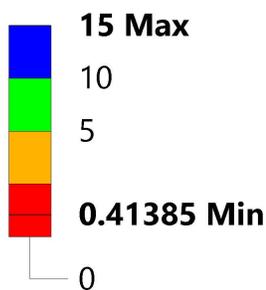
Factor de seguridad a la fatiga de la prensa hidráulica.

A: Analisis 41

Safety Factor

Type: Safety Factor

13/07/2023 05:12 p. m.



Nota: Factor de seguridad a la fatiga de la prensa hidráulica. Elaborado por autores.

7.1.13. Análisis de esfuerzos de Viga y pasadores.

Como se observa en la figura 40, el esfuerzo máximo dado en la viga lateral UPN, es de 86.485 MPa y el esfuerzo máximo de los pasadores es de 15.606 MPa, por lo tanto, comparando con el esfuerzo máximo admisible del material Acero ASTM A36 que es de 250 MPa, las vigas y pasadores no presentan deformaciones plásticas.

Figura 40

Análisis de esfuerzos de Viga y pasadores.

A: Analisis 41

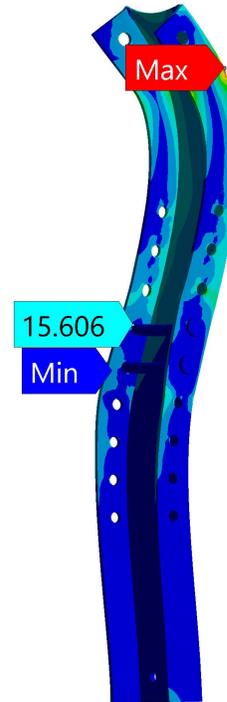
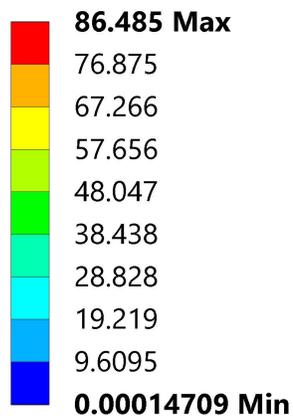
Equivalent Stress_Viga_Pasadores

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1 s

13/07/2023 04:58 p. m.



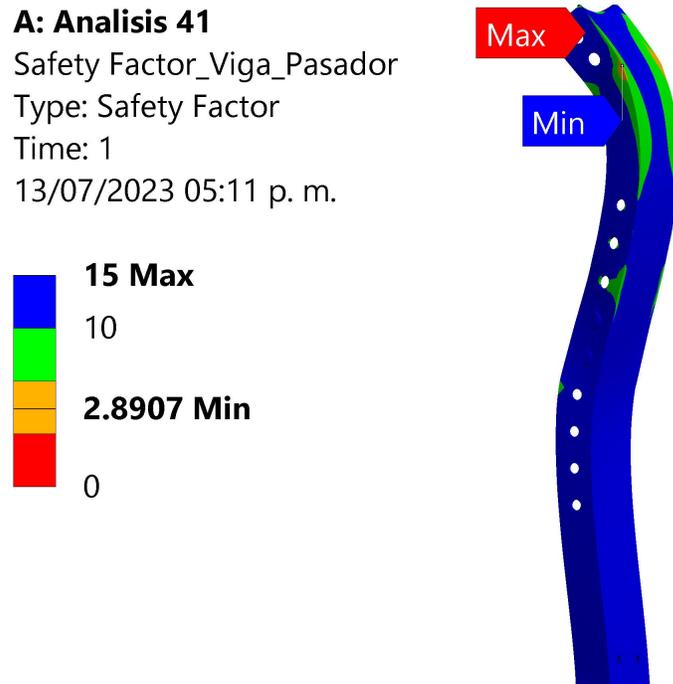
Nota: Análisis de esfuerzos de Viga y pasadores. Elaborado por autores.

7.1.14. Factor de seguridad de Viga y pasadores.

Tomando en cuenta los resultados detallados en la figura 41, el factor de seguridad mínimo entre la viga lateral UPN y los pasadores, es de 2.8907, por lo tanto, tomando en cuenta el esfuerzo máximo que presenta la viga de 86.485 MPa y el factor de seguridad mínimo, se concluye que el dimensionamiento de pasadores y vigas es correcto e incluso un tanto sobredimensionado.

Figura 41

Factor de seguridad de Viga y pasadores.



Nota: Factor de seguridad Viga Pasador de Viga y pasadores. Elaborado por autores.

7.1.15. Conclusión del análisis de la estructura de la prensa hidráulica.

Dadas las cargas aplicadas tanto a la mesa como su reacción en la placa de apoyo del pistón hidráulico, se observa que la mayor deformación y esfuerzos se encuentran entre la placa de apoyo del pistón y el perfil estructural U superior, sin embargo, el esfuerzo no sobrepasa el límite permisible del material, por lo tanto, no habrá deformaciones plásticas ni fallos del material, cabe recalcar que esto sucederá al momento que el pistón hidráulico ejerza una fuerza de 25 Tn y choque contra la mesa, generando una reacción de 25 Tn dirigida hacia la placa de apoyo, es decir en el caso más crítico. Por otro lado, el funcionamiento de la máquina está diseñado para que fuerza ejercida sea en la mesa, ya que ahí se dará el prensado de la materia prima.

7.2. Resultados de la propuesta de control de presión para la prensa hidráulica semiautomática.

El diseño de control de presión ha dado como resultado un óptimo manejo de la presión, gracias a la rapidez en la adquisición de datos de la señal cada 10 milisegundos. Además, se ha constatado que las medidas de seguridad implementadas, tales como los pulsantes en forma de hongo, los pulsantes de hombre muerto y el botón de retorno a la posición inicial, han funcionado correctamente. En consecuencia, se ha logrado garantizar un adecuado nivel de seguridad en el sistema, lo cual es de suma importancia para proteger tanto a los operadores como al equipo utilizado en el proceso. Ver figura 42.

Figura 42

Interfaz de prensado en funcionamiento presentando el resultado del control de presión.



Nota: Elaborado por autores.

7.3. Resultados del diseño de la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas con control de presión para formado de baldosa.

Después de considerar cuidadosamente los parámetros iniciales del dimensionamiento de la prensa hidráulica, incluyendo las medidas antropomórficas, el tonelaje, la presión de trabajo de 200 Bar, la selección del sistema hidráulico y los materiales adecuados, se llevó a cabo el análisis por elementos finitos en el software ANSYS, para garantizar su resistencia y

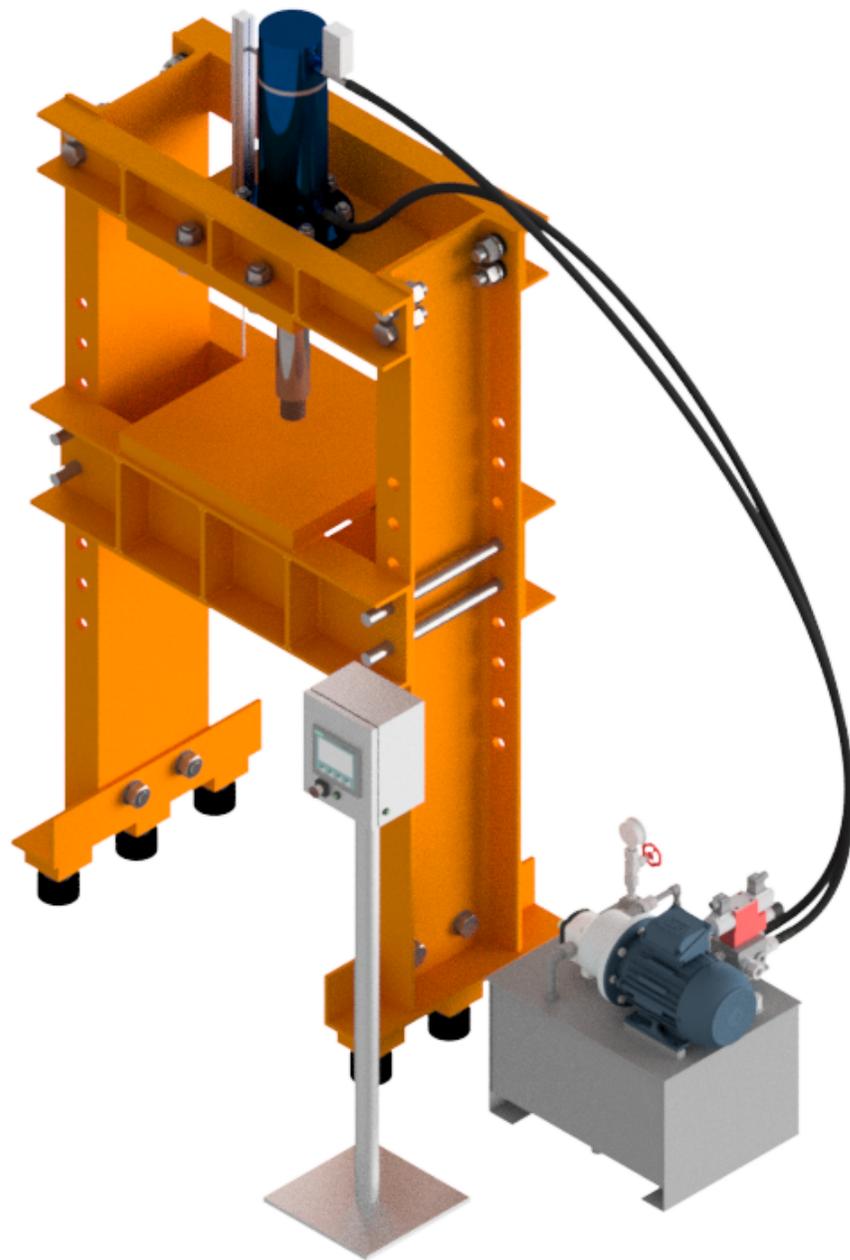
durabilidad.

Además, se diseñó la programación para el control de presión, que incluye la selección del PLC y del HMI, así como el diseño de una interfaz de usuario intuitiva y segura. Se realizó simulaciones y pruebas de control en un banco hidráulico para garantizar la eficacia y precisión del diseño.

Después de completar todas estas etapas del diseño mecánico y de control de presión, se estableció un diseño final que cumpla con todos los requisitos y especificaciones necesarias para una prensa hidráulica de 25 toneladas para el prensado de baldosas. Este diseño final se podrá visualizar en la figura 43, y se espera que proporcione un alto rendimiento y una larga vida útil.

Figura 43

Diseño final de la prensa hidráulica.



Nota: Diseño de la prensa hidráulica semiautomática para el control de presión. Elaborado por autores.

8. Conclusiones.

- Se seleccionó un sistema hidráulico capaz de generar una fuerza sobre la mesa de 25 toneladas.
- Se estableció los parámetros correspondientes para el diseño de la prensa hidráulica. Los cálculos y aplicación de método de elementos finitos realizados para encontrar los esfuerzos distribuidos en los elementos no superaron el límite de fluencia del material seleccionado, además la deformación en todo el conjunto no superó los 0.5 mm. Consecuentemente, se concluye que el diseño estructural es apropiado para su función de prensado aplicando una fuerza de 25 toneladas.
- Se creó interfaces de usuario con contraseña para calibrar y configurar la presión de la máquina, así como una pantalla de secuencia de prensado que permita al usuario operar la prensa de manera segura y efectiva.
- El sistema de control propuesto es un control de eventos discretos. A través de ensayos del programa, se ha confirmado la precisión del control de presión, demostrando que el sistema hidráulico es capaz de suministrar la presión deseada dentro del rango de 0 a 200 Bar.
- Además, se ha obtenido el costo de fabricación de la prensa hidráulica tomando en cuenta los elementos que esta necesita, y se confirmó que la prensa hidráulica es competitiva en términos de costos y mantenimiento.

9. Recomendaciones.

- Se recomienda mantener una velocidad media de avance del vástago para que el control de eventos discretos, controle correctamente la presión, si se tiene velocidades demasiado altas el error de medición aumenta.
- También se recomienda utilizar sensores adicionales para monitoreo de otros parámetros de la prensa, como la temperatura, la velocidad y la fuerza de prensado. Esto puede ayudar a identificar posibles problemas antes de que se conviertan en fallos críticos.
- También realizar pruebas de resistencia periódica en la estructura de la prensa para asegurar de que sigue siendo capaz de soportar la fuerza de 25 toneladas, esto puede incluir pruebas de carga.
- Aunque el sistema de control por eventos discretos es más económico, un sistema de control de presión proporcional, o proporcional-derivativo, puede ayudar a tener una mayor precisión y control en la presión ejercida. Sin embargo, se debe considerar la viabilidad del proyecto para realizar el cambio.
- Se recomienda continuar investigando nuevas tecnologías y realizar mejoras en la eficiencia y seguridad para diseños posteriores de la prensa hidráulica. Esto mantendrá la máquina actualizada y competitiva en el mercado.

Referencias

- Alfagomma. (2020). A complete line of hydraulic hose, fittings & crimpers. En (1020.^a ed.). Kuriyama of America. doi: KHCCA1021
- Amoros, J. (1990). La operación de prensado en la fabricación de pavimentos por monococcion. *Asociación de Investigación de las Industrias Cerámicas (Castellón, España)*. Descargado de <http://boletines.secv.es/upload/199029151.pdf>
- ANSYS. (2020). *Equivalent stress, von mises stress*. diapositivas. Descargado de https://courses.ansys.com/wp-content/uploads/2019/04/1.3.4-Equivalent_-Stress_-rebranded.pdf
- Bails, B. (1802). *Diccionario de arquitectura civil* (E. la imprenta de la viuda de Ibarra, Ed.). Universidad Complutense de Madrid.
- BARBA. (2011). Cálculo y diseño de una prensa hidráulica tipo “c” con capacidad de 20 toneladas.. Descargado de <https://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/10483/17.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Beer, F. P. (2017). *Mecánica de materiales - 7. edición* (7.^a ed.) (n.º 736). McGraw-Hill Educación.
- Budynas, R. G. (2008). *Shigley’s mechanical engineering design* (R. A. del Bosque Alayón, Ed.). McGraw-Hill.
- Cengel, Y. A. (2006). *Mecánica de fluidos : fundamentos y aplicaciones* (1.^a ed.). McGraw-Hill.
- Construmática. (2022). Proceso de fabricación de baldosas cerámicas. *Metaportal de Arquitectura, Ingeniería y Construcción*.
- de Aza Pendas, S. (1964). Defectos de prensado. Descargado de <https://digital.csic.es/bitstream/10261/44266/1/BSECV-16-01-2012-dos.pdf>
- Elalfi, S., Abdelghany, A., y Elbatal., M. (2017). Effect of compaction pressure on the properties of red ceramic tiles. *Construction and Building Materials*, 149, 424-429. doi: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2017.05.017>
- Esclapez, M. D., García-Ten, J., Salvador, M. A., Cháfer, J. L., y Mestre, J. V. (2019). Analysis of the influence of pressure control on the quality of porous ceramic tiles. *Ceramics International*. doi: 10.1016/j.ceramint.2019.02.032.
- Fernández, M. T. (2015, Abril). *Elaboración de fórmulas analíticas y tablas de cálculo para las estructuras metálicas de acero según la normativa eurocódigo 3* (Inf. Téc.). Escola Tècnica Superior d’Enginyeria Industrial de Barcelona.
- Ganipineni, J. R. (2021). Design and optimization of 200 ton h- type hydraulic press. *E3S Web of Conferences*, 309. doi: 10.1051/e3sconf/202130901155

- González, A. (2016, noviembre). Las baldosas cerámicas · clasificaciones comercial y técnica proceso de fabricación el proceso de fabricación y las clasificaciones técnicas. *Instituto de promoción cerámica*. Descargado de <https://www.academia.edu/29976200/Lasbaldosascer>
- González, M. (2013). *Guía de la baldosa cerámica* (5.ª ed.; I. V. de la Edificación, Ed.). Descargado de https://static1.squarespace.com/static/528b85cfe4b030a48afd1efc/t/5499d44ae4b04cede1dfb66d/1419367498929/Guia_baldosa_ceramica+5ª+ediciñ.pdf
- González, E. (2018). *Hidraulica basica* (I. M. de Tecnología del Agua, Ed.).
- Harsle. (2018). Tipos y partes de prensa hidráulica. Descargado de <https://www.harsle.es/Tipos-y-Partes-de-La-Prensa-Hidráulica-id1804286.html>
- Hewitt. (2015). In conceptual physics. En (p. 255–256). Pearson Education.
- Hosford, W. F., y Caddell, R. M. (2011). *Metal forming: Mechanics and metallurgy* (4.ª ed.). Cambridge University Press. doi: 10.1017/cbo9780511976940
- Huaxia, A. (2016). Prensa hidráulica y27 series [Manual de software informático]. Descargado de http://www.ahhxjc.com/info_223.aspx?itemid=168
- HYDBA. (2019). *Cilindros hidraulicos hmdr iso 3320*. Catálogo. Descargado de https://www.hydba.com/wp-content/uploads/2019/10/Cilindros_hidraulicos_HMDR_ISO_3320_Hydba.pdf
- Indotech. (2015). Paper close frame hydraulic press machine, automation grade: Automatic, 220 v [Manual de software informático]. Descargado de <https://www.indiamart.com/proddetail/close-frame-hydraulic-press-machine-12959971873.html>
- Instituto de Tecnología Cerámica. (2011, abril). Procesos de fabricación de baldosas cerámicas. conocimientos básicos. , 5. Descargado de https://issuu.com/itceramica/docs/procesos_fabricacion
- Li, Zhang, Liu, Zhou, y Li. (2016). Effect of processing parameters on the mechanical properties and microstructure of red clay roofing tiles. *Ceramics International*, 42(4), 5029-5036. doi: 10.1016/j.ceramint.2015.12.006
- Mallol, J. (2006). Control y automatización en la industria cerámica, evolución y perspectivas. *Qualicer*. Descargado de <https://www.qualicer.org/recopilatorio/ponencias/pdfs/0611040s.pdf>
- McCormac, J. C., y Csernak, S. F. (2012). *Diseño de estructuras de acero* (5.ª ed.). Pearson Education.
- Menegazzo. (2014). Estudio de las propiedades mecánicas de baldosas cerámicas de gran formato y bajo espesor. *Qualicer*, 1, 2, 3.

- Morano. (2017). Prensa hidráulica de banco 2 columnas 15 tns [Manual de software informático].
- Parker, H. (2023). *Controlador de presión scpsd / scpsd-250-14-15*. Descargado de <https://ph.parker.com/mx/es/product/pressure-controller-scpsd/scpsd-250-14-15>
- Patil, S. S., y Mulla, A. M. (2015). Design and analysis of c-type power press machine. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 4(10), 9467-9472.
- Patil, S. S., y Nandedkar, V. M. (2019). Design and analysis of four column hydraulic press. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 8(3), 1633-1639.
- Proalso. (2019). Clasificación y selección de la baldosa cerámica. *Asociación Profesional Alicatadores Soladore*. Descargado de http://proalso.es/wp-content/uploads/2019/10/M1_web.pdf
- Q.S.Khan. (2018). *Introduction to hydraulic presses y press body*. TANVEER PUBLICATION.
- Real Academia Española. (2021). *Baldosa*. [Recuperado de: <https://dle.rae.es/baldosa>; Accedido el: 20 de noviembre del 2022].
- Riera, G. M. Q. (2016). *Caracterización y análisis de la demanda de productos de cerámica del ecuador en el periodo 2015* (Inf. Téc.). Universidad de Cuenca.
- Siemens. (2022). *Data sheet 6es7212-1bd30-0xb0*. Data sheet. Descargado de <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Product/6ES72121BD300XB0>
- Uche, J. (2002). Simulación y optimización de un horno cerámico monocapa. *Boletín de la Sociedad Española de Cerámica y Vidrio*, 1. Descargado de https://www.researchgate.net/publication/45236268_Simulacion_y_optimizacion_de_un_horno_ceramico_monocapa
- Ullauri, P. R. P. (2019). Memoria técnica de actualización de desarrollo y ordenamiento territorial. Descargado de https://www.cuenca.gob.ec/sites/default/files/planificacion/1_1_DiagnosticoPDOT_PUGS_25_10_2021.pdf
- Zschimmer. (2020). Propiedades físicas y químicas de la cerámica. *ZSCHIMMER SCHWARZ ESPAÑA*.

ANEXOS

Anexo A: Matriz de Consistencia Lógica

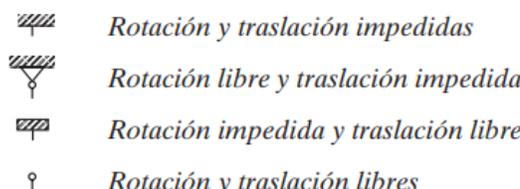
Tabla 27

Matriz de consistencia.

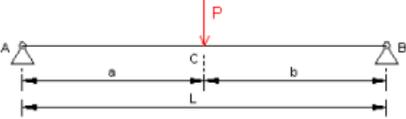
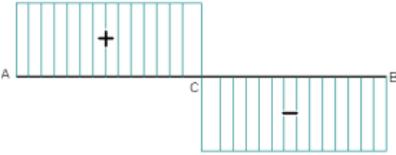
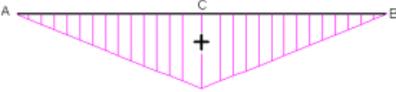
MATRIZ DE CONSISTENCIA				
PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPÓTESIS GENERAL	VARIABLES	MARCO TEÓRICO
¿Cuál es la propuesta de diseño adecuada para una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas?	Proponer el diseño de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	El diseño de la prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas permitirá el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	-VI: Parámetros de diseño. -VD: Diseño de la prensa hidráulica.	Principio de Pascal, antecedentes, comparación de precios, selección de materiales.
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	VARIABLES	MARCO TEÓRICO
¿Es posible analizar el proceso de fabricación de baldosas?	Analizar el proceso de fabricación de baldosas.	Se analizará el proceso de fabricación de baldosas.	-VI: Parámetros de diseño. -VD: Diseño de la prensa hidráulica.	Definición de baldosa, propiedades mecánicas y físicas de la baldosa cerámica, tipos de baldosas y proceso de manufactura de baldosas.
¿Se podrá diseñar una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas?	Diseñar de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	Se diseñará una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	-VI: Parámetros de diseño. -VD: Diseño de la prensa hidráulica.	Tipos de prensas, planos y calculos.
¿Es factible proponer un sistema de control para una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas?	Proponer el sistema de control para una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	Se propondrá un sistema de control en una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	-VI: Parámetros de diseño. -VD: Diseño de la prensa hidráulica.	Software, bloques de funciones en PLC y HMI
¿Se podrá realizar un análisis de costos de implementación de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas?	Realizar un análisis de costos de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	Se realizará un análisis de costos de fabricación de una prensa hidráulica semiautomática de 25 toneladas para el control de presión en el proceso de prensado de baldosas.	-VI: Parámetros de diseño. -VD: Diseño de la prensa hidráulica.	Repuestos y listado de proveedores en la ciudad de Cuenca.

Nota: La matriz de consistencia presentada facilita identificar la relación que existe entre las variables y los objetivos, además de como se relaciona con el marco teórico referencial.

Anexo B: Valores aproximados del valor de longitud efectiva para K.

Tabla 5.1 Valores aproximados del factor de longitud efectiva, K .						
Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo	 <p>  <i>Rotación y traslación impedidas</i>  <i>Rotación libre y traslación impedida</i>  <i>Rotación impedida y traslación libre</i>  <i>Rotación y traslación libres</i> </p>					

Anexo C: Tabla con momentos flectores de viga sobre apoyos simples .

<p>Viga sobre dos apoyos simples con carga puntual en la sección central</p> <p>Esfuerzos aplicados</p>  <p>Diagrama de esfuerzos cortantes</p>  <p>Diagrama de momento flector</p> 	<p>Reacciones $R_A = R_B = \frac{P}{2}$</p>
	<p>Esfuerzos cortantes $T_{AC} = -T_{CB} = \frac{P}{2}$</p>
	<p>Momentos Flectores</p> $M_{AC} = \frac{Px}{2} \quad M_{CB} = \frac{P(L-x)}{2}$ $M_{m\acute{a}x} = M_C = \frac{PL}{4}$
	<p>Ángulos de giro $\theta_A = -\theta_B = \frac{PL^2}{16EI}$ $\theta_C = 0$</p>
	<p>Ecuación de la elástica</p> $w_{AC}(x) = \frac{PL^2x}{16EI} \left(1 - \frac{4x^2}{3L^2} \right)$
	<p>Flecha $\Delta_C = \frac{PL^3}{48EI}$</p>