



FACULTAD DE INGENIERIA.

ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA

MECANICA

DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRAULICA PARA RECICLAR 2500

KG/DIA DE CARTON.

TESIS PARA OPTAR EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO.

AUTOR:

AVILA SANDOVAL LADY CRISTIAN.

ASESOR:

ING. HONORIO ACOSTA, JAIME

LINEA DE INVESTIGACION:

MODELAMIENTO Y SIMULACION DE SISTEMAS ELECTROMECHANICOS

TRUJILLO – PERU

2016.

**“DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRAULICA PARA RECICLAR 2500
Kg/día DE CARTON”.**

.....
Avila Sandoval, Lady Cristian Autor.

**Presentada a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Cesar
Vallejo de Trujillo para obtener el título de Ingeniero Mecánico**

.....
Ing. Salas Ruiz, Jorge Adrián.
Presidente.

.....
Ing. Julca Verastegui; Luis Alberto
Presidente

.....
Ing. Honorio Acosta, Jaime
Vocal

DEDICATORIA.

A dios por haber dado la vida, la salud y la fuerza para lograr mis metas.

A mis padres Ladislao Avila Beltrán y Cristina Sandoval Jara por el apoyo y la confianza en mi persona.

A mis dos abuelos Transito, Eulalia quienes partieron al más allá y sé que desde ahí guían mis pasos para salir adelante.

A mi abuela Carmela.

A los docentes quienes me inculcaron valores y formación para la vida.

AGRADECIMIENTO.

En primer lugar a Dios por haberme dado fortaleza para continuar y por eso dedico este logro a Dios.

A mis padres por haberme brindado su apoyo moral y fraternal durante el transcurso de mi carrera profesional.

A la Universidad Cesar Vallejo y al personal docente de en especial al Ingeniero Luis Julca Verastegui por su constante asesoramiento en la realización de mi trabajo de tesis.

Finalmente agradecer a todas las personas que de alguna manera aportaron para el desarrollo de esta tesis.

DECLARACION DE AUTENTICIDAD.

Yo Lady Cristian Avila Sandoval con DNI N° 44305374, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, noviembre 2016

.....
Avila Sandoval, Lady Cristian

D.N.I. 44305374.

PRESENTACION.

Señores miembros del Jurado:

En cumplimiento del reglamento de grados y títulos de la Universidad Cesar Vallejo presento ante ustedes la Tesis titulada "DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRAULICA PARA RECICLAR 2500 Kg/día DE CARTON", la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico.

El presente trabajo es el resultado de la investigación y cálculos en el área de Ingeniería de Diseño el mismo que pretende encarar con realismo la problemática del prensado de cartón en la nuestra ciudad, por lo que se utilizará una prensa hidráulica accionados por un cilindro hidráulico, un motor eléctrico y una bomba hidráulica.

Este trabajo de investigación tiene como propósito el diseño de una prensa con la finalidad de aumentar la producción de cartón reciclado, y además del cuidado del medio ambiente.

El Autor.

RESUMEN

El presente trabajo describe el modelamiento y análisis estructural en el proceso de diseño de una prensa hidráulica con capacidad de compactación de 2.5 Tm / día de cartón con 08 horas / turno, para la industria del reciclado, en la localidad de la ciudad de Trujillo, del departamento de la Libertad de nuestra Región.

El diseño no falla pues el factor de seguridad del diseño es de 3.5, lo cual garantiza que el sistema resistirá las cargas aplicadas.

Los resultados de la simulación determinan que los esfuerzos a los cuales fueron sometidos fueron superados y asumidos como los esfuerzos máximos de soporte.

Los cálculos de cizallamiento y simulación calculados asumen resistencia de los materiales sobre el 20 Tm deben de ser toleradas por las vigas transversales en donde se encajará el pistón. La Columna 1 acepta una fuerza máxima de 1742 kN, para que no superemos el factor de seguridad y para la columna 2 solo acepta como máximo 1046 kN de fuerza ejercida por la parte superior, en ambos casos para estar dentro de un factor de seguridad de 1.67, y asegurarnos un correcto desempeño de nuestras piezas.

El material ideal encontrado según simulación define a los perfiles ASTM 36, conocido como "perfiles con bajo contenido de carbono".

Las comparaciones de resultados entre los calculados y los encontrados en el mercado (fichas técnicas de fabricante) determinan similitud. El motor eléctrico de referencia de fabricante determina 6.0 HP y los calculados determinan 5.0 Hp.

Palabras claves: modelamiento y análisis estructural, cálculos de cizallamiento, simulación de cálculos de resistencia de los materiales.

ABSTRACT

This paper describes the modeling and structural analysis in the design process of a hydraulic press with a capacity of compaction 2.5 tons / day of cardboard with 08 hours / shift to the recycling industry in the town of Trujillo, Liberty department of our region. The design does not fail because the design safety factor is 3.5, which ensures that the system will withstand the applied loads.

The simulation results determine that the efforts to which they were subjected were overcome and taken as the maximum support efforts.

Calculations assume simulation calculated shear strength of materials on 20 Tm they must be tolerated by the transverse beams where the piston fit. Column 1 accepts a maximum force of 1742 kN, not to overcome the safety factor and for column 2 only accepts a maximum of 1046 kN of force exerted by the top, in both cases to be within a factor of safety 1.67, and ensure proper performance of our parts.

The ideal material found according to ASTM defines simulation profiles 36, known as "profiles with low carbon content".

Comparisons of results between calculated and found on the market (manufacturer's data sheets) determine similarity. The electric engine of 6.0 HP manufacturer determines the calculated and determined 5.0 Hp.

Keywords: modeling and structural analysis, shear calculations, simulation of resistance calculations of materials.

CAPITULO I

I. INTRODUCCION

1.1. Problema de investigación

Realidad problemática

En los últimos años el aumento en la generación de residuos sólidos se ha visto influenciado debido al crecimiento de la industria y el comercio así como del aumento de la tasa de la población quienes han aumentado gradualmente la demanda en materias primas, como productos terminados y las distintas maneras de obtención de energía, lo cual genera un impacto negativo al ambiente como consecuencia del manejo y tratamiento inadecuado que se le da a estos residuos.

Esto representa una problemática a nivel todas las naciones ya que los impactos del mal manejo de los residuos sólidos se reflejan en las alteraciones ambientales que se aprecian en la actualidad, lo cual conlleva a realizar acciones que encaminen a minimizar la presente realidad que vayan de acuerdo al ritmo del desarrollo del Perú.

Por cada tonelada de cartón reciclado, se ahorran 140 litros de petróleo, 50000 litros de agua, dos metros cúbicos de espacio en un vertedero, y 900 kilos de dióxido de carbono, frente a un cartón obtenido de materias primas. El cartón corrugado es la categoría más importante de papeles usados para su reciclaje, con base en el porcentaje de la tasa de recuperación y por tonelaje.

Formulación del problema

¿Cuáles serán las dimensiones y especificaciones de diseño de una prensa hidráulica permitirá reciclar pacas de cartón de 2500Kg/día de cartón en 24 horas de trabajo posibilitando el manejo adecuado de residuos?

Justificación

- Relevancia económica:

La reducción de costos de operación y tiempos de producción al remplazar el uso de prensas mecánicas por las prensas hidráulicas, con su consecuente ingreso monetario por ventas de balas de cartón.

- Relevancia ambiental:

Disminuyendo el nivel de contaminación de los residuos cumpliendo con las normas de Manejo Impacto Ambiental y Control adecuado de residuos, para una mejor calidad de vida.

- Relevancia tecnológica:

La aplicación de la tecnología hidráulica para superar con éxito elevados requerimientos de tonelaje y velocidad de compactación generando un ahorro económico y costos de mantenimiento.

- Relevancia institucional:

Este proyecto es uno de los tantos problemas de capacidades de tonelaje, que existen en las empresas industriales, esparragueras u otras, lo que nos lleva a ultimar que si se aplicaran conceptos de ingeniería, se podría reducir los costos de personal operativo y almacenamiento. Al contar con este tipo de maquinaria, se puede garantizar una reciclaje en masa a menos tiempo y costo, así como material de consulta y referencia.

Antecedentes:

El registro de información local es muy pobre, no se tienen antecedentes regionales formalmente.

- Antecedente Nacional:

□ **Título:** “Diseño y Evaluación de una planta de reciclaje de envases tetra pak a escalas pequeñas”.

Autor(es): Inche Mitma, Jorge

Vergiu Canto, Jorge

Mavila Hinojosa, Daniel

Godoy Martinez, Manuel

Chung Pinzás, Alfonso

Lugar: Universidad Nacional Mayor de San Marcos – Lima - Perú.

Año: 2004

Resumen: El estudio trata sobre el diseño y evaluación de una planta de reciclaje de envases tetra pak a pequeña escala. A partir de la información recopilada, se encontró la ingeniería básica de la planta, incluyendo los aspectos de: diseño del producto, diseño del proceso, diseño de equipos y evaluación económica; a fin de establecer la factibilidad técnica, económica y ambiental para su implementación.

Conclusiones:

- El sector industrial debe impulsar el reciclaje de envases tetra pak para la creación de pequeñas empresas, considerando la disponibilidad de residuos.
- Es necesaria la recuperación de los envases usados de tetra pak por dos razones principales: la contaminación que provocan y el valor económico que representan para el reciclado.
- Al respecto, es conveniente realizar modificaciones en la prensa hidráulica de manera que simultáneamente se pueda comprimir al menos 3 planchas, a fin de garantizar el incremento de la producción.

Objetivos

General

Diseñar una prensa hidráulica para formar pacas de cartón reciclado compactando 2.5 Tn en 24 horas de trabajo.

Específicos:

- Diseñar la estructura de la Prensa Hidráulica utilizando el AutoCAD.
- Realizar los cálculos de esfuerzos individuales de las partes más importantes de la prensa hidráulica.
- Simular el comportamiento frente a fuerzas aplicadas a distintas de la Prensa Hidráulica con Solidworks.
- Comparar con modelos exitosos en el mercado internacional de prensas para cartón reciclado (Prensas BRAMIDAN).
- Realizar un análisis de costos para la fabricación de la prensa para prensar cartón.

1.2. Marco teórico

Con este trabajo de investigación se pretende o se desea fundamentar los conocimientos, definiciones y principios físicos que se pondrán en praxis en el estudio posterior del presente informe. Se dará a conocer en el transcurso del presente marco, una serie de introducciones, conceptos, deducciones e ilustraciones relacionadas con algunos parámetros del reciclaje de cartón, compactación, mecanismos de compactación, sistemas hidráulicos, estructuras metálicas, entre otros elementos de interés para esta investigación. Toda la información mostrada será necesaria para poder justificar procedimientos prácticos ejecutados, así como también para ahondar en los conocimientos ya adquiridos y que son indispensables para el desarrollo del presente trabajo.

El Proceso de Reciclaje.

El reciclaje es el proceso de recolección de ciertos insumos de desecho para la elaboración de nuevos productos es de primera importancia para reducir la contaminación en todo el planeta debido a esto las plantas destinada a desarrollar este proceso ha logrado grandes avances tales como la sustitución de diversos materiales por los reciclados.

La terminología del reciclar también se aplica cuando la vida útil de cierto producto para una determinada función se ha acabado y usamos ese producto para elaborar cosa u objetos diferentes para lo cual fue fabricado. Por ejemplo, cuando una envoltura de una TV lo desechamos, los que dedican a la compra de estos lo reciclan y obtienen otro producto.

Al arrojar la basura, es cuando mezclamos de manera irresponsable unos desechos con otros, se dice, que si no generamos basura, cerca del 92% de los desechos se pueden reciclar de una manera u otra, en cambio, cuando ya generamos la basura, sólo se puede rescatar un 30% de los desechos para reciclarlos.

En la actualidad algunas personas no tomamos a conciencia la contaminación ambiental y por eso que para que exista un buen reciclaje general, cada individuo debe de cooperar en el proceso de separación de residuos para no generar esa basura que no se puede reutilizar tan eficientemente como si la separáramos.

Dentro de los primordiales materiales reciclables, podemos encontrar al Papel, cartón Vidrio, Aluminio y Plástico, y a su vez estos poseen diferentes procesos para llevar acabo su proceso de Reciclaje.

Al reciclar de una manera responsable podemos obtener los siguientes beneficios, entre los cuales tenemos por ejemplo:

- Ahorro de mucha energía a la hora de innovar nuevos productos, por lo que se disminuye las emisiones de CO₂.
- En cada tonelada de papel o cartón que se fabrica, se cortan aproximadamente 170 árboles. Al reciclar una tonelada de papel se salvan unos 15 a 20 árboles.
- Un papel, se puede reciclar hasta 14 veces.

Reciclaje de Papel y Cartón.

Estos productos tanto el papel como el cartón y sus tipos se obtienen de las fibras de celulosa de los árboles. Dichos árboles son un recurso renovable muy valioso. Ya que proveen recreación pasiva, dan oxígeno, y reducen el crecimiento y los efectos nocivos del bióxido de carbono al limpiar el aire que respiramos. Los árboles, por medio de sus sistemas de raíces, estabilizan el nivel del suelo y la erosión del terreno. Además, nos proveen de sombra, reducen los niveles de ruido y son muy importantes en el bienestar psicológico y físico de los seres humanos y de los animales.

- a. **Buena calidad:** Papel para máquinas, de fotocopias, de impresoras láser y computadoras, papel timbrado, entre otros.
- b. **Mala calidad:** revistas, papel en colores, periódicos, cartón, entre otros.

Procedimientos para elaborar Papel Reciclado.

1. La recuperación del papel, cartón empacado en los centros de reciclaje de la ciudad de Trujillo y de otras regiones del Perú son llevados a las plantas recicladoras de cartón y papel en la ciudad de Lima.

2. En un molino, llega el material dónde se mezcla con H₂O, como si fuera una licuadora, a esta mezcla se conoce como pulpa de papel.
3. El siguiente paso es la eliminación del exceso de H₂O de la pulpa y se coloca en un molde.
4. Luego la pulpa de papel se pasa por unos inmensos tanques calientes para ser secado con una textura lisa.



Imagen N° 1. Planta de Producción de Cartón Reciclado – Lurín.

Hidráulica.

Los fluidos confinados son uno de los medios más versátiles para modificar y controlar movimientos y transmitir fuerza y potencia.

Un fluido es cambiante en su forma y se adapta al cuerpo que resiste su impulso, se puede partir en componentes, cada uno de sus componentes realizando el trabajo a su medida y puede ser juntado para trabajar en equipo.

Existen varias leyes que se relacionan entre sí pero unas son más sencillas que otras pero sin embargo, hay una poca orientación en este campo, lo cual hace que muchas industrias y personas no puedan gozar de los beneficios que ofrecen la hidráulica.

En el siguiente ítem se revisan algunas pautas para el diseño y construcción de un circuito hidráulico, sobre todo con la finalidad de hacer conocer mejor la manera como trabajan los sistemas hidráulicos.

Oleohidraulica.

Se puede definir como la rama de la ingeniería mecánica e hidráulica que analiza y a la misma vez estudia el uso de líquidos o fluidos incompresibles (en este caso aceite y por esto el prefijo “óleo”), confinados y bajo presión, para transmitir potencia y trabajo.

El principio de Pascal y sus aplicaciones.

Esta ley nos dice que la presión aplicada en un punto de un fluido hidráulico contenido en un depósito se transmite con el mismo valor a cada una de las partes o componentes del mismo. Este enunciado, obtenido a partir de experimentos realizados por el matemático y físico francés Blas Pascal (1623-1662), se conoce como la ley de Pascal.

La ley de Pascal puede ser analizado como una consecuencia de la ecuación fundamental de la hidrostática y del carácter incompresible de los fluidos.

Aplicaciones Industriales.

Una de la maquinas que se usa en la industria es la prensa hidráulica, usada para embutir, cortar, doblar, perforar, toda clase de materiales y metales. Pueden desarrollar fuerzas tan bajas como 4 Tn para trabajos pequeños, y tan enormes como 1000 ton, para realizar cortes de planchas aceradas de gran calibre.

Una gata hidráulica, es una herramienta que su funcionamiento es simple, es muy confiable, además de ser indispensable para cualquier labor de mantenimiento ya sea en auto.

Las excavadoras hidráulicas, maquinas usadas en la excavación de tierras para construir carreteras, edificaciones, etc. Esta maquinaria pertenece a un segmento del

mercado llamado automotriz por su capacidad de desplazarse por sí misma. Su característica principal es tener un sistema hidráulico complejo.

La prensa hidráulica. Aplicación fundamental.

Una prensa hidráulica forma parte la aplicación fundamental del principio de Pascal consiste, fundamentalmente, en dos cilindros de diferentes áreas comunicados entre sí, los cuales contienen un líquido que puede ser H₂O o aceite.

Cuando sobre el pistón de menor área S₁ se ejerce una fuerza F₁ la presión p₁ que se origina en el fluido hidráulico en contacto con él se transmite íntegramente y de forma instantánea a todo el resto del fluido; por lo tanto, será igual a la presión p₂ que ejerce el líquido sobre el pistón de mayor área S₂, entonces: $p_1 = p_2$, si el área S₂ es veinte veces mayor que la S₁, la fuerza F₁ aplicada sobre el pistón de menor tamaño se ve aumentada por veinte en el émbolo de mayor tamaño.

Una maquina como la prensa hidráulica es simple similar a la pértiga de Arquímedes, que permite ampliar la magnitud de las energías y constituye el soporte de montacargas, prensas, frenos y muchos otros dispositivos hidráulicos de maquinaria industrial.



Imagen N° 2. Prensa Hidráulica.

Limitaciones de la prensa hidráulica.

Rapidez: No se encuentra en la industria ninguna prensa hidráulica que sea tan rápida como una mecánica. Si es que solo importa que la prensa sea rápida y la alimentación sea corta, es mejor una prensa mecánica.

Distancia de carrera: Al colocar un control de termino de carrera con limites electromecánicos, solo se espera una tolerancia de 0 .02", con el control electrónico de carrera (escala lineal) se podrá esperar un tolerancia de 0.015". Muchas prensas pueden ser ajustadas para retroceder en cuanto se ala relevancia de un tonelaje preseleccionado, así resultan las piezas bastante parejas. Si se requiere aún más de una necesidad se puede emplear los topes mecánicos en la maquina hoy en día el sistema "Servo" -hidráulico es un sistema muy preciso y así se minimiza el control sobre la tolerancia, con la garantía de resultados más constantes e iguales. Alimentación: una prensa hidráulica requiere otra fuerza exterior para alimentar la materia prima. **(GUTIERREZ Andrade, 2009)**

1.1.1. Marco Conceptual

La prensa hidráulica universal muestra un sistema en su mayoría de acero, y se utilizan barras, planchas, perfiles y columnas que al unirse entre sí forman un cuerpo rígido ligado entre sí que nos transmiten movimiento. Estos elementos son preparados para el montaje, mediante diferentes procesos como: remachado, punzonado, enderezado. Al poner a interactuar estos componentes se busca dar vigor al sistema para soportar cargas considerables y para resistir diversos tipos de esfuerzos, debe ser capaz de recibir cargas externas, resistirlas internamente y transmitir las a los apoyos.

El cuerpo de la maquina es una de las partes más grandes y fundamentales de la prensa, su objetivo principal es el de tolerar capacidades resultantes de su uso y de su masa propio y darle forma a un cuerpo, de la máquina, de forma tal que su funcionamiento sea optimo y permita un rendimiento de la máquina.

Estructura Isostáticas

Este tipo de estructura son aquellas donde se pueden determinar las resistencias, los trabajos axiales en todas las etapas, al igual que se pueden encontrar las fuerzas normales y momentos torsores y flectores, a partir de las terminos de equilibrio únicamente (ecuaciones de equilibrio de la estática). **(BARBARA Muñoz, 2011)**

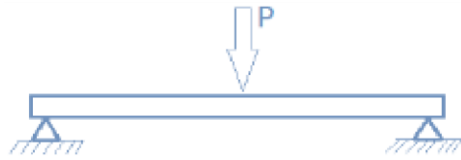


Imagen N° 3. Estructura isostática.

Sistemas Hiperestáticos.

Este sistema se presenta cuando existe una cantidad de fuerzas desconocidas mayor que el número de ecuaciones de equilibrio fijo que se pueden obtener. Las ecuaciones adicionales que son necesarias para dar solución a estas estructuras se consiguen, considerando las deformaciones entre los eslabones y los apoyos. Es muy común hallar que la mayoría de las estructuras presentes en las maquinas son de este tipo ya que tienen un equilibrio estable y en algunos casos representan un menor gasto en cuanto a costos o simplemente por la naturaleza del material.

Cabe resaltar que se requiere de un amplio conocimiento de la estática, al igual que de las propiedades de los elementos como el momento de inercia, áreas de sección transversal y el patrón de elasticidad.

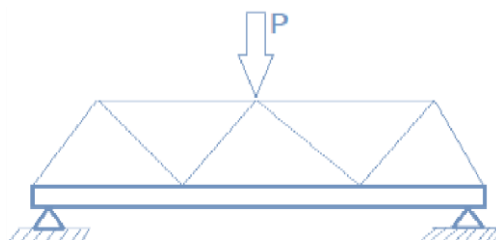


Imagen N° 4. Sistema Hiperestático.

Vigas.

Una viga es un componente estructural rígido, que se sitúa horizontalmente, su función es la de recibir las cargas de los componentes que se montan sobre ella, y de esta manera transmitir las cargas a los elementos estructurales verticales o columnas, de estas a la base y de allí al suelo. Se pueden encontrar contruidos según el uso de

diversos materiales como: el hormigón (pretensado o armado), acero (perfiles normales o compuestos) y de madera. El tipo de material y las medidas dependerán de los esfuerzos a las cuales va ser sometida la estructura. **(BARRENECHEA Medina, 2012)**

Análisis de Vigas.

De manera general la mayoría de estas estructuras están impuestas a soportar cargas perpendiculares a su barra de forma tal que se presentan esfuerzos internos de flexión y cortantes en la viga. Una deformación de una viga se suele formular desde la posición no deformada, es decir se mide desde el plano neutro de la viga forzada hasta la posición original de esta. Para el análisis de vigas se puede proceder de la siguiente manera:

Primeramente se debe hacer un análisis de las cargas que interviene sobre la viga, para esto es obligatorio realizar el diagrama de cuerpo libre de esta, que consiste en una representación clara de las condiciones y tipos de cargas a la que está forzada la viga: Una vez teniendo el sistema de cargas ya definido se procede a obtener mediante cálculos las reacciones en los apoyos por las ecuaciones de la estática. **(GUTIERREZ Andrade, 2009)**

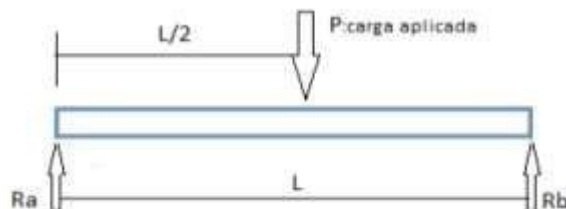


Imagen N° 5. Diagrama de Cuerpo Libre.

1. Utilizando formulas físicas se calcula la fuerza cortante máxima que soporta la viga en un punto determinado, debido a carga aplicada.
2. Luego se realizara el análisis del momento flector máximo aplicado en la viga.
3. En última instancia se calculan los esfuerzos normales causados por la flexión y se determina el factor de seguridad correspondiente.

$$\sigma_{flexion} = \frac{M_{R-C}}{I}$$

Apoyos.

Las diferentes estructuras existentes, presentan apoyos, que son los elementos que le proporcionan la estabilidad y soporte al sistema y por lo general se encuentran en los cantos o muy cerca de ellos. Los pasos que son obligatorios para determina el tipo de estructura que se está analizando, reside en fijar el número de reacciones que se despliegan en los apoyos. En una estructura plana se presentan tres grados de libertad, uno de rotación y dos de traslación, donde para lograr un equilibrio y estabilidad del sistema, deberán ser restringidos para evitar toda tendencia de movimiento. Los tres tipos de apoyos de usó más usados son:

- **Apoyos simples:** dificulta a la estructura los desplazamientos verticales, pero admite los horizontales, giros o rotaciones (figura 1.5a).
- **Apoyo empotrado:** restringe los tres movimientos que pueden presentarse en el plano, los desplazamientos verticales, horizontales y la rotación (figura 6 b).
- **Apoyos articulados:** entorpece los deslizamientos horizontales y verticales, pero permite la rotación (figura 1.5c).



Imagen N° 6. Tipos de Apoyo.

Columnas.

Los componentes de la estructura de una maquina siempre presentan elementos axiales que están sometidos a cargas de presión y compresión, a estos se les define como columnas, elemento estructurales esbeltos y largos, en algunos casos pueden averiarse no por que se hayan superado el límite de su resistividad, sino porque bajo la acción de una carga en crecimiento menor a la requerida para romperla por aplastamiento, falla lateral por flexión o pandeo.

Pandeo.

Es una forma de falla estructural debido a la acción de una fuerza de compresión sobre una estructura. Ahora bien, la estabilidad estructural es la facultad de conservar su estado, y esta condición recibe el nombre de estabilidad, el cual se caracteriza por los efectos menores, caracterizándose un estado inestable por los efectos grandes.

(BARBARA Muñoz, 2011)

Para realizar una explicación mucho mejor de este efecto tendremos en cuenta una columna real a la cual se le aplica una carga de compresión axial (P), y una mínima fuerza lateral (F) (Ver figura 7). Esta columna adquiere una pequeña deflexión. Si se aumenta el valor de P y se realiza el mismo procedimiento para F , se llegará a un valor de P en la cual la columna no regresara a su condición inicial y tendrá una deflexión, a este valor de P al que se llega a la cual se le denomina o llama pandeo.

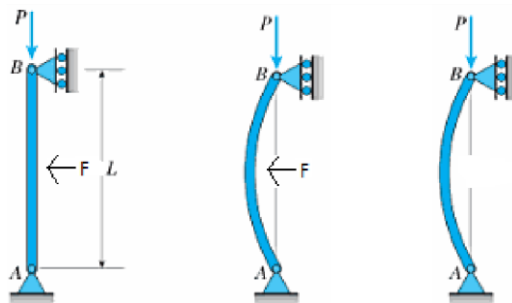


Imagen N° 7. Pandeo.

Cabe mencionar que este suceso sucede de manera imprevista, es por esto que el tipo de fallas debido al pandeo son en infinitas ocasiones muy peligrosas y se hace útil tener un buen criterio de diseño. Para el diseño de columnas, es necesario conocer algunas definiciones básicas, que nos permitan obtener diseños seguros y que cumplan con los requerimientos de la estructura que componen al igual que las diversas teorías existentes que dan solución al problema de pandeo.

Relación de esbeltez (Re)

Este es un factor que permite determinar la estabilidad de una determinada columna, esta relación es un parámetro el cual se define como el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo, esto es.

$$R_e = \frac{L}{K}$$

$$\text{De donde, } K = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Longitud efectiva (Le)

Se refiere a la longitud de la columna que se curva o pandea, cuando está sometida a una carga.

Radio de giro (K)

Determina la manera en la que el área transversal de una estructura se distribuye alrededor de su eje centroidal.

$$K_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}}$$

$$K_{yy} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}}$$

La relación de esbeltez es un parámetro que ayuda seleccionar el procedimiento más adecuado de cálculo, únicamente para columnas de acero, a partir de esto se establecer que:

Cuando, $Re \leq 30$, se procede a realizar un análisis por esfuerzos normales, para columnas con carga axial a compresión.

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

Se asume para todas las formulaciones y definiciones anteriores que la carga aplica es axial en el centroide de área de la sección transversal. Para casos donde la carga sea excéntrica se calcula con la fórmula de la secante.

SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRÁULICO

POTENCIA HIDRÁULICA

En este segmento se considera la teoría para el mejor entendimiento del cálculo de potencia hidráulica.

La potencia útil requerida para cubrir las pérdidas por tuberías y accesorios, la cual se tendrá que sumar a la potencia de la bomba basada en la para obtener la potencia real del sistema. **(BARRENECHEA Medina, 2012)**

$$P_t = P_B + P_u$$

POTENCIA DE LA BOMBA.

Es la potencia requerida basada en la presión ejercida por el pistón y se expresa con la siguiente fórmula:

$$P_B = P_o \frac{V_{piston}}{t}$$

P_o = presión propuesta

V_{piston} = volumen del pistón

t = tiempo de llenado del pistón con valor comercial

Como es común expresar la potencia en caballos de fuerza (hp), se deberá multiplicar el resultado por los siguientes factores de conversión

$$\frac{lb \text{ in}}{s} \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right) = \frac{lb \text{ ft}}{s} \left(\frac{1 \text{ HP}}{500 \frac{lb \text{ ft}}{s}} \right) = \text{HP}$$

Una vez obtenido el resultado en caballos de fuerza HP la potencia se pone en función del rendimiento quedando la fórmula expresada de la siguiente manera **VOLUMEN DEL PISTÓN.**

$$PR = \frac{P_B}{n}$$

El volumen del pistón de cálculo de una forma simple:

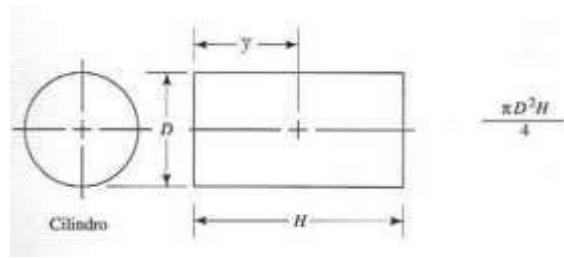


Imagen N° 8. Volumen del pistón.

POTENCIA ÚTIL.

Potencia se define como la rapidez con que se transfiere la energía, para calcular la potencia que se transmite al aceite se determina el flujo en peso W , que es el peso del fluido que circula en una sección por una unidad de tiempo.

Para calcular la potencia útil se utiliza la siguiente fórmula:

$$P = h_A W$$

En donde

$$W = \text{peso específico } (\gamma) \times \text{flujo volumetrico } (Q)$$

$$P = h_A \gamma Q$$

Y de igual manera

$$\gamma = \text{densidad } (\rho) \times \text{gravedad } (g)$$

$$P = h_A \rho g Q$$

Así mismo la potencia útil en función del rendimiento se expresa en la siguiente fórmula:

$$P = \frac{h_A \rho g Q}{n}$$

Para calcular la potencia de accionamiento se requiere calcular la pérdida por fricción en tubería y la pérdida por fricción en accesorios para de esta manera obtener la pérdida total h_A

CAPITULO II

II. MARCO METODOLOGICO

2.1. Hipótesis:

La prensa hidráulica será diseñada para soportar una carga o fuerza máxima de compresión de 2000 kgf, la cual fue determinada experimentalmente en otras investigaciones, producida por acción de un cilindro hidráulico de simple o doble efecto.

2.2. Variables

2.3. Variables independientes

a. Parámetros del diseño:

- Material y dimensiones de la máquina
- Fuerza de compresión del cartón
- Volumen comprimido

2.1.1. Variables dependientes:

a. Resistencia de la máquina □ Factor de seguridad en partes críticas □ Esfuerzos y deformaciones.

2.1.2. Definición operacional

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Técnica de medición
V. independientes			
<i>Parámetros del diseño</i>			
Material y accesorios de construcción	Material adecuado que propiciará el soporte mecánico.	Según la aplicación se escoge el tipo de material.	Ordinal
Fuerza de compresión de la prensa	Fuerza necesaria, según las especificaciones del diseño.	Determinada por el criterio fabricante.	De razón
<i>Dimensiones de la prensa</i>			
Volumen comprimido	Volumen final de compresión.	Determinada por el criterio fabricante.	De razón
V. dependientes			
<i>Resistencia de los materiales</i>			
Factor de seguridad en partes críticas	Factor que determina cuan cerca está el material a su deformación elástica, al aplicarle una fuerza.	Parámetro que indica el nivel de seguridad de la prensa compacta.	De razón
Esfuerzos y deformaciones	Son las diferentes reacciones según las fuerzas aplicadas en diferentes posiciones.	Indican los puntos críticos de la prensa hidráulica, las cuales sugerirán una aceptación o reingeniería del proceso.	De razón

2.2. Metodología

2.2.1. Tipo de estudio

Debido a que se calcularán esfuerzos y deformaciones, es necesario por lo tanto desarrollar una investigación del tipo descriptiva/explicativa.

2.2.2. Diseño de investigación

En esta fase del diseño se debe dar solución a los problemas que plantean las especificaciones, y proponer un modelo de producto global que realice las funciones necesarias para dar servicio al usuario.

Las etapas del proceso de diseño, según el libro Shigley de diseño en Ingeniería Mecánica, son descritas a continuación.

a. Identificación del problema.

Es importante en cualquier estudio dar una definición clara de los objetivos para así orientar todos los esfuerzos a una meta clara. La identificación de la necesidad de un diseño se puede basar en diversas bases de datos: estadísticas, entrevistas, datos históricos, observaciones personales, datos experimentales o proyecciones de conceptos actuales.

Definir es enfocar los límites; es delimitar el problema y el alcance de la solución que se pretende buscar. Es indicar lo que se desea hacer y a dónde no se pretende llegar. Definir un problema es la parte menos sencilla en el proceso de diseño; una equivocación a esta altura representa un gran error al final. Esto se puede lograr de la siguiente manera:

- Comprensión del problema: efectuar entrevistas, informes.
- Recopilación de base de datos: realizar encuestas, efectuar mediciones.

- Analizar los datos: comprobar hipótesis, establece relaciones causa-efecto.
- Formulación del problema: sintetizar de la mejor forma todo lo hallado.

b. Ideas preliminares.

Una vez que se ha definido el problema, es primordial recopilar diversas ideas preliminares que permitirán asimilar los conceptos del diseño. Esta es probablemente la parte más creativa en el proceso de diseño. Debido a que en la etapa de identificación del problema solamente se han enfocado limitaciones de manera general, el diseñador puede dejar que su imaginación opte de manera libre cualquier idea que se le venga en mente. Estas ideas no deben ser evaluarse con criterios de factibilidad, ya que se las trata con la perspectiva de que una actitud que estimule otras ideas asociadas como una reacción en serie.

Uno de los medios más útiles para el desarrollo de las diversas ideas preliminares es el realizar un dibujo en mano alzada.

c. Perfeccionamiento del problema.

Esta etapa es el primer paso en la evaluación de las ideas preliminares y la cual se centra bastante en el análisis de las limitaciones. Todos los esquemas, bosquejos y notas se revisan, enlazan y perfeccionan con la finalidad de obtener variedad de soluciones razonables asociadas al problema. Se deben tener en cuenta las limitaciones y restricciones impuestas sobre el diseño finalmente establecido. Los bosquejos son de más utilidad cuando se dibujan a escala, pues a partir de ellos se logran determinar tamaños relativos y tolerancias y, mediante la aplicación de geometría descriptiva y dibujos analíticos, se pueden establecer longitudes, pesos, ángulos y formas. Dichas características físicas deben determinarse en las etapas preliminares del diseño, ya que pueden influenciar de manera negativa al diseño final.

d. Análisis.

Esta fase es la parte del proceso de diseño que mejor concuerda con el sentido general. El análisis comprende la evaluación y repaso de un diseño, en cuanto se refiere a diversos factores, apariencia comercial, humanos, resistencia, operación, cantidades físicas y economía que están encaminados a satisfacer requisitos del diseño. Gran parte del entrenamiento formal del ingeniero se concentra en estas áreas de estudio.

A cada una de las diversas soluciones se le aplica distintos filtros o tamices para corroborar si cumplen las restricciones establecidas a la solución, así como otros criterios de solución. Aquellas que no pasan estos controles son rechazadas y solamente se toman en cuenta aquellas que podrían llegar a ser soluciones viables al problema planteado.

e. Decisión.

En esta etapa el proyecto debe aceptarse o rechazarse de manera parcial o total. Es probable tener que desarrollar, perfeccionar y analizar distintas ideas y cada una de estas pueden traer ventajas sobre las otras, sin embargo ningún proyecto es holgadamente superior a los demás. La decisión acerca de establecer si el diseño será el óptimo para una necesidad puntual se debe determinar mediante ensayos técnicos e información real. Sin embargo existe gran probabilidad de error en cualquier decisión, por lo cual el diseño debe enfocar el problema con tal profundidad que reduzca la posibilidad de no tener en cuenta alguna consideración resaltante, como se podría dar en una posible solución del momento.

f. Realización.

Consiste en elaborar y supervisar los planos y las especificaciones finales los cuales nos encaminarán a la construcción del diseño. En ciertas ocasiones el diseñador supervisa e inspecciona la realización de su diseño. Al presentar su diseño para realización, debe tener en cuenta los parámetros de elaboración, métodos de ensamblaje, materiales a utilizar y otras especificaciones. En esta etapa, el diseñador puede hacer correcciones de poca relevancia que permitan mejorar el diseño; pero estos posibles cambios deben ser mínimos a no ser que se presente un concepto completamente nuevo.

Una vez estudiado el procedimiento general que se debe seguir en la mayoría de los casos para emprender un proyecto de ingeniería, se tiene suficiente conocimiento como

para emprender una selección de alternativas, con la finalidad de determinar por medio de los criterios propios de diseño, una de varias opciones referentes al sistema de suministro de energía. La cual se va a emplear para lograr compactar un conjunto de latas de aluminio por medio de la máquina que se está diseñando.

Una vez que se tiene el concepto claro de lo que se quiere diseñar, se debe empezar a dar soluciones. Para lo cual sería adecuado retomar las anotaciones realizadas durante la fase de definición de especificaciones, puesto que al establecerlas es fácil que nos formemos algunas ideas de cómo satisfacerlas sino de manera total, si en parte.

a. Requerimientos Generales

- Que no haya accidentes
- Que sea económica su construcción
- Que el mantenimiento y las refacciones sean económicamente factibles
- Que sea fácil de usar
- Que haga pacas de 0.8 m³.
- Que se obtengan pacas a un ritmo moderado
- Buena presencia del equipo

b. Requerimientos Obligatorios.

- Que haga pacas de 0.8 m³.
- Que se obtengan pacas a un ritmo moderado
- Que no haya accidentes
- Que sea fácil de usar

b. Requerimientos Deseables.

- Que sea económico
- Que el mantenimiento y las refacciones sean económicamente factibles
- Buena presencia del equipo
- Que sea fácil de usar

2.2.2.1. Traducción de requerimientos

De acuerdo a los requerimientos establecidos se hará una traducción de tales a un lenguaje más conveniente desde el punto de vista ingenieril, para la satisfacción de dichos requerimientos.

Requerimientos Obligatorios

- Alta seguridad Industrial
- Compactación de volúmenes de 0.8 m³.
- Extracción de volúmenes de 0.8 m³.
- Alimentación manual.

2.2.2.2. Requerimientos Deseables

- Inversión a bajo costo
- Mantenimiento a bajo costo
- Buena imagen comercial
- Sencilla Operación

A partir de los requerimientos establecidos se comenzarán a proponer diferentes soluciones, eligiendo como mejor opción aquella que satisfaga el mayor número de dichos requerimientos.

2.2.3. Solución 1

Esta solución se plantea a partir de un cilindro hidráulico con un poder de compactación de 2 toneladas aproximadamente. La estructura de dicha máquina podrá tener un esqueleto metálico cubierto de un forro laminado de material similar.

2.2.4. Solución 2

La solución 2 se propone con base a un tornillo de potencia, el cual tendrá la función de la compactación de los materiales ubicados en un contenedor en la parte inferior de la máquina, cuya estructura sea fabricada a partir de un material metálico. La expulsión de

la paca compactada de material se dará mediante la liberación de la acción de muelles comprimidos.

2.2.5. Solución 3

Consta la solución 3 de un martinete que procede ejerciendo impactos de hasta 2 toneladas, hasta lograr una compactación óptima de los materiales. Para llevar a cabo una extracción manual de la paca de material compactado, dicha máquina poseerá accesos en la parte frontal y posterior. De igual manera el esqueleto de la máquina estará elaborado a partir de acero estructural.

A continuación se desarrolla una tabla comparativa en la cual se podrá observar el grado de satisfacción a los requerimientos de las diferentes soluciones.

Requerimientos	Solución 1	Solución 2	Solución 3
Alta seguridad Industrial	✓	✓	✓
Compactación de volúmenes de 0.8 m ³	✓	✓	✓
Inversión a bajo costo	-	✓	✓
Mantenimiento a bajo costo	✓	-	-
Extracción de volúmenes de 0.8 m ³	✓	✓	-
Sencilla Operación	✓	-	-
Alimentación manual	✓	✓	✓
Buena imagen comercial	✓	-	-

2.2.6. Toma de decisión.

Como se puede observar a partir de la tabla anterior se dispone que la mejor opción sea la solución 1, debido a que cumple con la mayoría de los requerimientos estipulados, a excepción de solo uno de orden deseable, por lo cual como es lógico el desarrollar esta solución será lo más óptimo.

La solución 1 posee un esqueleto a partir de acero estructural con uniones utilizando algún método de sujeción ya sea soldado, atornillado o remachado, contando además con un forro laminado de acero inoxidable para evitar posibles escapes de material, además conveniente para proyectar una imagen comercial óptima.

En el extremo superior de la estructura de la máquina se cuenta con un cilindro hidráulico vertical para la compactación de los

materiales, el cual ejercerá una presión de 2 toneladas aproximadamente, en una de las paredes, en el extremo inferior de la estructura de la máquina, se tiene otro cilindro hidráulico de manera horizontal, el cual tendrá la función de expulsión de la paca compactada de los diferentes tipos de materiales empleados.

2.3. Población y muestra

2.3.1. Población

Prensa hidráulica de pacas de cartón reciclado.

2.3.2. Muestra

Prensa hidráulica para compactar 2.5 Tm en 24 horas de trabajo.

2.4. Método de investigación:

Métodos crítico/racional: reflexivo/subversivo.

2.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos:

Las técnicas utilizadas en el presente trabajo de investigación se dan por dos formas, cálculos a mano alzada de esfuerzo y corridas en un instrumento simulador estructural: Solidworks. Se hicieron comparaciones en función al factor de seguridad para determinar la efectividad del material, la configuración y el espesor. El protocolo es el siguiente:

Diseño de la prensa hidráulica

1. Diseño del cuerpo de la prensa hidráulica
2. Diseño de la base
3. Diseño de las columnas principales
4. Diseño de travesaños
5. Diseño de la plataforma superior de compactación

Cálculos de las partes de la prensa hidráulica

1. Cálculos de esfuerzos del cuerpo de la prensa hidráulica: Cálculos de esfuerzo de la base.
2. Cálculos de esfuerzo de las columnas principales
3. Cálculos de esfuerzo de travesaños
4. Cálculos de esfuerzo de la cobertura
5. Cálculos de esfuerzo de las puertas
6. Cálculos de dimensionamiento del sistema hidráulico
7. Cálculo de dimensionamiento del pistón

Simulación de los esfuerzos de la prensa hidráulica en Solidworks

1. Simulación de esfuerzo de las columnas principales
2. Simulación de esfuerzo del travesaño
3. Simulación de esfuerzo de la cobertura y placas de compresión
4. Simulación de esfuerzo de las puertas

2.6. Métodos de análisis de datos

El análisis de los resultados se realizó por comparación entre los resultados calculados y los simulados determinándose: la validación de los resultados por simulador y las suposiciones en base a los resultados calculados. El material que se ha considerado a comprimir es cartón reciclado.

2.6.1. Toma de decisión.

Como se puede observar a partir de la tabla anterior se dispone que la mejor opción sea la solución 1, debido a que cumple con la mayoría de los requerimientos estipulados, a excepción de solo uno de orden deseable, por lo cual como es lógico el desarrollar esta solución será lo más óptimo.

La solución 1 posee un esqueleto a partir de acero estructural con uniones utilizando algún método de sujeción ya sea soldado, atornillado o remachado, contando además

con un forro laminado de acero inoxidable para evitar posibles escapes de material, además conveniente para proyectar una imagen comercial óptima.

En el extremo superior de la estructura de la máquina se cuenta con un cilindro hidráulico vertical para la compactación de los materiales, el cual ejercerá una presión de 2 toneladas aproximadamente, en una de las paredes, en el extremo inferior de la estructura de la máquina, se tiene otro cilindro hidráulico de manera horizontal, el cual tendrá la función de expulsión de la paca compactada de los diferentes tipos de materiales empleados.

CAPITULO III

III. RESULTADOS

3.1. Diseño la estructura de la Prensa Hidráulica.

3.1.1. Diseño del cuerpo de la prensa hidráulica

El diseño de la prensa hidráulica tiene la forma estándar de las prensas hidráulicas verticales:

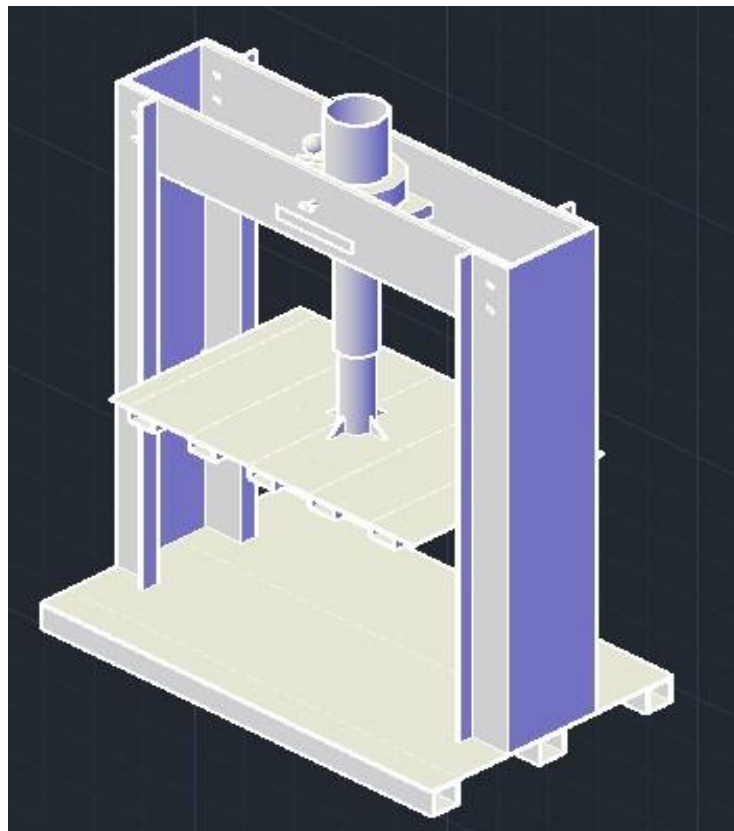


Imagen N°9: Vista en perspectiva del cuerpo de la prensa hidráulica.

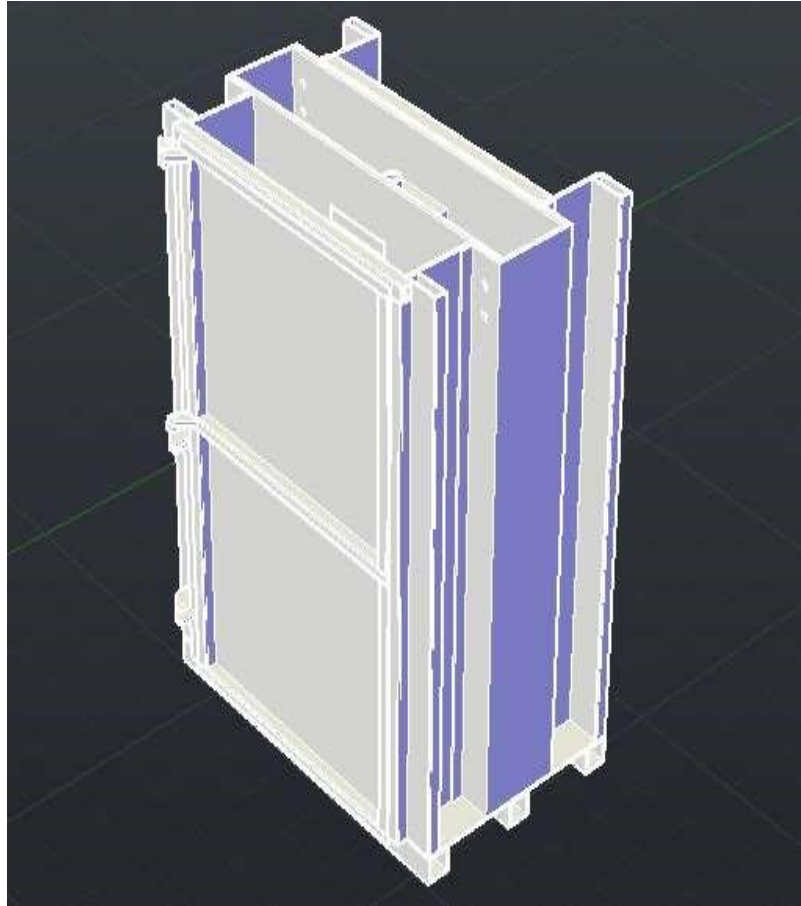


Imagen N°10: Vista en perspectiva – Sur Este, del cuerpo de la prensa.

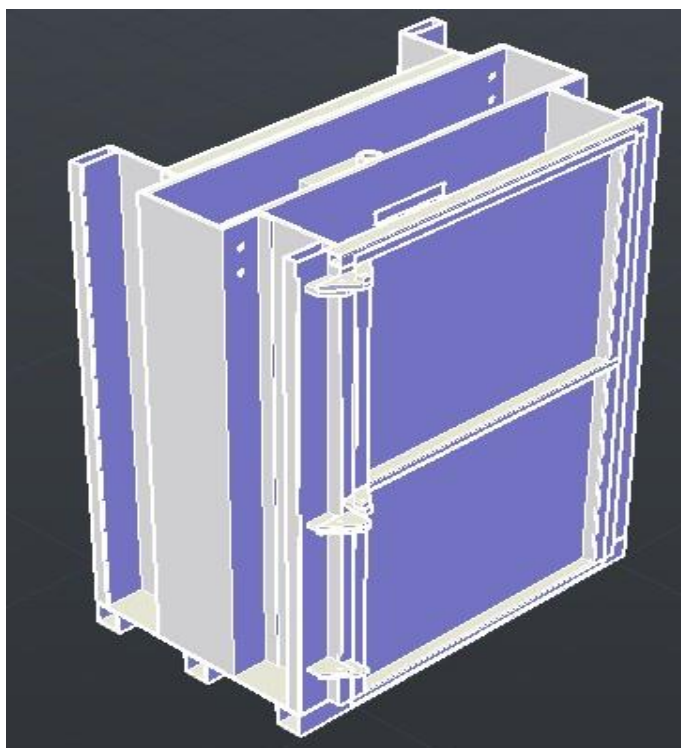


Imagen N°11: Vista en perspectiva – Suroeste, del cuerpo de la prensa.

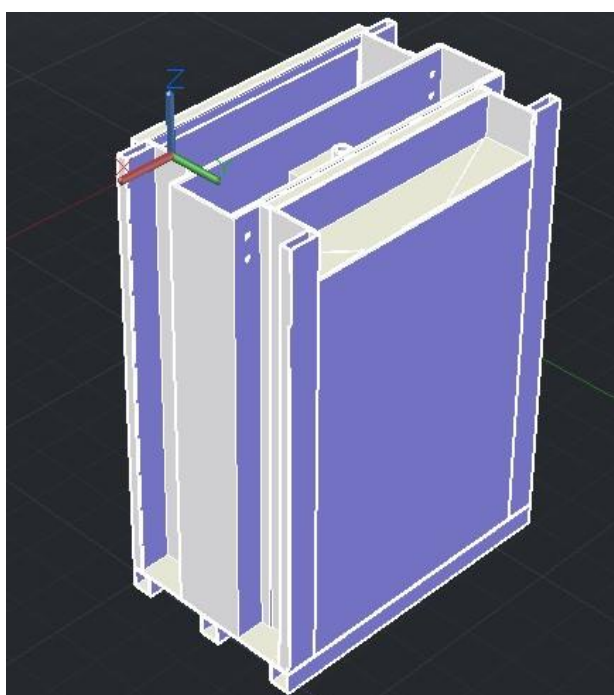


Imagen N°12: Vista en perspectiva – Nor Este del cuerpo de la prensa hidráulica.

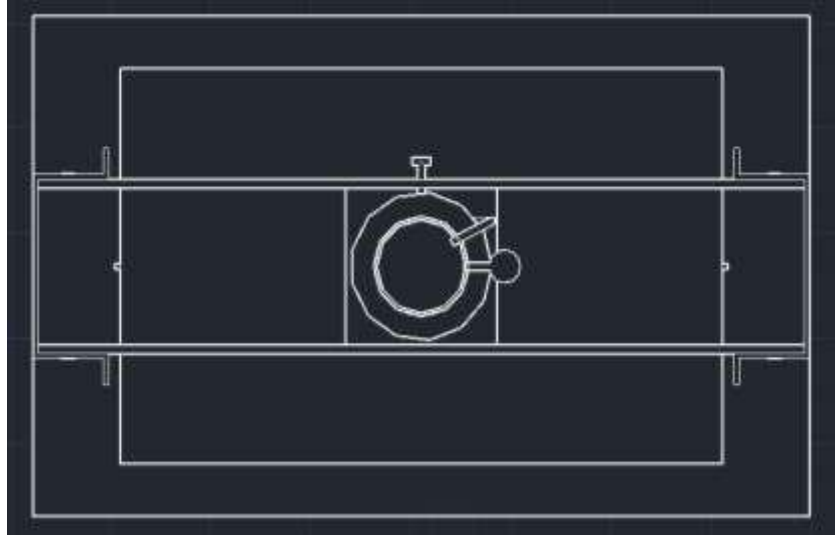


Imagen N°13: Vista superior de la prensa hidráulica para prensar cartón, sin cobertura.

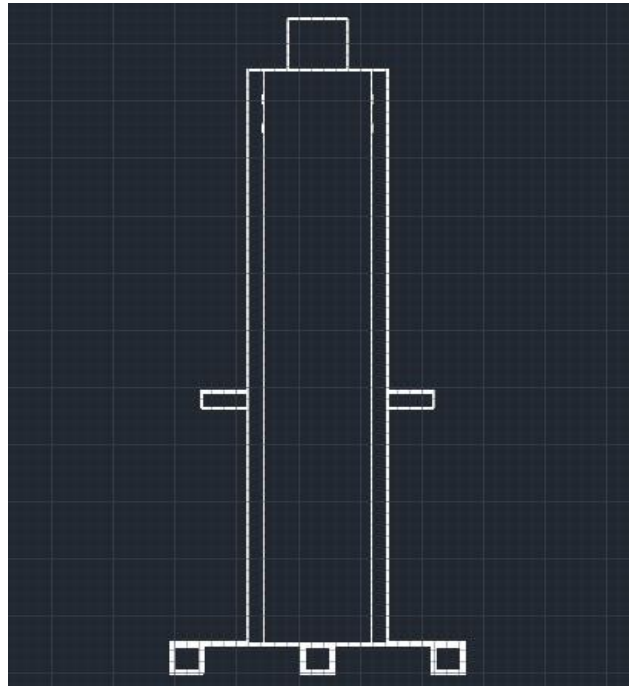


Imagen N°14: Vista Lateral derecha e izquierda de la prensa hidráulica.

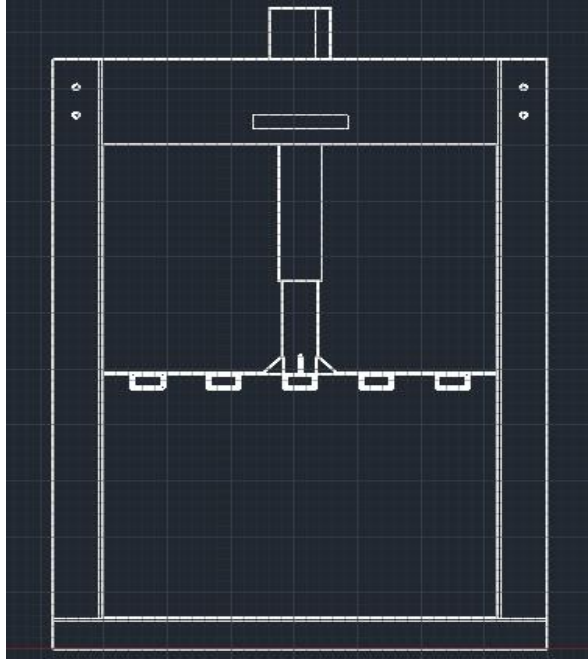


Imagen 15: Vista frontal de la prensa hidráulica para prensar cartón, sin cobertura.

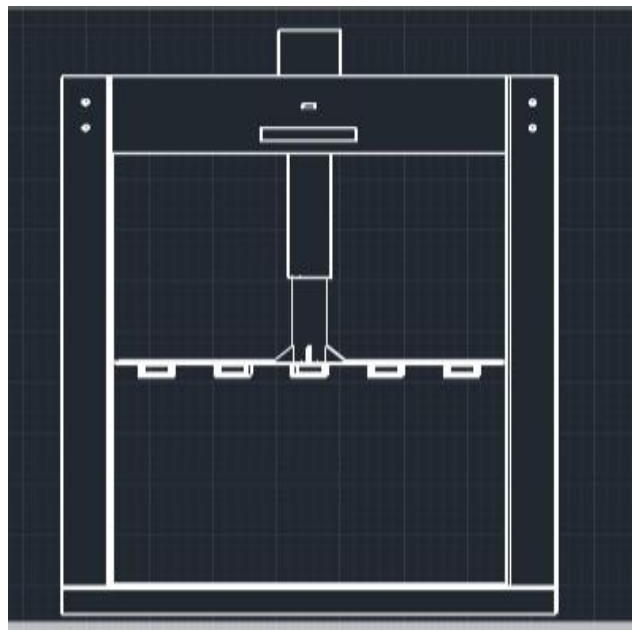


Imagen N°16: Vista posterior de la prensa hidráulica para prensar cartón, sin cobertura.

3.1.1.1. *Diseño de la base.*

En el interior, la base de la cámara de prensado tiene espacios para “ensartar” el hilo y/o alambre de amarre de las pacas de cartón prensado.

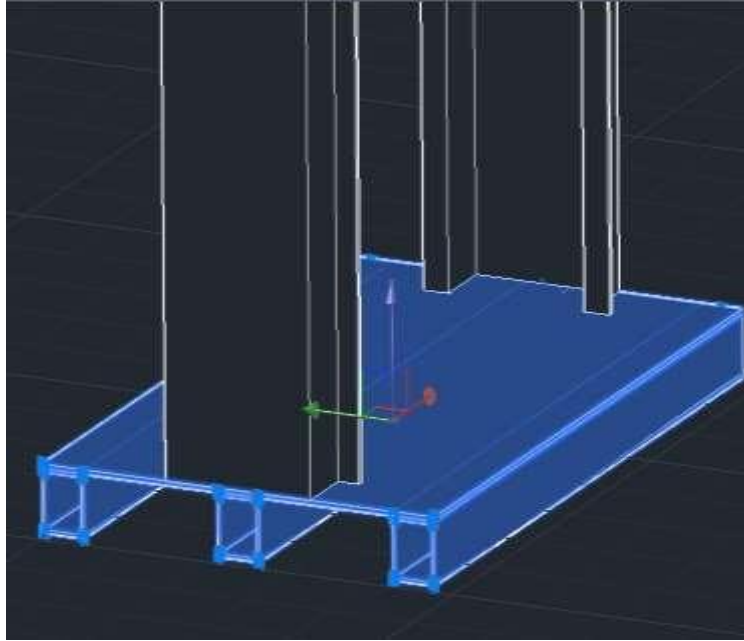


Imagen N°17: Vista de la base de la prensa hidráulica sin cobertura y su base en conjunto en color azulino.

La base de la prensa hidráulica para prensar cartón está diseñada con una estructura de tubos rectangulares dispuestos paralelamente para conferir estabilidad y resistencia por esfuerzo de empuje resultante de la compactación del cartón y una plancha rectangular que agrupa a estos componentes individuales en un solo cuerpo.

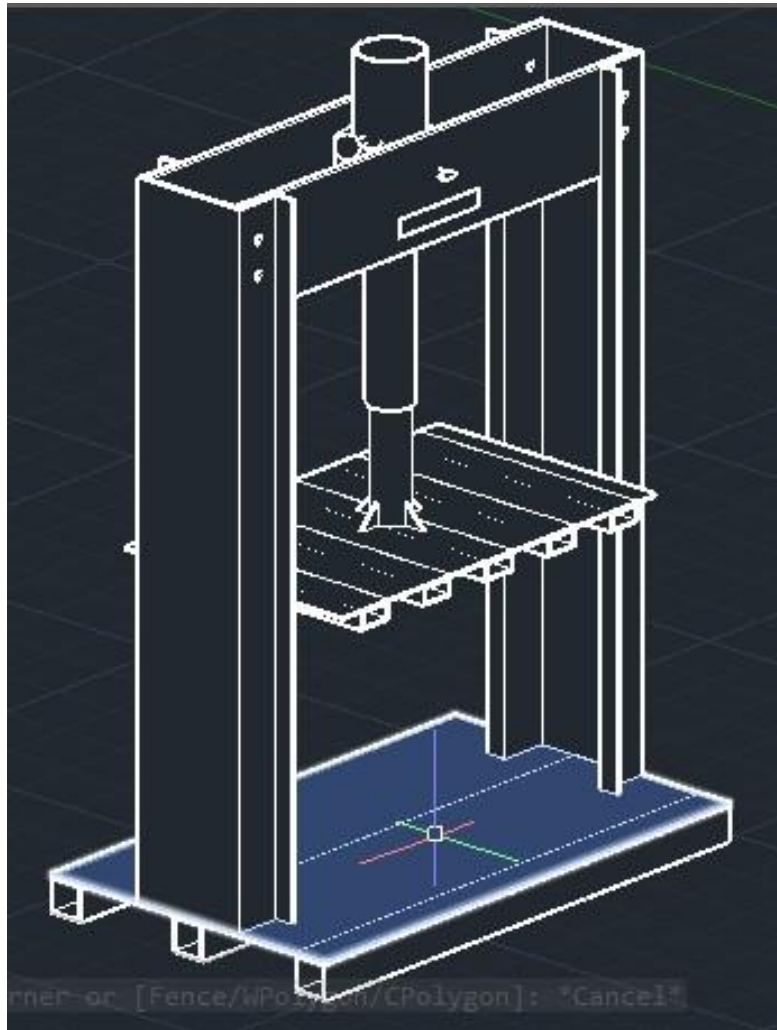
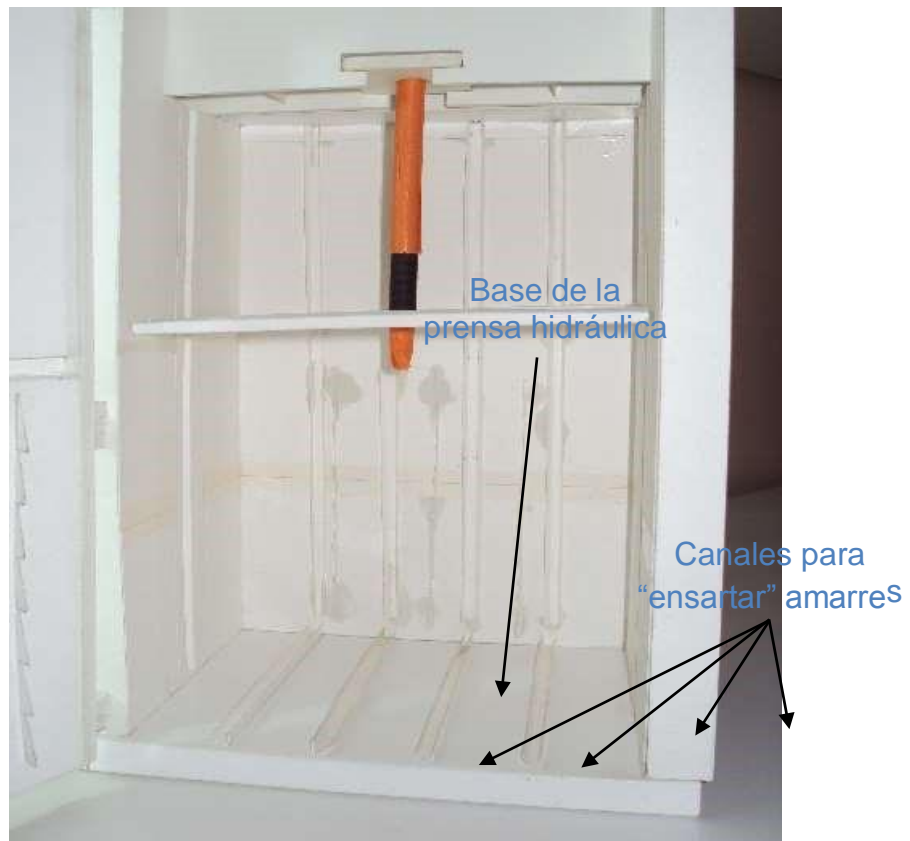


Imagen N°18: Vista del cuerpo de la prensa hidráulica sin cobertura y su base en color azulino.



Fotografía N° 19: Parte inferior externa de la base de la prensa.



Fotografía N° 20: Vista interior de la prensa hidráulica y su base.

3.1.1.2. *Diseño de las columnas principales.*

Estas columnas principales tienen la forma de una “omega” de tal manera que los dobles que le confieren resistencia a fuerzas laterales y estabilidad.

Para el ensamblaje con los travesaños presenta 04 paralelos y correspondiente agujeros en la parte superior de la misma.

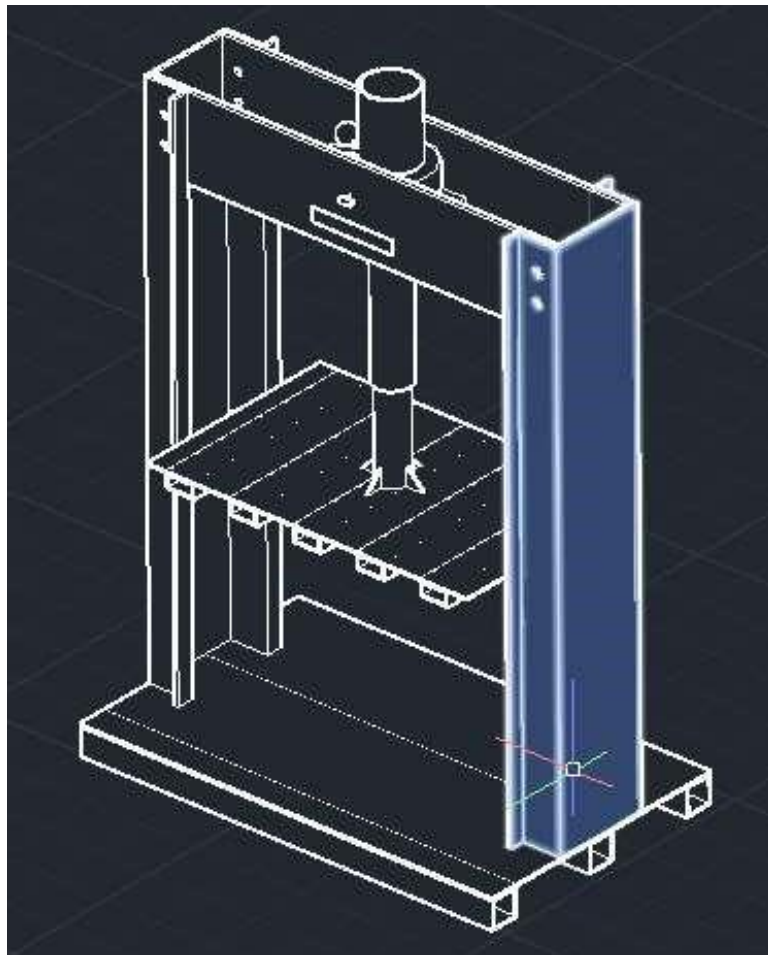


Imagen N° 21: Vista de la columna lateral derecha en azulino.

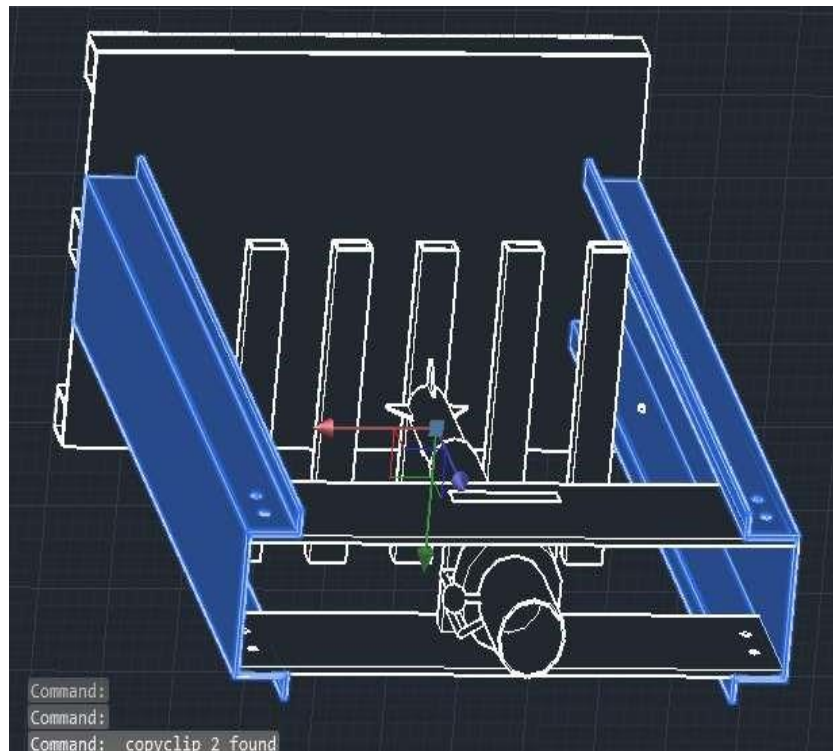
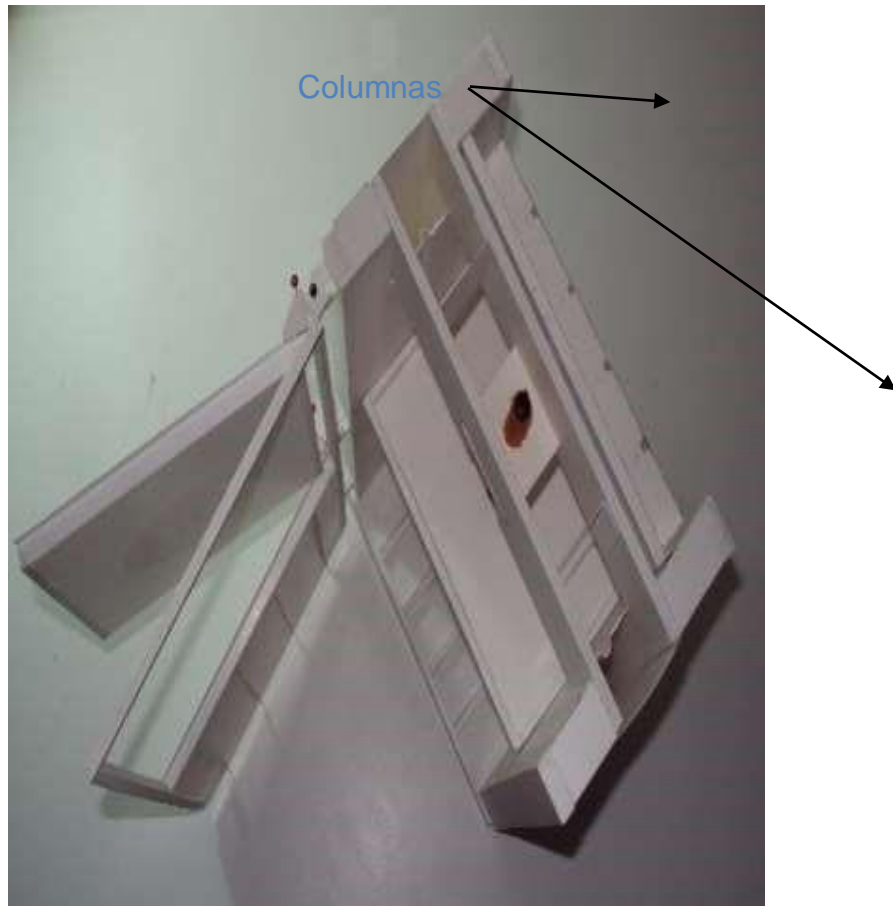


Imagen N° 22: Vista en perspectivas de las columnas en azulino.



Fotografía N° 23: Vista lateral de la prensa hidráulica y de la columna lateral derecha.
Las puertas de alimentación abiertas.



Fotografía N°24: Vista superior de la prensa hidráulica y de las columnas. Las puertas de alimentación abiertas.

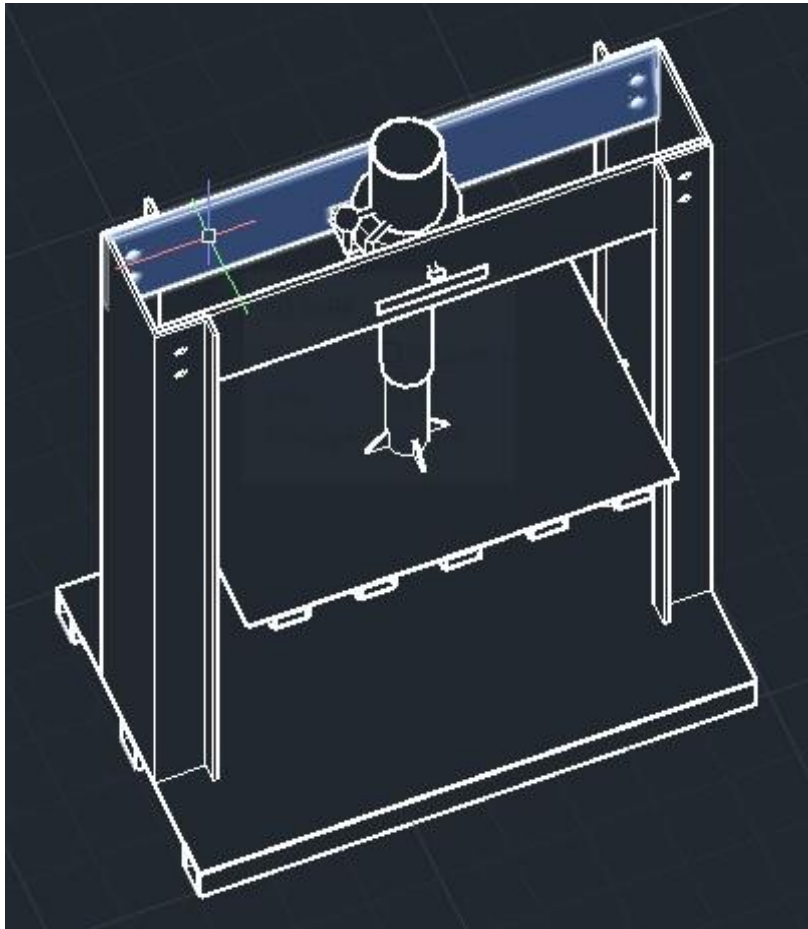


Imagen N° 25: Vista en perspectiva de la prensa hidráulica sin cobertura y del travesaño posterior resaltada en azulino.

Estos travesaños tienen una forma rectangular, alargadas, con un corte central con forma de ojo chino

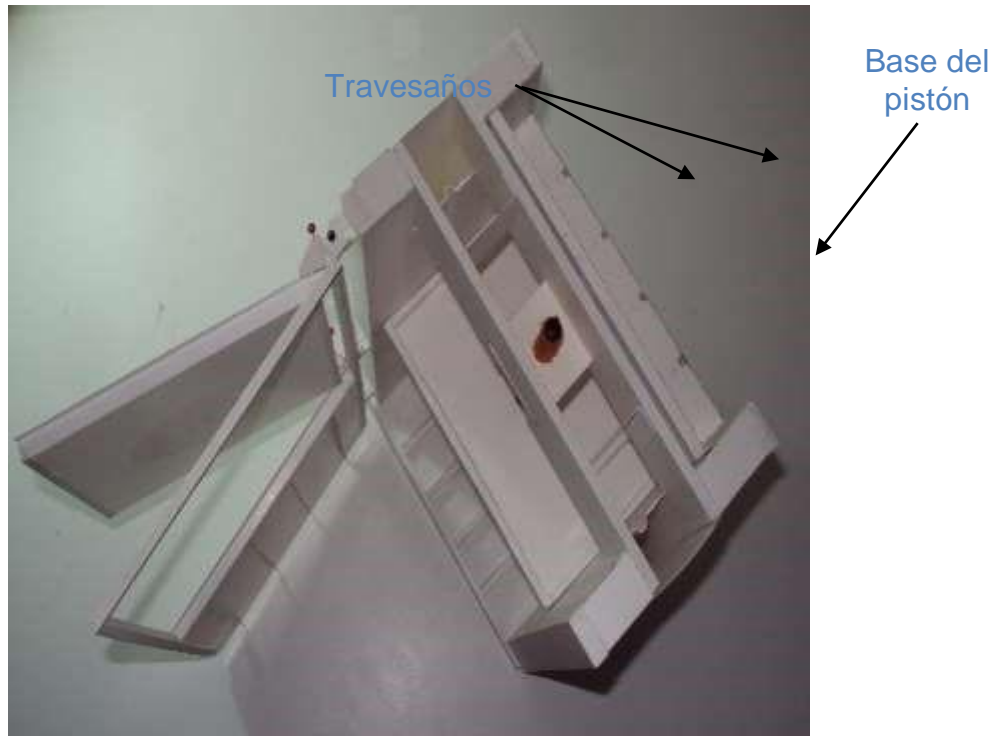
Rectangular para anidar la base del cilindro del pistón hidráulico quien será el que soportara todas las fuerzas de retorno y de empuje resultante de los esfuerzos de prensado.

Para el ensamblaje con los parantes presenta 04 paralelos y correspondiente agujeros en las partes terminales laterales, derecha e izquierda de las mismas.



Base del pistón anidado
en los travesaños

Fotografía N°26: Vista frontal interior de la prensa hidráulica y de la base del pistón anidada en los travesaños.



Fotografía N°27: Vista superior de la prensa hidráulica.

3.1.1.4. Diseño de la plataforma superior de compactación.

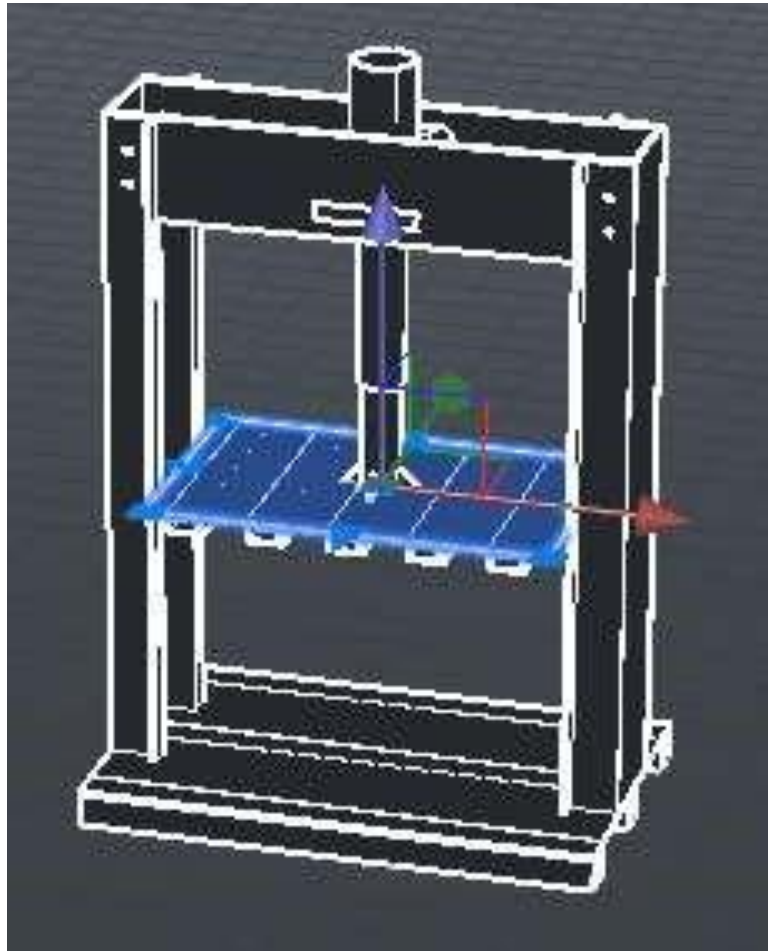


Imagen N°28: Vista de la plataforma de compactación resaltada en azulino.

La plataforma de compactación está diseñada con una estructura de tubos rectangulares paralelos entre sí, perpendiculares a la línea frontal de la base. Están dispuestos para conferir estabilidad y resistencia por esfuerzo de empuje resultante de la compactación del cartón y una plancha rectangular que agrupa a estos componentes individuales en un solo cuerpo. En la base tiene espacios para “pasar” el hilo y/o alambre de amarre superior de las pacas de cartón prensado.



Fotografía N°29: Vista frontal de la base de compactación para la formación de las pacas de cartón.

En la parte superior tiene los refuerzos triangulados que permiten la unión estable de la parte terminal del eje del pistón hidráulico con esta plataforma.



Fotografía N° 30: Vista superior de la plataforma de compactación para la formación de pacas de cartón.

3.2. Cálculos de esfuerzos de las partes de la prensa hidráulica.

Los resultados de los cálculos físicos que nos permitan verificar los esfuerzos cortantes, de cizallamiento, tracción y o elongación de ser el caso, se verificaran en esta etapa de la investigación para poder contrastar con la simulación de los esfuerzos, posteriormente en el Solidworks.

3.2.1. Cálculos de esfuerzos del cuerpo de la prensa hidráulica

Los esfuerzos inmediatos, por bibliografía y por información de investigaciones anteriores nos demuestran que los principales esfuerzos en el cuerpo de la prensa son los de cizallamiento y de Flexión.

3.2.1.1. Cálculos de esfuerzo de la base

La base de la prensa está constituida por una plancha de acero aleado de 1231.5 mm x 940 mm x 12.5 mm (1/2"), la cual está soportada sobre tres tubos cuadrados de 100 mm y 4.7625 mm (3/8") de espesor.

El cálculo se realizará sobre la plancha de acero, para determinar el factor de seguridad real, según la fuerza suministrada por el pistón, más el peso del bloque que se prensará:

Volumen de cartón a prensar: 0.8 m^3

Densidad aparente del cartón: 750 kg/m^3

Masa de cartón prensado: $M_1 = 0.8 \times 750 = 600 \text{ kg}$

Peso de cartón prensado: $W_1 = 600 \times 9.81 = 5886 \text{ N}$

Fuerza de compresión: 2000 kgf. = 19620 N.

Volumen de plancha de compresión: $V_3 = 1.2 \times 0.75 \times 0.004765 = 0.0042885 \text{ m}^3$

Peso de la plancha de compresión: $W_3 = 33.66 \times 9.81 = 330.25 \text{ N}$

Fuerza que resiste la plancha = 1336.5 KN

$W = W_1 + W_2 + W_3 = 5886 + 19620 + 330.25 = 25836 \text{ N}$

Presión sobre la plancha:

$$P = 25836 / 1.207 \times 10^{-6} = 214050 \text{ Pa EI}$$

factor de seguridad es:

$$F_s = 650000 / 214050 = 3.03$$

Determinando la fuerza admitida para un factor de seguridad de 3.03 por ubicación de los tubos cuadrados.

Las reacciones en los lados de plancha (bisagra y ajuste) son:

$$R_a = R_b = \frac{P}{2}$$

El momento flector máximo $M_A = M_B$ se calcula:

$$M_{f,max} = \frac{P \times L}{8} = \frac{P \times 0.6}{8}$$

$$M_{f,max} = 0.075 \times P$$

Con el momento flector máximo, se puede calcular el esfuerzo máximo para una viga sometida a flexión, y c es la distancia que hay desde el eje neutro hasta la partícula más externa.

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{f,max} \times C}{I} = \frac{12 \times M_{f,max} \times C}{b \times h^3}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{12 \times 0.075 \times P \times 0.375}{0.004625 \times 0.75^3}$$

$$\sigma_{flexión} = 172.97 \times P$$

De acuerdo al valor de esfuerzo obtenido se calcula la carga P máxima para la platina, se establece un factor de seguridad de 3.03, para elementos sometidos a flexión.

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

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

Límite estructural de acero A 36: 250 MPa

$$FS = \frac{\sigma_y}{25\,689.64 \times P}$$

$$P = \frac{\sigma_y}{172.97 \times FS} = \frac{250\,000\,000}{172.97 \times 1.67}$$

$$P = 865\,471.46\,N$$

Con el factor de seguridad establecido se concluye que las dimensiones de la pieza son adecuadas para soportar una carga de trabajo P aproximada de 865.47 kN.

La reacción de cada tubo cuadrado frente a la carga de trabajo será:

$$P = \frac{865\,471.46}{2} = 432\,735.73\,N$$

El área transversal del tubo es:

$$A_t = 0.75 \times 0.1 = 0.0075\,m^2$$

La carga real admisible es:

$$\sigma_{adm} = \frac{P}{A_t} = \frac{432\,735.73}{0.0075} = 57\,700\,497.33\,Pa$$

Con un factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{adm}} = \frac{250\,000\,000}{57\,700\,497.33} = 4.33$$

El factor de seguridad a condiciones críticas para una fuerza límite es de 4.33 en los tubos cuadrados. Es decir, no sufren deformación elástica.

3.2.1.2. Cálculos de esfuerzo de las columnas principales

Para el análisis de la columna se tomó como punto de partida las dimensiones de un tubo rectangular de longitud 2000 mm, ancho 150 mm, profundidad de 50 mm y de espesor 3.1 mm (1/8") y una plancha doblada de espesor 3/8 (9.5 mm) con 2000 mm de

longitud, de igual manera las propiedades del material del cual están fabricadas, acero ASTM 36.

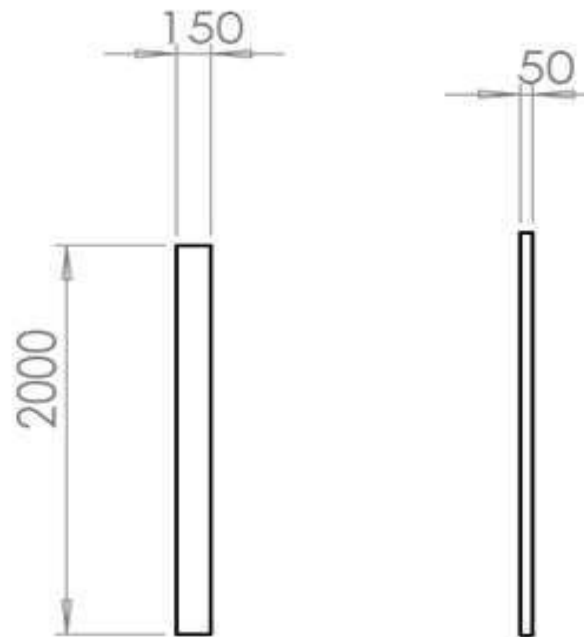


Figura N° 31: Vista frontal y lateral de la Columna de apoyo tubo rectangular (Omega)

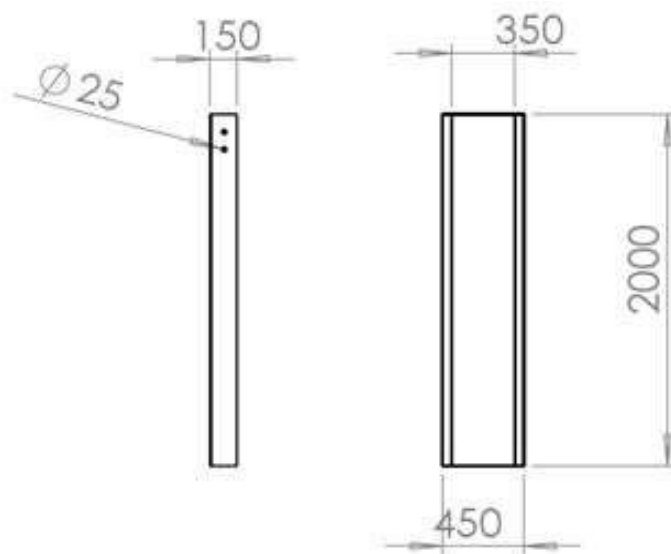


Figura N° 32: Vista frontal y lateral de la columna principal (omega)

A. Cálculos de esfuerzo en la columna de apoyo – tubo rectangular

$$A_{\text{lateral}} = (a) (p)$$

Donde: a =
 Ancho p =
 profundidad

$$A_{\text{lateral}} = (150 \text{ mm}) (50 \text{ mm})$$

$$A_{\text{lateral}} = 7500 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{neta}} = 7500 \text{ mm}^2 - 6336.7 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{neta}} = 11,64 \text{ mm}^2$$

$$I_{xx} = \frac{b * h^3}{12} = \frac{(15 * 5^3)(14.4 * 4.4^3)}{12} = 54 \text{ cm}^2$$

$$I_{yy} = \frac{b^3 * h}{12} = \frac{(15^3 * 5)(14.4^3 * 4.4)}{12} = 311 \text{ cm}^2$$

$$K_{yy} = \sqrt{\frac{I_{yy}}{A}} = \sqrt{\frac{311}{11.64}} = 5.1681 \text{ cm}$$

$$K_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A}} = \sqrt{\frac{54}{11.64}} = 2.154 \text{ cm}$$

$$Re = \frac{Le}{K_{yy}} = \frac{200}{5.16} = 32.941$$

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

$$\sigma_{adm} = \frac{P}{A_{\text{neta}}} = \frac{P}{0,001164}$$

$$P = \frac{\sigma_y(0,001164)}{F_s} = \frac{25 \times 10^7 \times (0,001164)}{1,67} = 1742 \text{ kN}$$

B. Cálculos en la Columna principal

$$A_{\text{neta}} = 69,89 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{25 \times 10^7 \times (0,006989)}{1,67} = 1046 \text{ kN}$$

Estas en conjunto se distribuyen de la siguiente manera:



Figura N° 33: Vista Isométrica de las Columnas 01 y 02

Para dar facilidad a los cálculos se ha trasladado el trabajo de la carga de su normal posición a una parte superior de la columna, admitiendo de esta manera que la distancia total de la columna que está sujeta a compresión y como consecuencia al resultado de pandeo teniendo en cuenta que ambos extremos están sujetos (fijadas a la base del cuerpo de la prensa hidráulica compactadora).

3.2.1.3. Cálculos de esfuerzo de travesaños

Estará a cargo de hospedar y sostener el apoyo del cilindro hidráulico y sus partes, constituirá la parte superior de la máquina y está sujeta a la columna, puede tolerar momentos flectores por lo que se ha tenido en consideración para el estudio como una viga incrustada en ambos extremos y con carga similar ubicada en medio, estas

estimaciones se hacen simplificando los cálculos y considerando la práctica de manufactura de las mismas.

Provisto por 2 planchas rectangulares de 1531 mm x 300 mm x 16 mm (5/8") de espesor, estas se encuentran en los laterales de una plancha de 300 de ancho, 331 largo y 2" (50 mm).

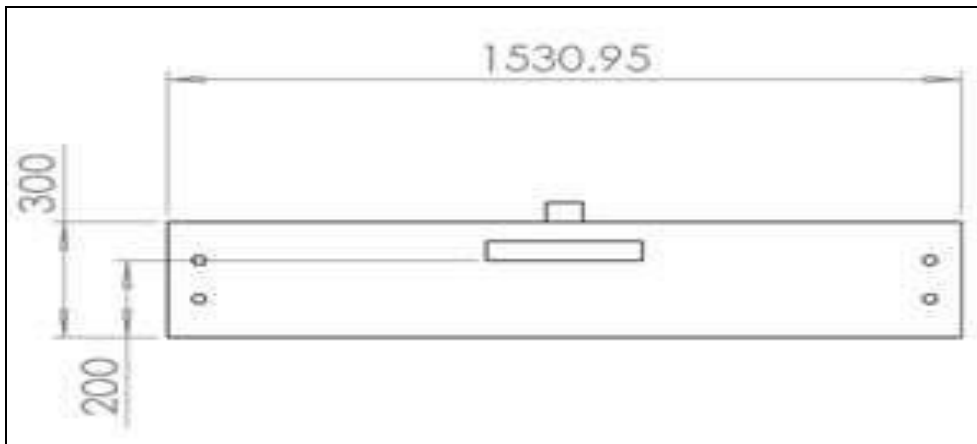


Figura N° 34: Vista inferior lateral del de los travesaños y la incrustada base del pistón.

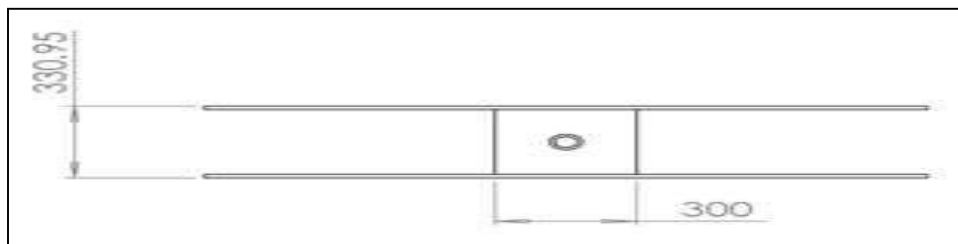


Figura N° 35: Vista superior de los travesaños y de la posición de la base del pistón.

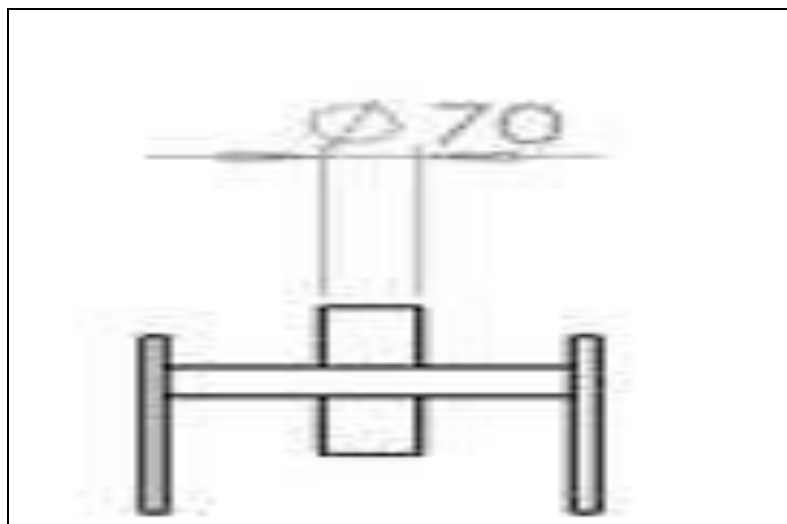


Figura N° 36: Vista inferior lateral de la aclaración de la base del pistón.

Según el DCL de cada travesaño se puede expresar:

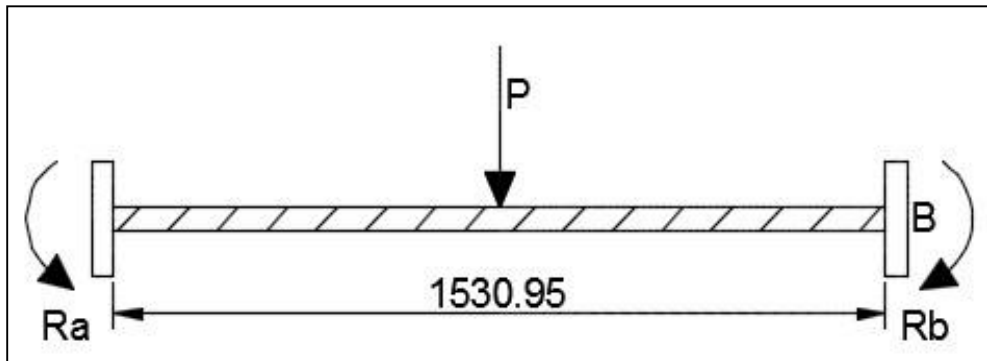


Figura N° 37: Diagrama de cuerpo libre para el travesaño.

Las repulsiones en los flancos de las vigas son:

$$Ra = Rb = \frac{P}{2}$$

Se calculara el momento flector máximo de la siguiente forma:

$$M_A = M_B$$

$$M_{f,max} = \frac{P \times L}{8} = \frac{P \times 1.531}{8}$$

$$M_{f,max} = 0.19138 \times P$$

Una vez obtenido el momento flector máximo, se puede hallar el esfuerzo máximo para una viga sometida a flexión, donde I es la inercia del corte sesgado de una viga de lado rectangular y C es la longitud que hay desde el eje neutro hasta la parte más externa.

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{f,max} \times C}{I} = \frac{12 \times M_{f,max} \times C}{b \times h^3}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{12 \times 0.19138 \times P \times 0.15}{0.015875 \times 0.3^3}$$

$$\sigma_{flexión} = 803.7 \times P$$

Con el valor del esfuerzo obtenido se halla la carga P culminante para la platina, se instaure un factor de seguridad de 1.67, para elementos sujetadas a flexión.

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

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

Límite estructural de acero A 36: 250 MPa

$$F_s = \frac{\sigma_y}{803.7 \times P}$$
$$P = \frac{\sigma_y}{803.7 \times F_s} = \frac{250\,000\,000}{803.7 \times 1.67}$$
$$P = 186\,264.28\text{ N}$$

El factor de seguridad establecido concluye que las magnitudes de la parte son aptos para sostener un trabajo P aproximada de 186.3 KN.

3.2.1.4. Cálculos de esfuerzo de la cobertura

Está encargado de soportar el desplazamiento del sólido a prensar, por acción de una fuerza de compresión. Constituyen la pieza lateral de la máquina que está sostenida a la columna y la base, puede sujetar momentos flectores por lo que se estima para el análisis como una viga fija en ambos lados y con carga similar ubicada en el medio, estas apreciaciones se hacen facilitando los cálculos y considerando las experiencias de fabricación de las mismas.

Compuesto por una plancha rectangular doblado en tres secciones: una de 1800 mm x 1250 mm y dos exteriores de 1800 mm x 950 mm, la plancha es de 4.625 mm (3/8") de espesor

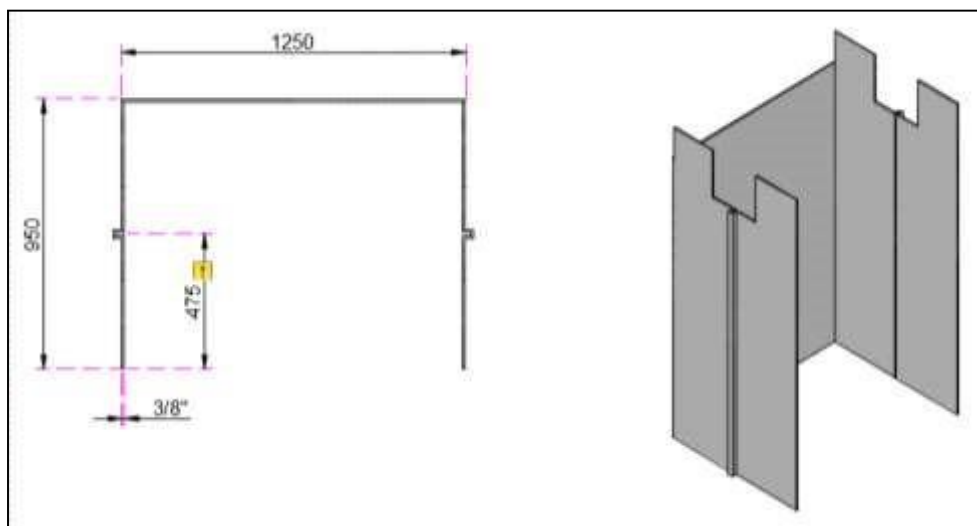


Figura N° 38: Cobertura de la prensa hidráulica.

Las reacciones en los lados de plancha (bisagra y ajuste) son:

$$M_A = M_B$$

El momento flector máximo

$$M_{f,max} = \frac{P \times L}{8} = \frac{P \times 0.6}{8}$$

se calcula:

$$M_{f,max} = \frac{P \times L}{8} = \frac{P \times 1.25}{8}$$

$$M_{f,max} = 0.15625 \times P$$

Al hallar el momento flector máximo, se puede tasar el esfuerzo máximo para una viga sometida a flexión, donde I es la inercia de la sección transversal de una viga de lado rectangular determinada en la ecuación 4.4, y C es la longitud que hay desde el eje neutro hasta la parte más externa.

$$\sigma_{flexión} = \frac{12 \times 0.075 \times P \times 0.375}{0.004625 \times 0.75^3}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{12 \times 0.15625 \times P \times 0.0023125}{1.188 \times 0.0047625^3}$$

$$\sigma_{flexión} = 33\,787.93 \times P$$

El valor de esfuerzo conseguido de la carga P máxima para la platina, tiene un factor de seguridad de 1.67, para elementos sujetos a flexión.

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

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

Límite estructural de acero A 36: 250 MPa

$$F_s = \frac{\sigma_y}{33\,787.93 \times P}$$

$$P = \frac{\sigma_y}{33\,787.93 \times F_s} = \frac{250\,000\,000}{33\,787.93 \times 1.67}$$

$$P = 4\,430.59\,N$$

Una vez obtenido el factor de seguridad se finaliza que las medidas de la pieza son perfectas para sostener una carga de trabajo P aproximada de 4.43 KN.

3.2.1.5. Cálculos de esfuerzo de las puertas

Para el análisis de las puertas se asumió que la puerta superior no está sometida a ningún esfuerzo flector, ya que el esfuerzo de desplazamiento del material a prensar

incidirá perpendicularmente en la puerta inferior. Las dimensiones de un la puerta son 1200 mm x 959.525 mm x 4.625 mm (3/8") el material del cual están hechas será de acero ASTM 36.

Las reacciones en los lados de las vigas son:

$$M_A = M_B$$

El momento flector máximo se calcula:

$$M_{f,max} = \frac{P \times L}{8} = \frac{P \times 0.6}{8}$$

$$M_{f,max} = \frac{P \times L}{8} = \frac{P \times 1.2}{8}$$

$$M_{f,max} = 0.25 \times P$$

Obtenido el momento flector máximo, se puede hallar el esfuerzo máximo para una viga sujeta a flexión, donde I es la inercia de la sección transversal de una viga de lado rectangular se fija según la ecuación 4.4, y C es la distancia que hay desde el eje neutro hasta la pieza más externa.

$$\sigma_{flexión} = \frac{12 \times 0.075 \times P \times 0.375}{0.004625 \times 0.75^3}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{12 \times 0.25 \times P \times 0.0023125}{0.959525 \times 0.004625^3}$$

$$\sigma_{flexión} = 73082.18 \times P$$

Con el valor de esfuerzo obtenido se calcula la carga P máxima para la platina, se establece un factor de seguridad de 1.67, para componentes sujetas a flexión.

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

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

Límite estructural de acero A 36: 250 MPa

$$F_s = \frac{\sigma_y}{73082.18 \times P}$$

$$P = \frac{\sigma_y}{73082.18 \times F_s} = \frac{250\,000\,000}{73082.18 \times 1.67}$$

$$P = 2\,048.39 \text{ N}$$

El factor de seguridad establecido se concluye que las medidas de la partes son adecuadas para sujetar una carga de trabajo P aproximada de 2 KN.

3.2.2. Cálculos de dimensionamiento del sistema hidráulico

3.2.2.1. Cálculo de Dimensionamiento del Pistón

Se hacen los cálculos basados en una paca de 250 kg de cartón tomados de datos empíricos probados para probetas de cartón fuerza máxima necesaria para una óptima compresión.

$$F = 4496178.861 \text{ lbf}$$

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

El área fue calculada para un diámetro de pistón de 6 in.

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi * (2.362)^2}{4} = 4.383 \text{ in}^2$$

$$P = \frac{4496178.861 \text{ lbf}}{4.383 \text{ in}^2} = 1025932.128 \text{ lb/in}^2$$

Longitud de Carrera del Pistón

Volumen final mínimo para un área de 0.75 m * 1.2 m

$$V_f = 0.8 \text{ m}^3$$

$$V_f = (0.75\text{m}) * (1.2\text{m})$$

Despejando la altura

$$h_f = \frac{vf}{(1.2) * (0.75)} = \frac{0.8\text{m}^3}{(1.2) * (0.75)\text{m}^2} = 0.889\text{ m}$$

$$h_f = 2\text{ m}$$

$$L_c = 2 - 0.889 = 1.111\text{ m} = 43.774\text{ in}$$

Velocidad del Pistón

$$t = 60\text{ s}$$

$$v = \frac{d}{t} = \frac{43.774\text{ in}}{60\text{ s}} = 0.729 \frac{\text{in}}{\text{s}} = 43.744 \frac{\text{in}}{\text{min}}$$

Dedución de la cantidad de Hidrolina

$$Q = V * A = 43.744 \frac{\text{in}}{\text{min}} * 4.383\text{ in}^2 = 191.711 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} = 0.830\text{ gpm}$$

Hallar las Características del Motor.

$$P = 0.0007 * Q_p = 0.0007 * \frac{1267.49\text{lb}}{\text{in}^2} * 0.830\text{ gpm} = 0.755\text{ HP}$$

Tanque

$$V_T = 3 * Q = 3 * 0.830\text{ gpm} = 2.490\text{ gpm}$$

Tubería

$$A = \frac{0.32 * 0.830\text{ gpm}}{15} = 0.018\text{ in}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.018\text{ in}^2}{\pi}} = 0.150\text{ in}$$

3.3. Simulación de los esfuerzos de la Prensa Hidráulica en el Solidworks.

3.3.1. Simulación de esfuerzo de la base

3.3.1.1. Simulación de esfuerzo de las columnas principales.

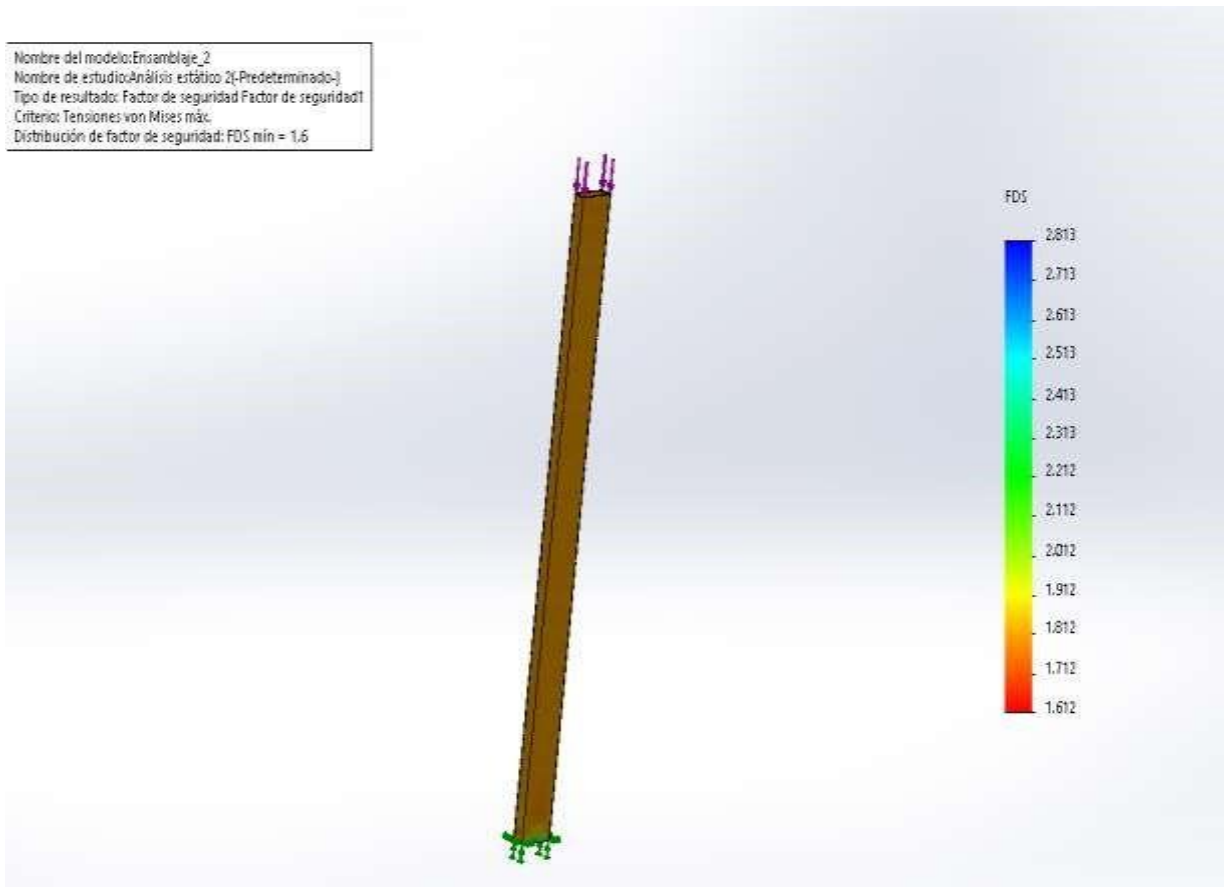


Figura N° 39: Distribución del factor de seguridad columna 1, 12.8KN.

Como se pudo corroborar en los cálculos obtenidos mediante formula, a las dimensiones y material dada a la columna presenta un factor de seguridad de 1.6, ejerciendo una fuerza máxima de 12.8 kN

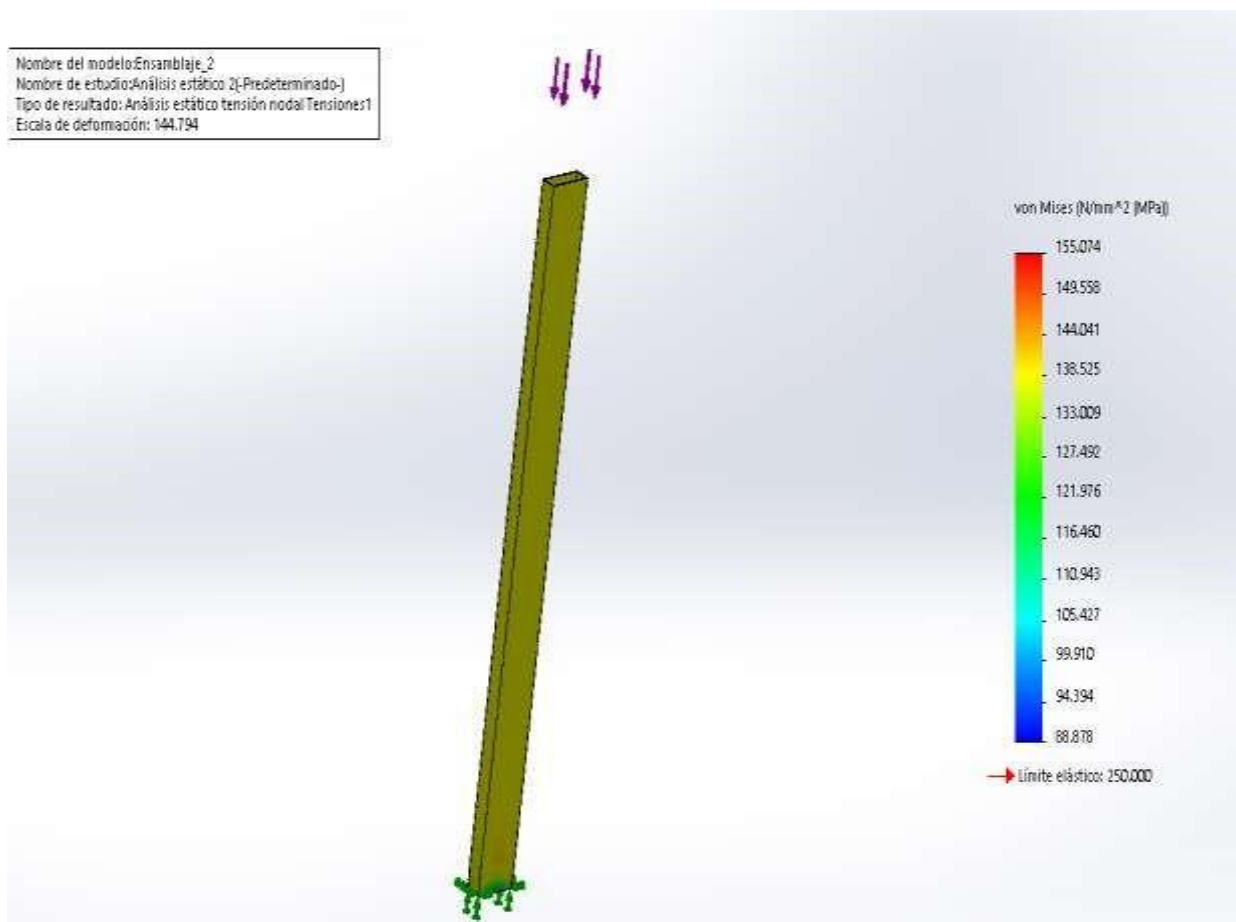


Figura N° 40: Tensiones de Von Misses columna 2, 12.8 KN.

Con el valor de 12.8 KN en la imagen anterior se puede determinar que la máxima tensión de Von Misses es 155.9 MPa, que se da en la parte inferior y en la mayor parte de la columna mantiene un esfuerzo promedio de 130 MPa la que es minima que el limite elástico del material 250MPa, con esto se puede deducir que el elemento no fallar, bajo estas condiciones de carga.

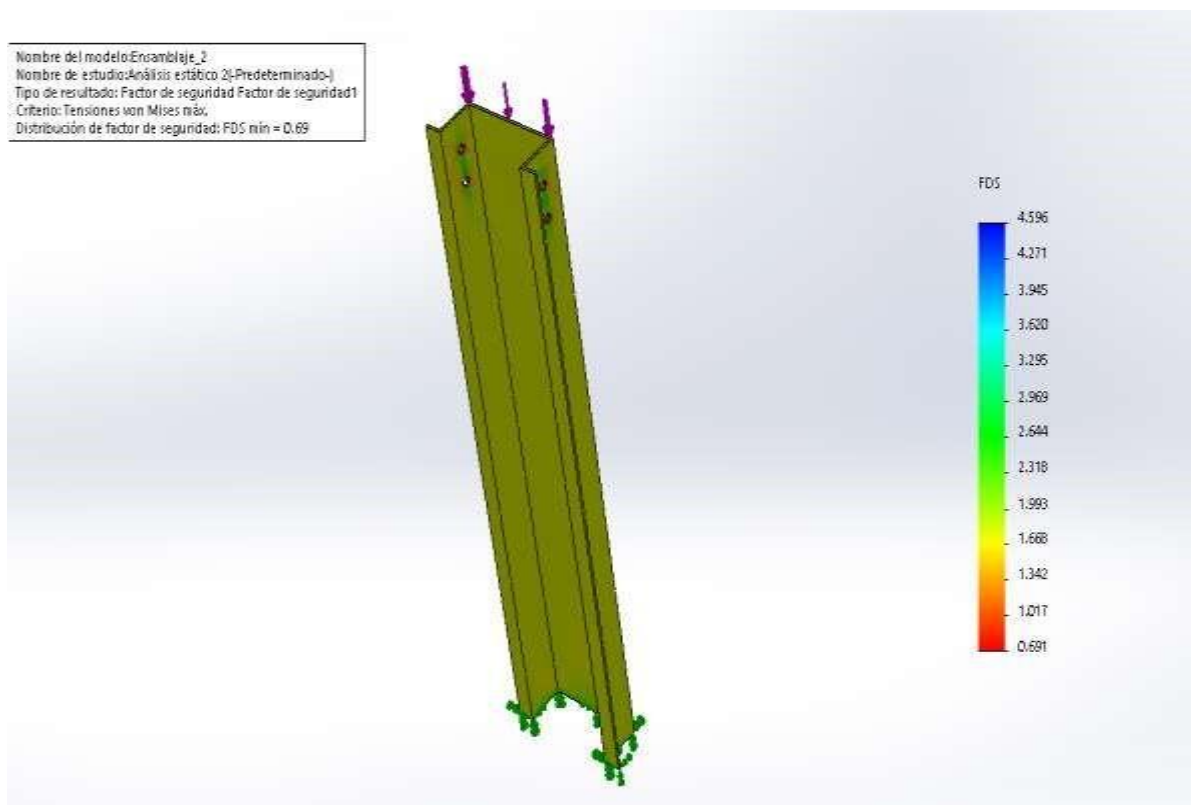


Figura N° 41: Distribución del factor de seguridad columna 1, 12.8 kN.

Para la columna 2 se aplicó una fuerza de 12.8 KN, se observa un factor de seguridad mínimo de 0,69 se presenta en la aperturas superiores que van a ser utilizadas para el empalme con el armazón del equipo, si tuviese los agujeros la totalidad de presentaría un factor de seguridad promedio de 1.7, valor corroborado con el cálculo por medio de fórmulas.

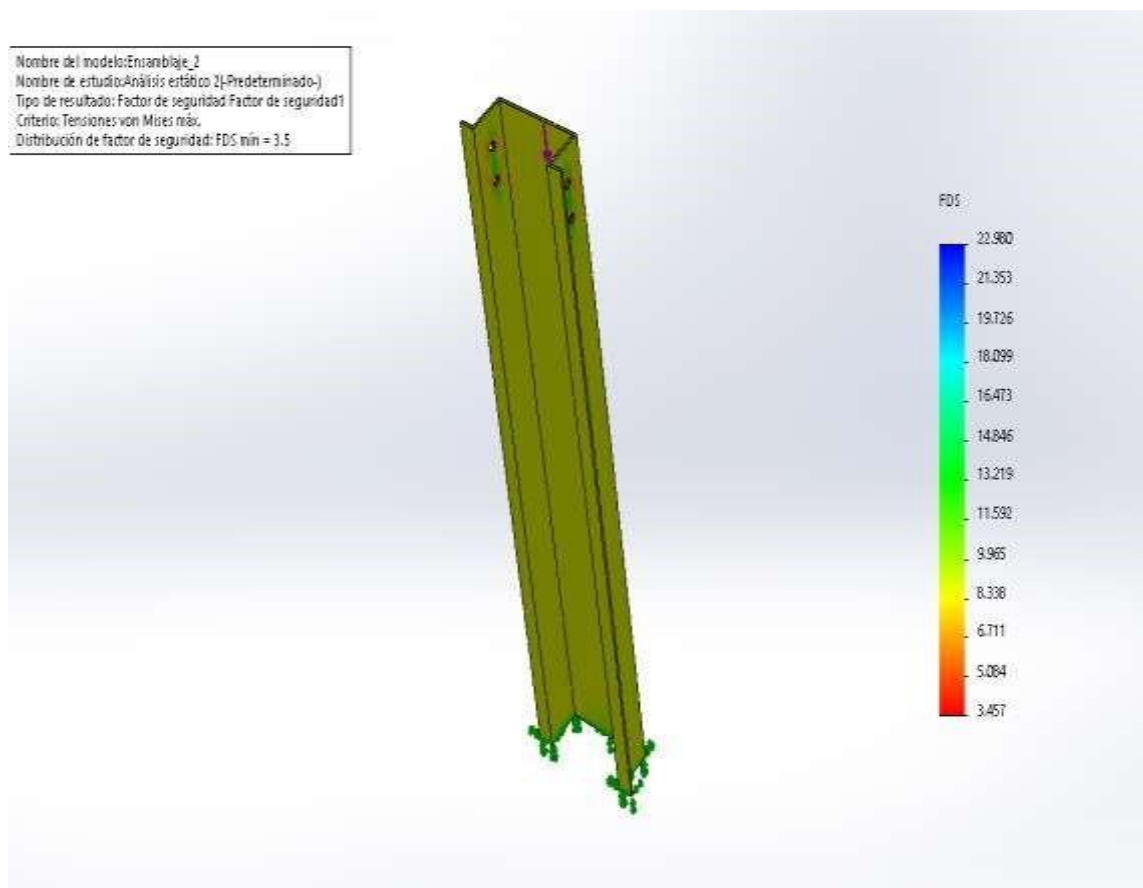


Figura N° 42: Distribución del factor de seguridad columna 1, 12.8 kN.

A condiciones de 12.8 kN de fuerza hay un factor de seguridad mínimo de 3.5, y un promedio de 8.5 en lo restante de la columna.

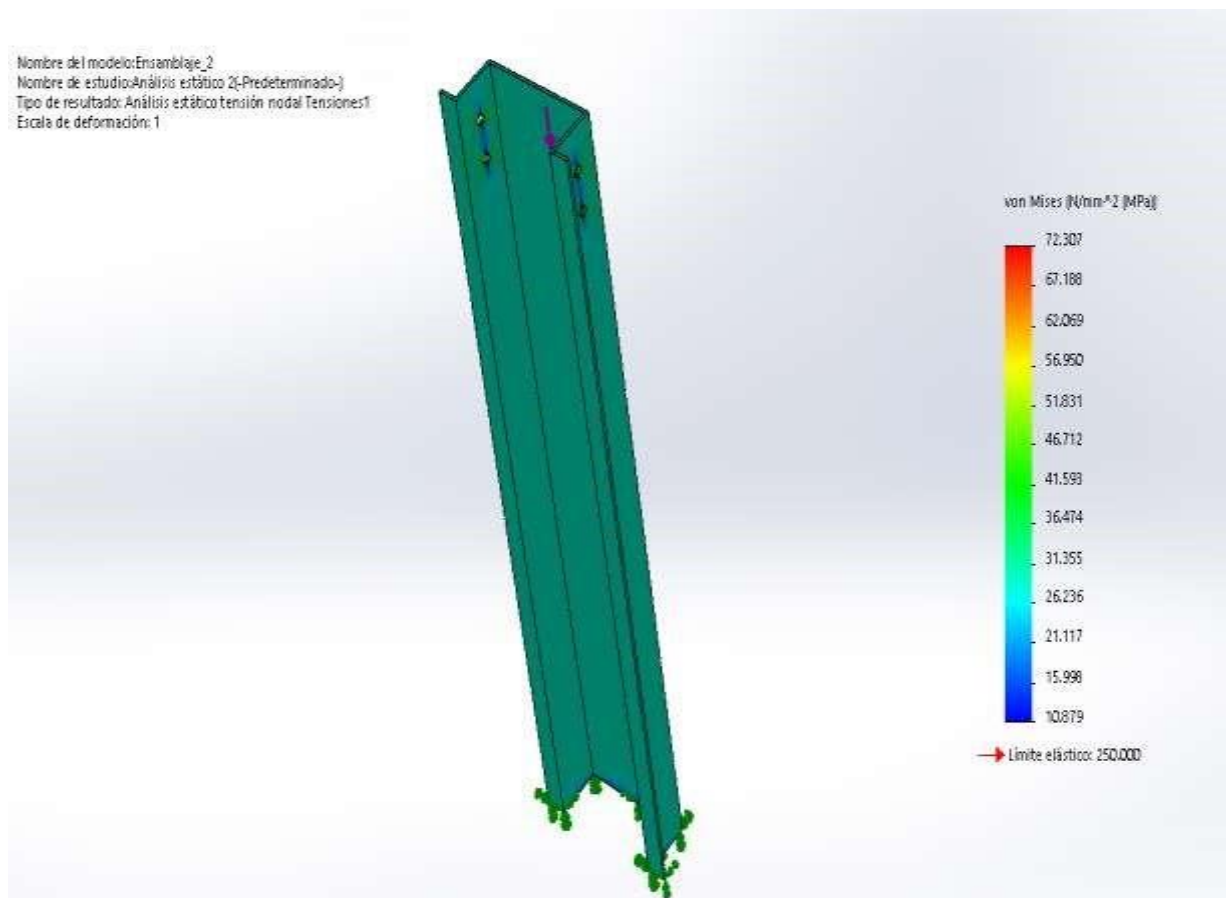


Figura N° 43: Tensiones de von Misses columna 1, 12.8 KN

Con la anterior imagen se puede concluir que la máxima tensión de Von Mises es 72 Mpa que servirán de empalme, la gran parte de la columna sostiene un esfuerzo promedio de 32 MPa la que es pequeño que el limite elástico del material 250MPa, con esto se puede determinar que el elemento no fallara, bajo estas condiciones de trabajo.

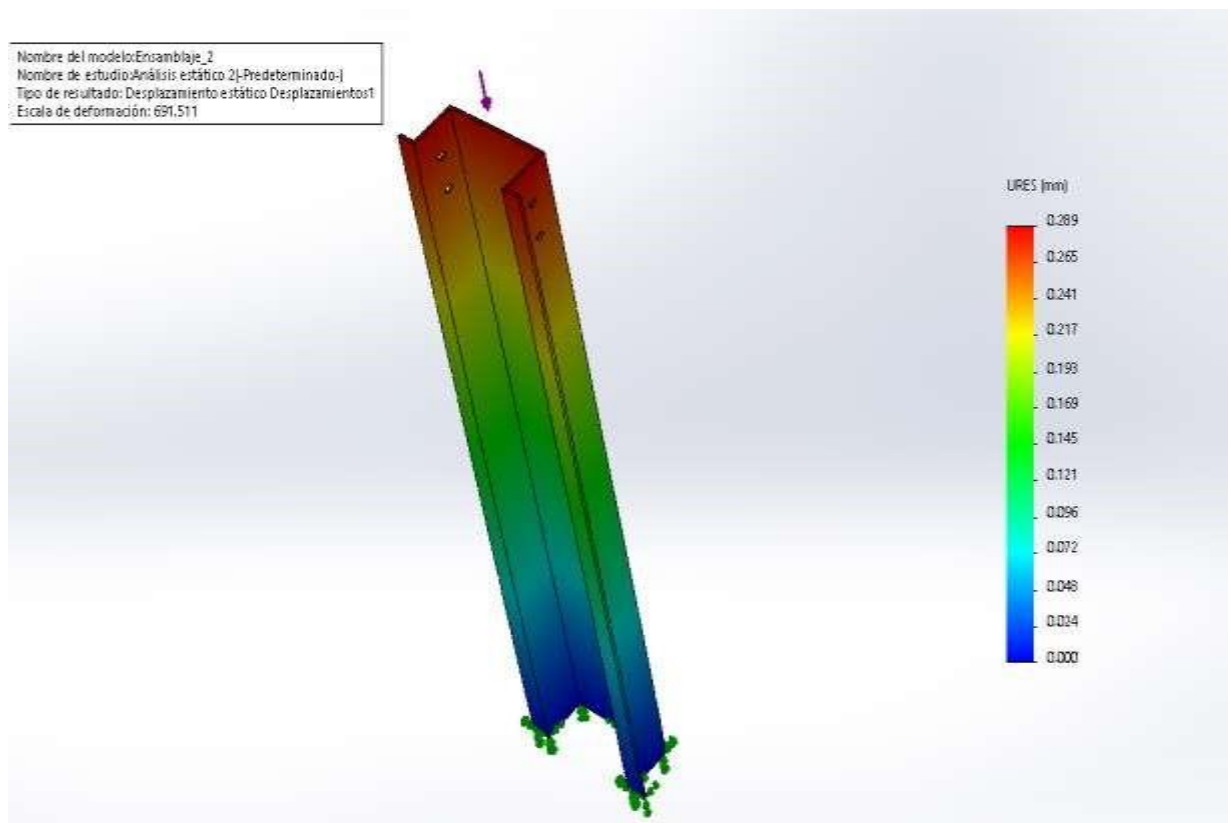


Figura N° 44: Desplazamiento de la columna 02

En el presente dispositivo analizado el desplazamiento máximo, es de 0.28 mm, en la parte baja central del elemento, desplazamiento que no daña el perfecto funcionamiento de la prensa hidráulica.

3.3.1.2. Simulación de esfuerzo de travesaño

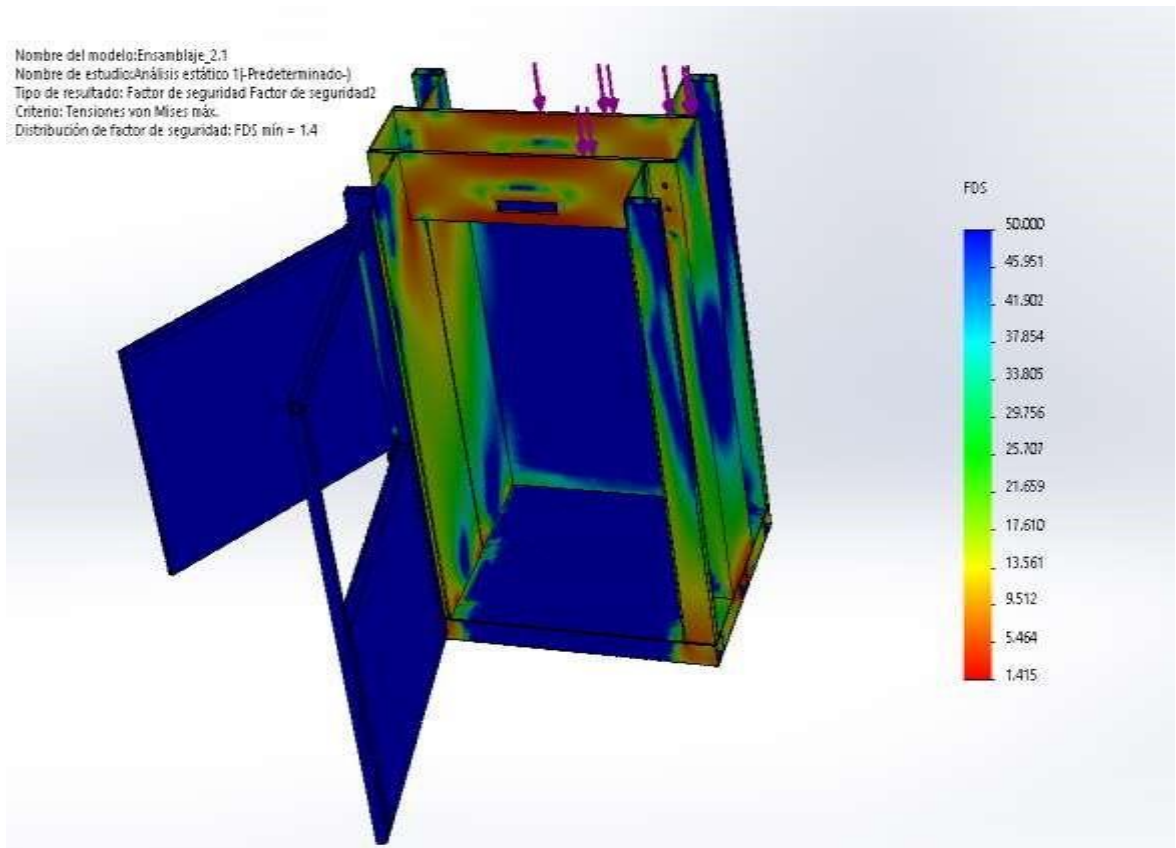


Figura N° 45: Fuerza aplicada 25.6 KN, manteniendo la puerta abierta se logra un factor de seguridad de 1.4.

Nombre del modelo: Ensamblaje_2.1
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS min = 1.5

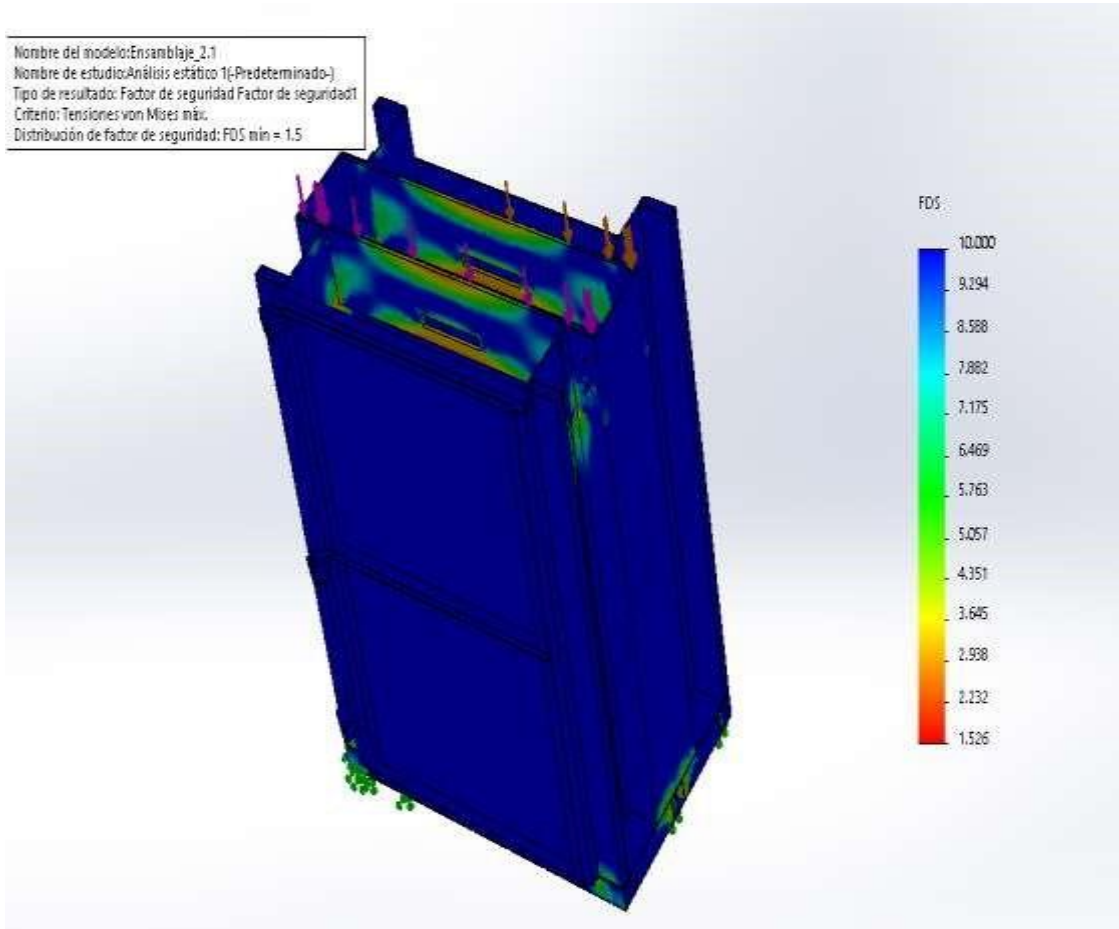


Figura N° 46: Fuerza aplicada 25.6 KN, manteniendo la puerta cerrada se logra un factor de seguridad de 1.526

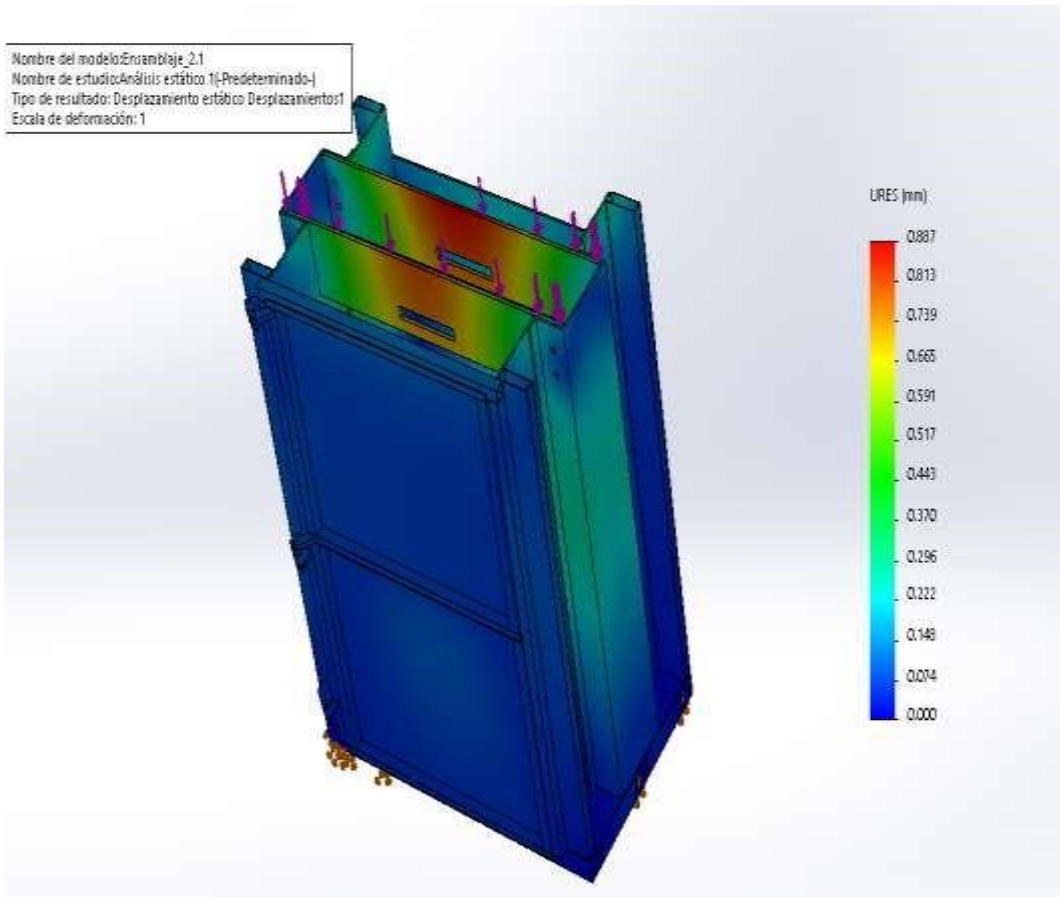


Figura N° 47: Fuerza aplicada 25.6 KN, manteniendo la puerta cerrada los desplazamientos máximos logrados son de 0.887 mm

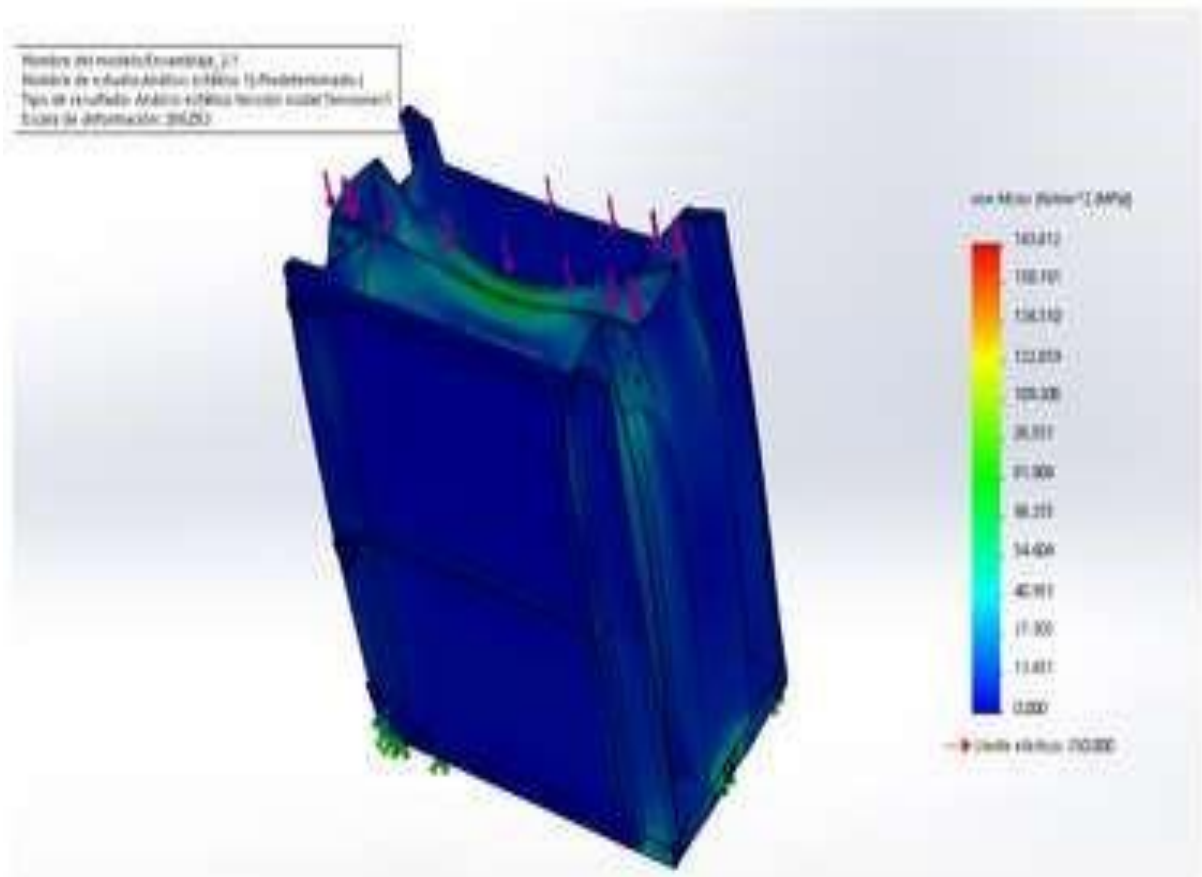


Figura N° 48: Fuerza aplicada 25.8 KN, manteniendo la puerta cerrada las tensiones máximas son 163 KN, manteniéndonos dentro del Límite elástico del metal. Todas estas pruebas fueron desarrolladas a la máxima fuerza obtenida a partir de los cálculos, a la cual los travesaños no sobrepasen su límite elástico y sufran algún daño.

3.3.1.3. Simulación de esfuerzo de la cobertura

Aplicando un fuerza de 12.8 KN, para el lado posterior de la prensa. Se obtiene un mínimo valor para factor de seguridad de 8.3, permaneciendo dentro de lo requerido 2.5 a 3 KN.

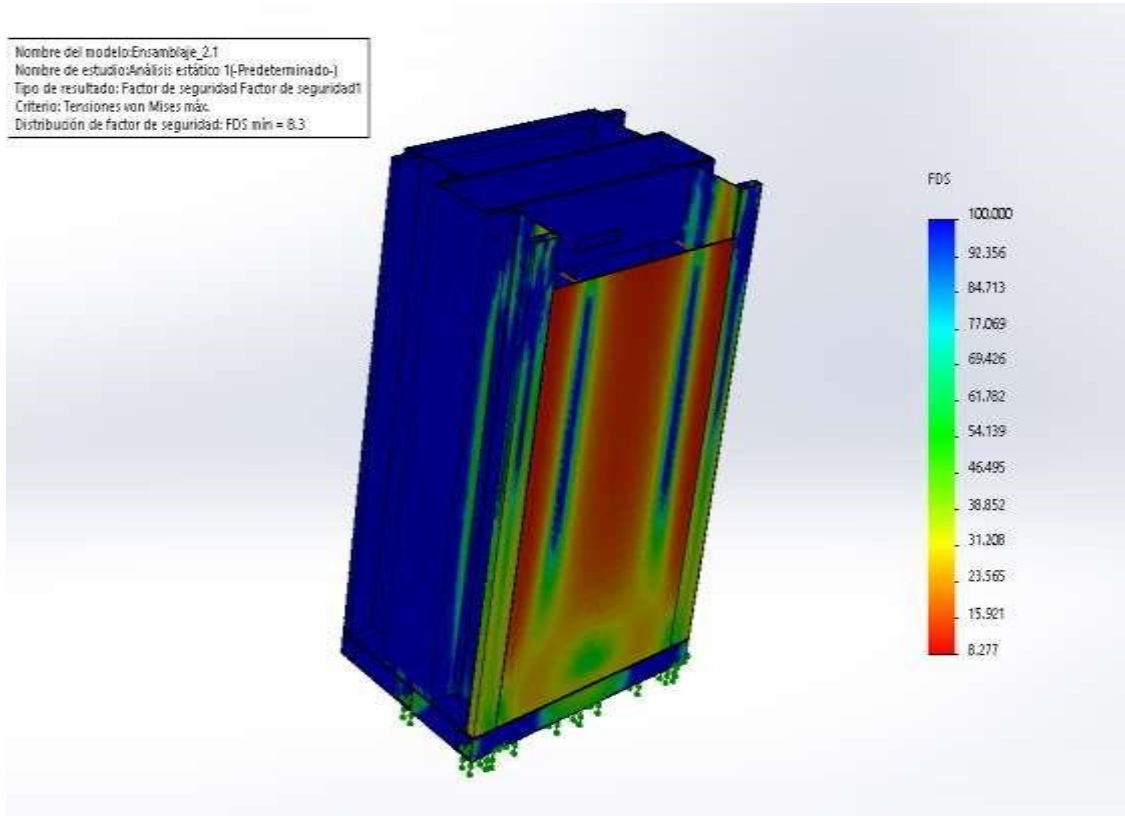


Figura N° 49: Factor de seguridad, cobertura parte posterior aplicando fuerza de 25.6 KN.

Nombre del modelo: Ensamblaje_2.1
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

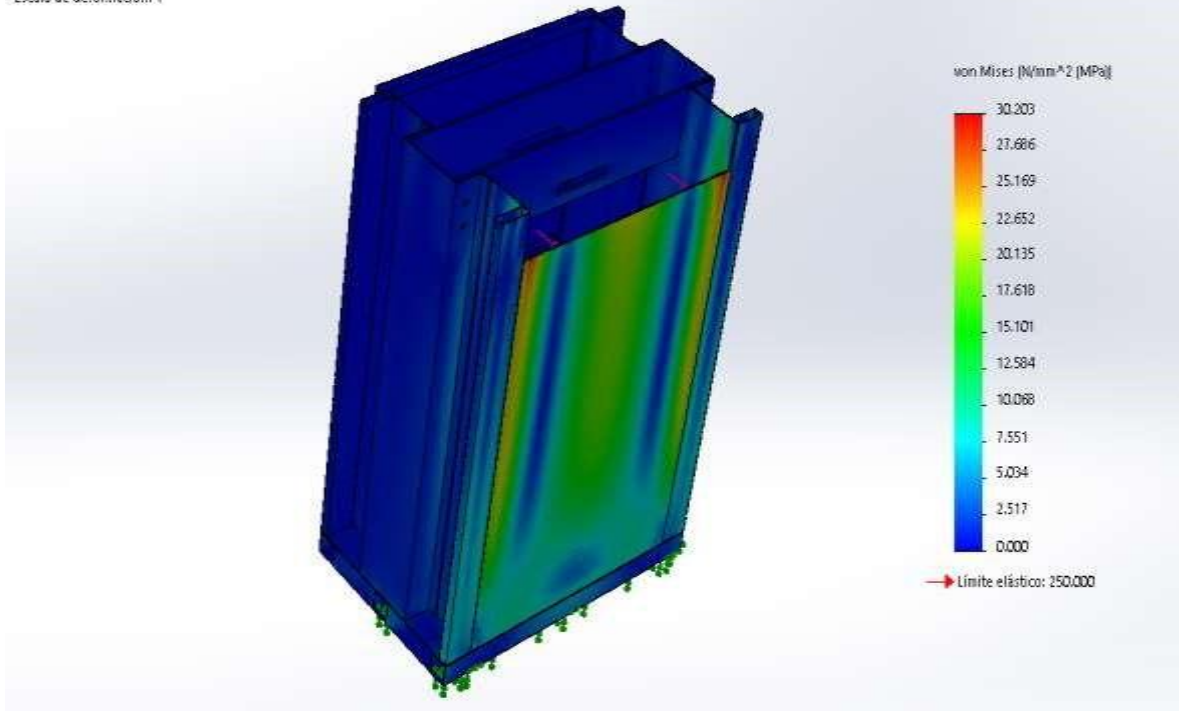


Figura N° 50: Tensiones, cobertura parte posterior aplicando fuerza de 25.6kN.

3.3.1.4. Simulación de esfuerzo de las puertas

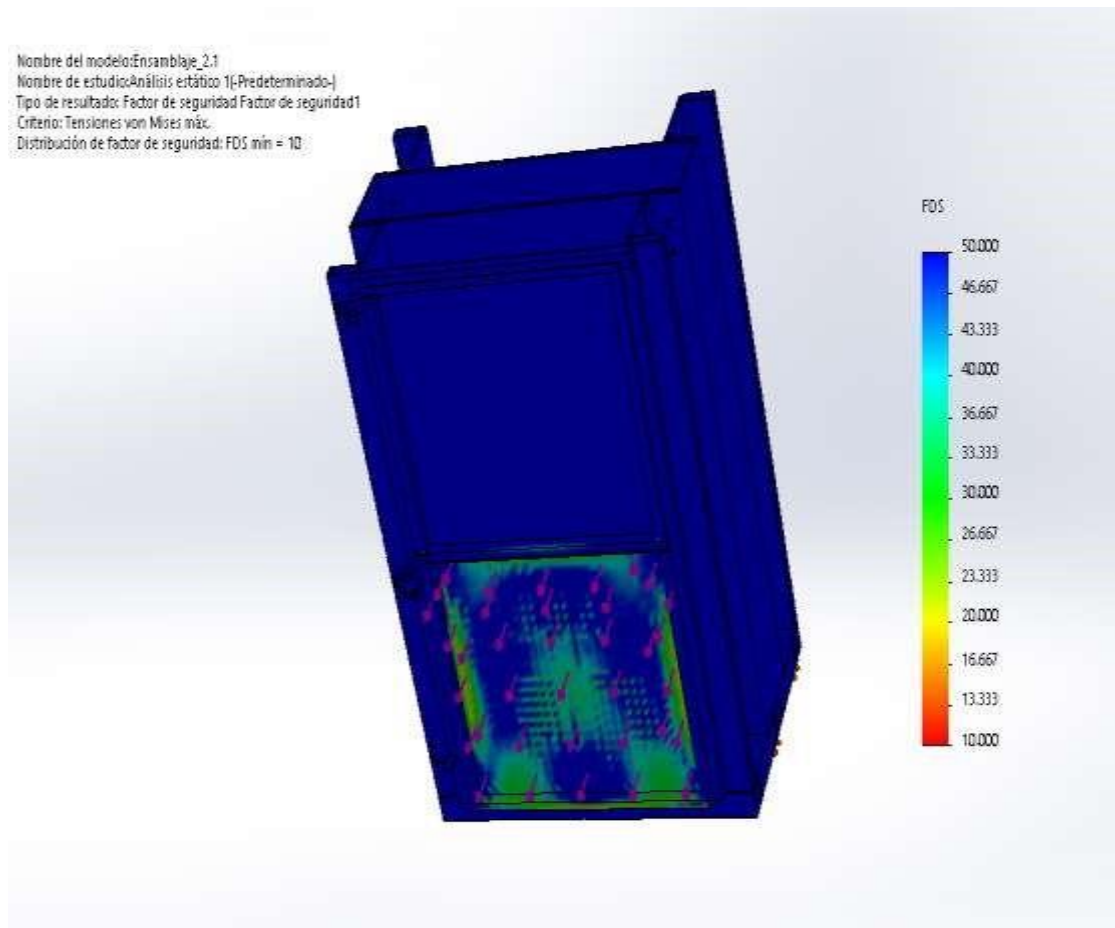


Figura N° 51: Aplicando un fuerza de 12.8 KN, para el lado de la puerta. Se obtiene un mínimo valor para factor de seguridad de 10.

3.4. Simulación de la prensa completa.

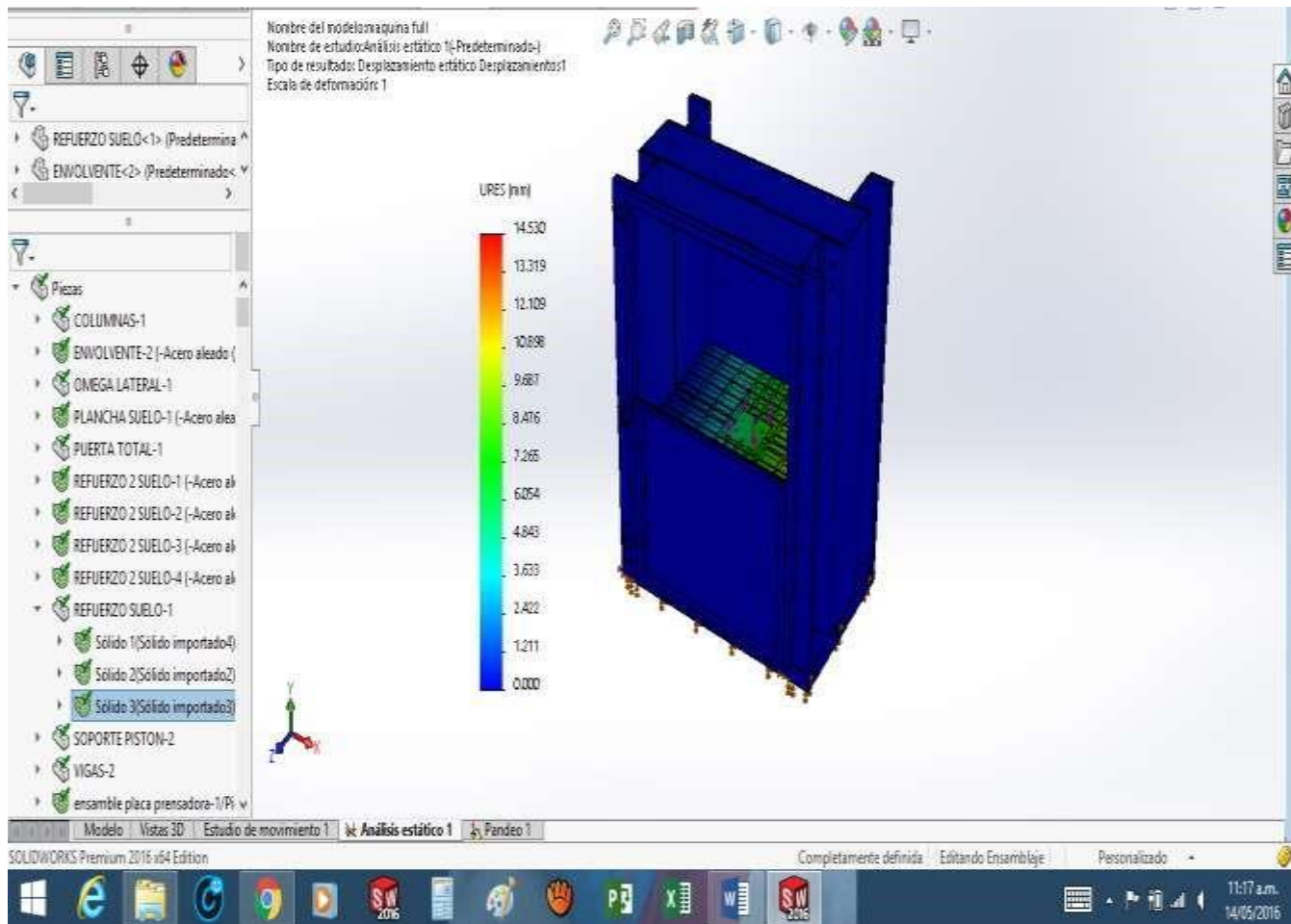



Figura N° 52: Simulación de la prensa completa.


Suposiciones

Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Estudio estático de la prensa.
Modelo de análisis	examen estático
Muestra de malla	Armadura sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (D:\De Pc y Windows\Documentos\Tesistas\Avila\Maquina completa)

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: Acero aleado (SS)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. 6.20422e+008 N/m²</p> <p>Límite elástico: 7.23826e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 2.1e+011 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 0.28</p> <p>Coefficiente de Poisson: 7700 kg/m³</p> <p>Densidad: 7.9e+010 N/m²</p> <p>Módulo cortante: 1.3e-005 /Kelvin</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica:</p>	<p>Sólido 1(Sólido importado8)(COLUMNAS-1),</p> <p>Sólido 8(Sólido importado35)(COLUMNA S-1),</p> <p>Sólido 9(Sólido importado6)(COLUMNAS-1),</p> <p>Sólido 10(Sólido importado7)(COLUMNAS-1),</p> <p>Sólido 11(Sólido importado37)(COLUMNA S-1),</p> <p>Sólido 12(Sólido importado5)(COLUMNAS-1),</p> <p>Sólido 13(Sólido importado36)(COLUMNA S-1),</p> <p>Sólido 1(Sólido importado9)(ENVOLVENTE-2),</p> <p>Sólido 3(Sólido importado1)(OMEGA LATERAL-1),</p> <p>Sólido 4(Sólido importado2)(OMEGA LATERAL-1),</p> <p>Sólido 1(Sólido importado1)(PLANCHA SUELO-1),</p>

Fuerza-4		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 25836 N
----------	---	--

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

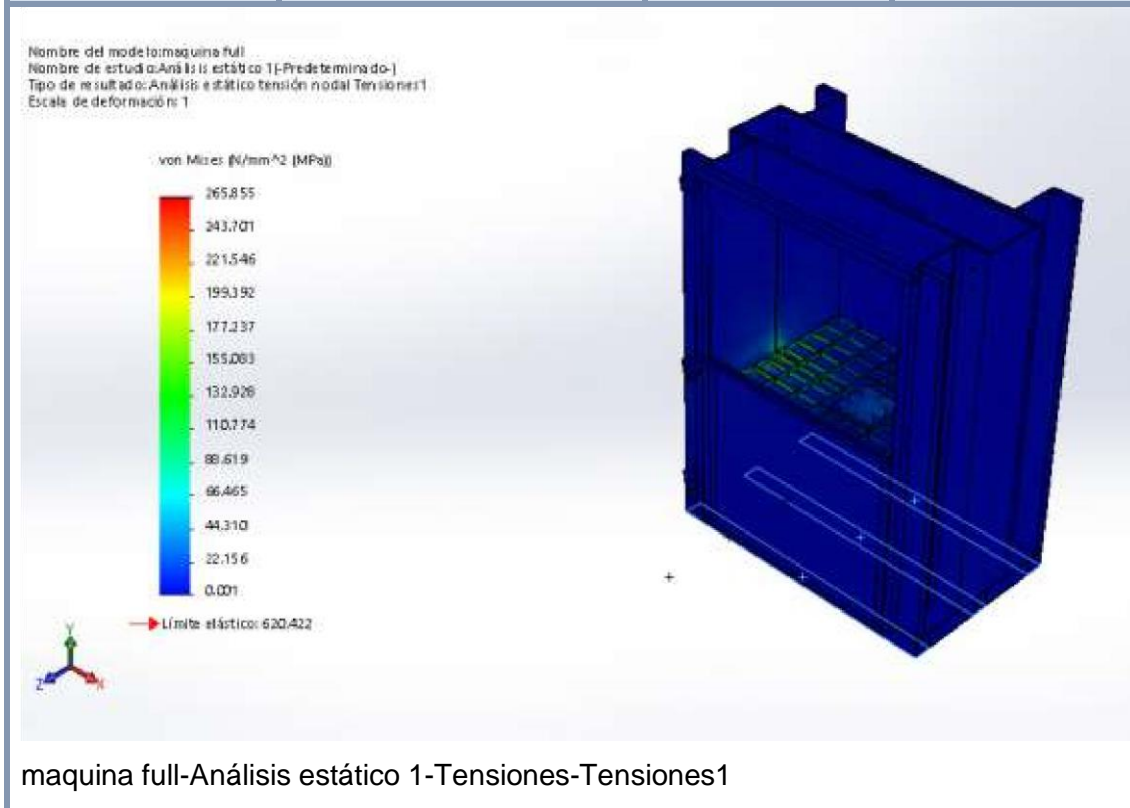
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-18.0365	51696.9	23.3583	51696.9

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

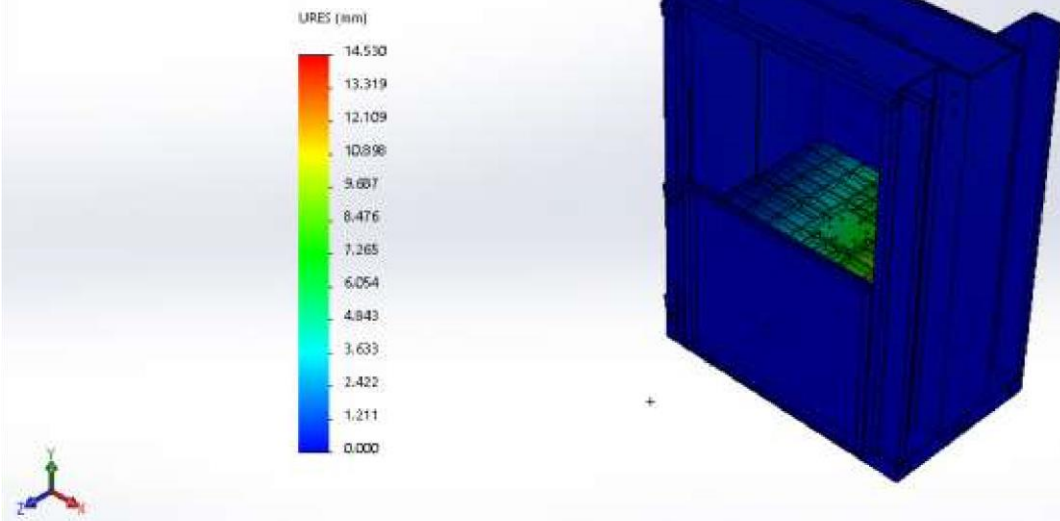
Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.00100633 N/mm ² (MPa) Nodo: 32832	265.855 N/mm ² (MPa) Nodo: 54680



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos 1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 37501	14.5302 mm Nodo: 53483

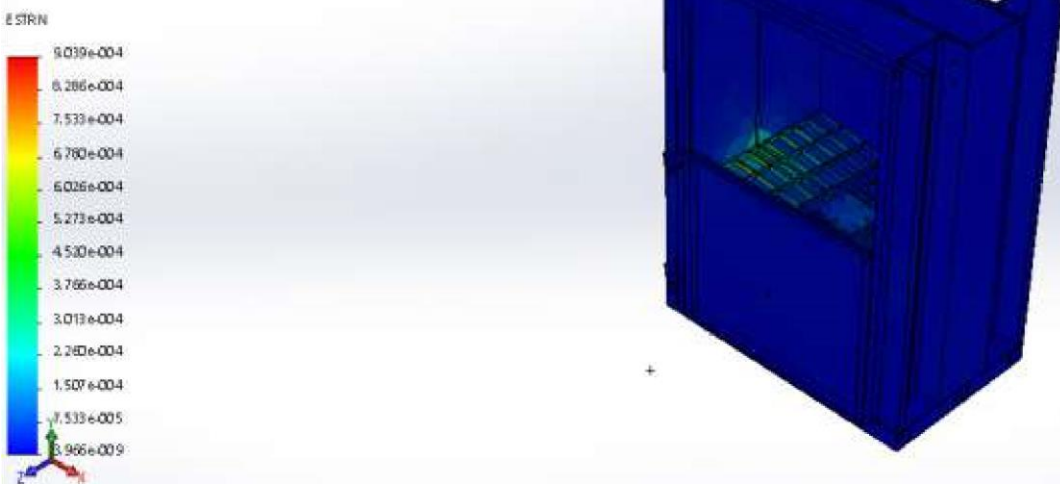
Nombre del modelo: maquina full
 Nombre de estudio: Análisis estático 1-Predefinido-1
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1

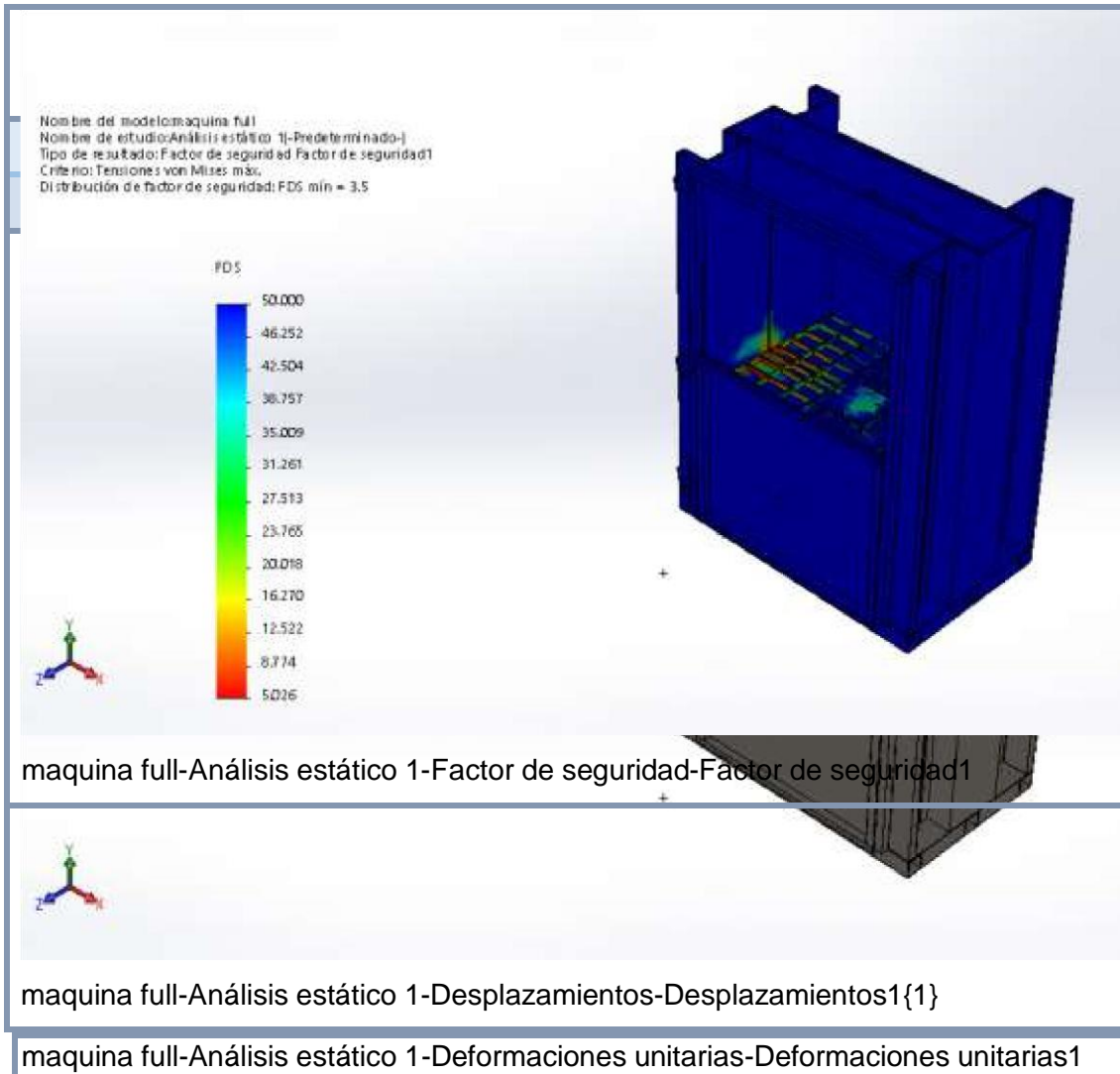


maquina full-Análisis estático 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	3.96609e-009	0.000903934
		Elemento: 16530	Elemento: 27031

Nombre del modelo: maquina full
 Nombre de estudio: Análisis estático 1-Predefinido-1
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 14.503





Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Factor de seguridad1	Tensión de von Mises máx.	3.50052 Nodo: 54680	50 Nodo: 1

Comentarios:

El diseño no falla pues el factor de seguridad del diseño es de 3.5, lo cual garantiza que el sistema resistirá las cargas aplicadas.

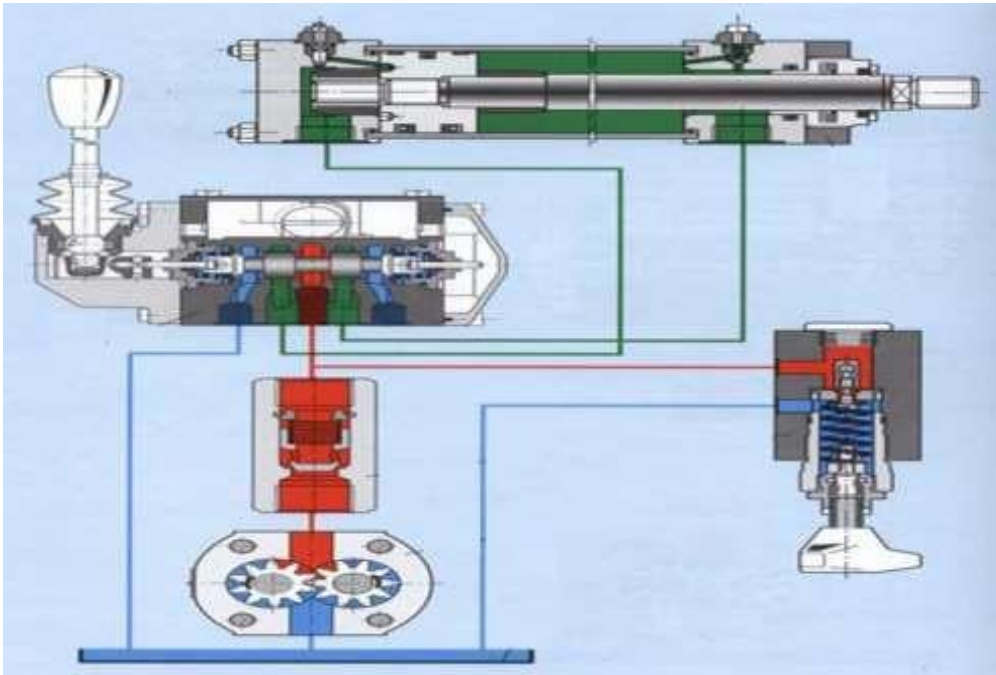


Figura 45: Circuito hidráulico de la prensa hidráulica [1]

3.4.1. Costos del sistema hidráulico

Ítem	Descripción	Medida	Costo unitario (Nuevos soles)
1	Bomba hidráulica	5.0 cm ³	678.0
2	Tanque hidráulico	6.0 cm ³	120.0
3	Válvula Check	1/2"	54.0
4	Válvula reguladora de presión	10 Ton	236.0
5	Cilindro hidráulico	20 Ton	1500.0
6	Válvula direccional	1/2" * 20 Tm	475.0
7	Motor eléctrico	6 Hp	870.0
8	Fluido hidráulico	Balde 18 L	850.0
9	Filtro de succión	Estándar	250.0
11	Tubos conectores bomba - pistón	1/2" *6.0 m	1200.0
12	Pernos, niples, codos y otros	Diversas	531.0
SUBTOTAL			6764.0
IGV			1217.5
TOTAL			7981.5

3.4.2. Retorno operacional de la inversión

Por lo tanto:

$$\text{Beneficio}_{\text{neto}} = (\text{Ba} + \text{Ac}) - (\text{Cm} + \text{Cdi})$$

$$\text{Beneficio}_{\text{neto}} = (2215.81 + 250.828) - (250 + 200)$$

$$\text{B}_{\text{neto}} = 2016.638 \text{ \$/año}$$

$$\text{ROI} = \text{Inversión [\$]} / \text{Beneficio [\$/año]}$$

$$\text{ROI} = 5459.36 [\$] / 2016.638 \text{ \$/año}$$

$$\text{ROI} = 2.7 \text{ años}$$

CAPITULO IV

IV. CONCLUSIONES

- El diseño no falla pues el factor de seguridad del diseño es de 3.5, lo cual garantiza que el sistema resistirá las cargas aplicadas.
- Los resultados de la simulación determinan que los esfuerzos a los cuales fueron sometidos fueron superadas y asumidas como los esfuerzos máximos de soporte.
- Los cálculos de cizallamiento y simulación calculados asumen resistencia de los materiales sobre las 20 Tm deben de ser toleradas por las vigas transversales en donde se encajara el pistón. La Columna 1 acepta una fuerza máxima de 1742 kN, para que no superemos el factor de seguridad y para la columna 2 solo acepta como máximo 1046 kN de fuerza ejercida por la parte superior, en ambos casos para estar dentro de un factor de seguridad de 1.67, y asegurarnos un correcto desempeño de nuestras piezas.
- El material ideal encontrado según simulación define a los perfiles ASTM 36, conocido como “perfiles con bajo contenido de carbono”.
- Las comparaciones de resultados entre los calculados y los encontrados en el mercado (fichas técnicas de fabricante) determinan similitud. El motor eléctrico de referencia de fabricante determina 6.0 HP y los calculados determinan 5.0 Hp

CAPITULO V

V. SUGERENCIAS

- Simular el comportamiento de la prensa hidráulica con softwares especializados de contraste como el Simulin del MATLAB.

- Comparar con modelos exitosos en el mercado internacional de prensas para cartón reciclado (BRAMIDAN) y de posibles materiales metálicos y metálicos, acoplando o reforzando los parámetros de operación para hacer extensivo su uso.
- Realizar un análisis económico y retorno operacional de la inversión de manera más detallada considerando el análisis puntual de cada uno de los componentes y la rentabilidad de la fabricación.

CAPITULO VI

VI. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

[1] **BARBARA Muñoz, Luis y otros. 2011.** *Cálculo y Diseño de una Prensa Hidráulica Tipo "C" con Capacidad de 20 Toneladas.* Mexico. Instituto Politecnico Nacional, 2011.
(BARBARA Muñoz, 2011)

[2] **BARRENECHEA Medina, Samuel.** *Diseño de una Maquina Compactadora de Botellas de Plastico.* Lima, 2012. (BARRENECHEA Medina, 2012)

[3] CIGARROA Cruz, Julio. 2012. *Diseño de un Sistema Basado en el conocimiento para el Proceso de Troquelado.* Mexico. Universidad Autónoma de Mexico.2012. (CIGARROA Cruz, 2012)

[4] (Guía Nacional Para la Implementación de Bolsas de Residuos, 2004) Perú, 2004, pag. 2-3.

[5] GUTIERREZ Andrade, Hernderson. 2009. *Diseño de una Prensa Hidráulica para Vulcanizar compuestos de Caucho con una capacidad de 300 toneladas.*Ecuador. Universidad Politecnica Salesiana.2009. (GUTIERREZ Andrade, 2009)

[6] MUÑOZ Vinueza, Ronald 2000. *Construcción de una Prensa Hidráulica Manual de 200 Toneladas.*(DSpace en ESPOL) (MUÑOZ Vinueza)

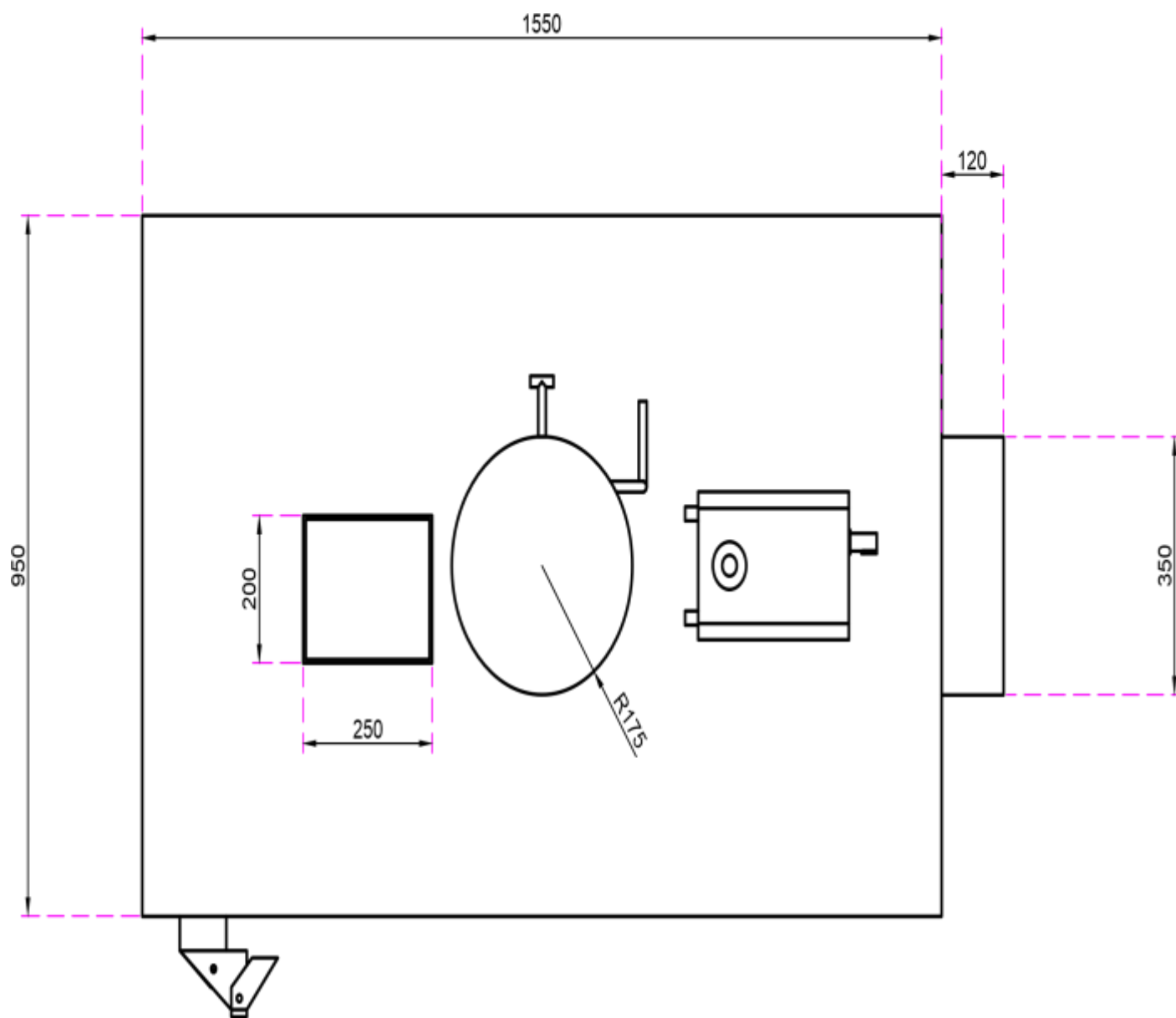
[7] PAYAN Cobo, Hector. *Diseño de una Prensa Hidraulica de Constumecam, para mejorar la Eficiencia de su Prroducción.* Santiago de Cali. Universidad Autónoma de Occidente, 2012. (PAYAN Cobo, 2012)

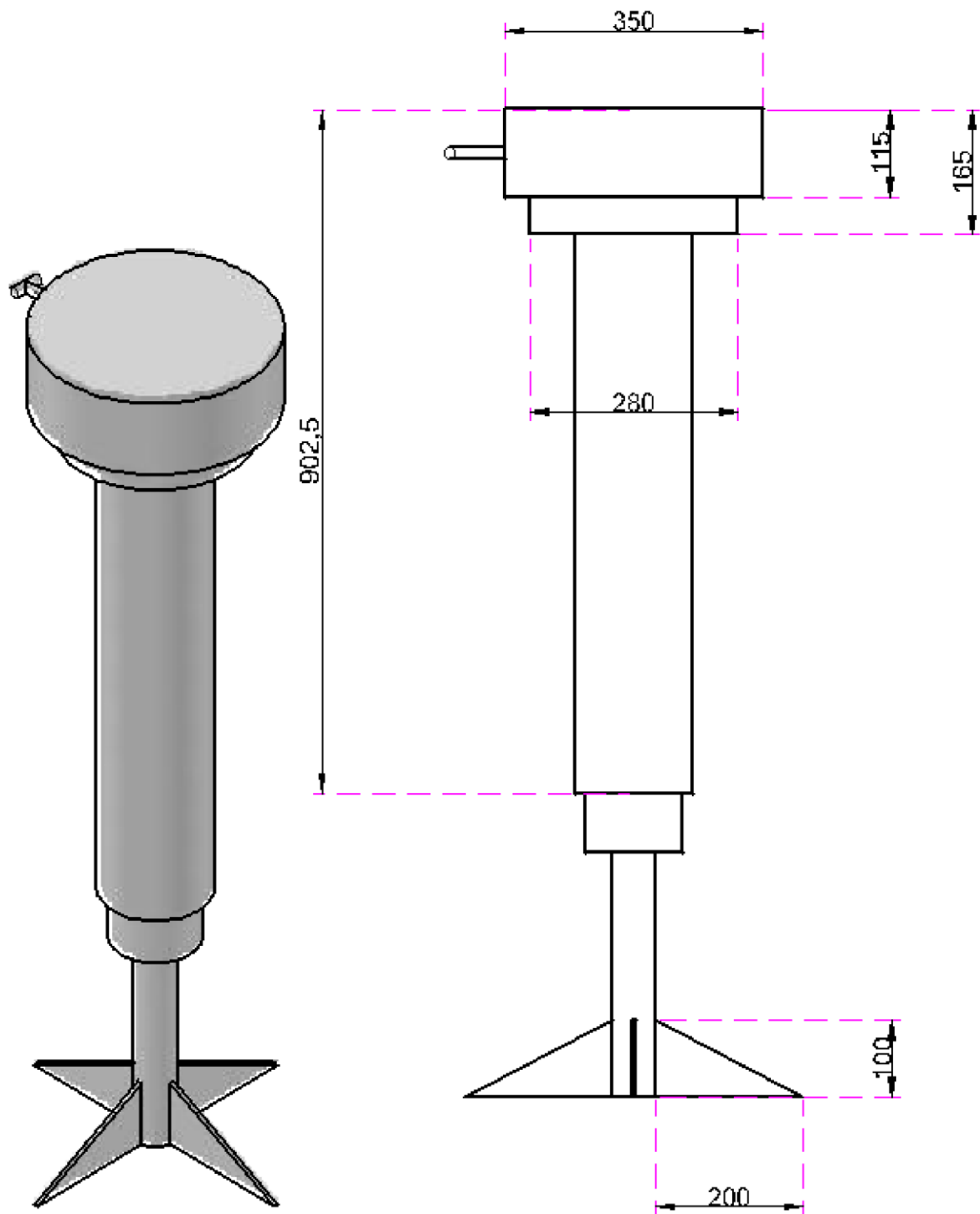
[8] REYES Jimenez, Gustavo. 2010. *Cálculo y Selección del Equipo Hidráulico para Máquina de Compactación de Material Reciclable como Piel, Cartón, Plástico y Aluminio.* Mexico. Instituto Politecnico Nacional, 2010. (REYES Jimenez, 2010)

ANEXOS.

PLANOS

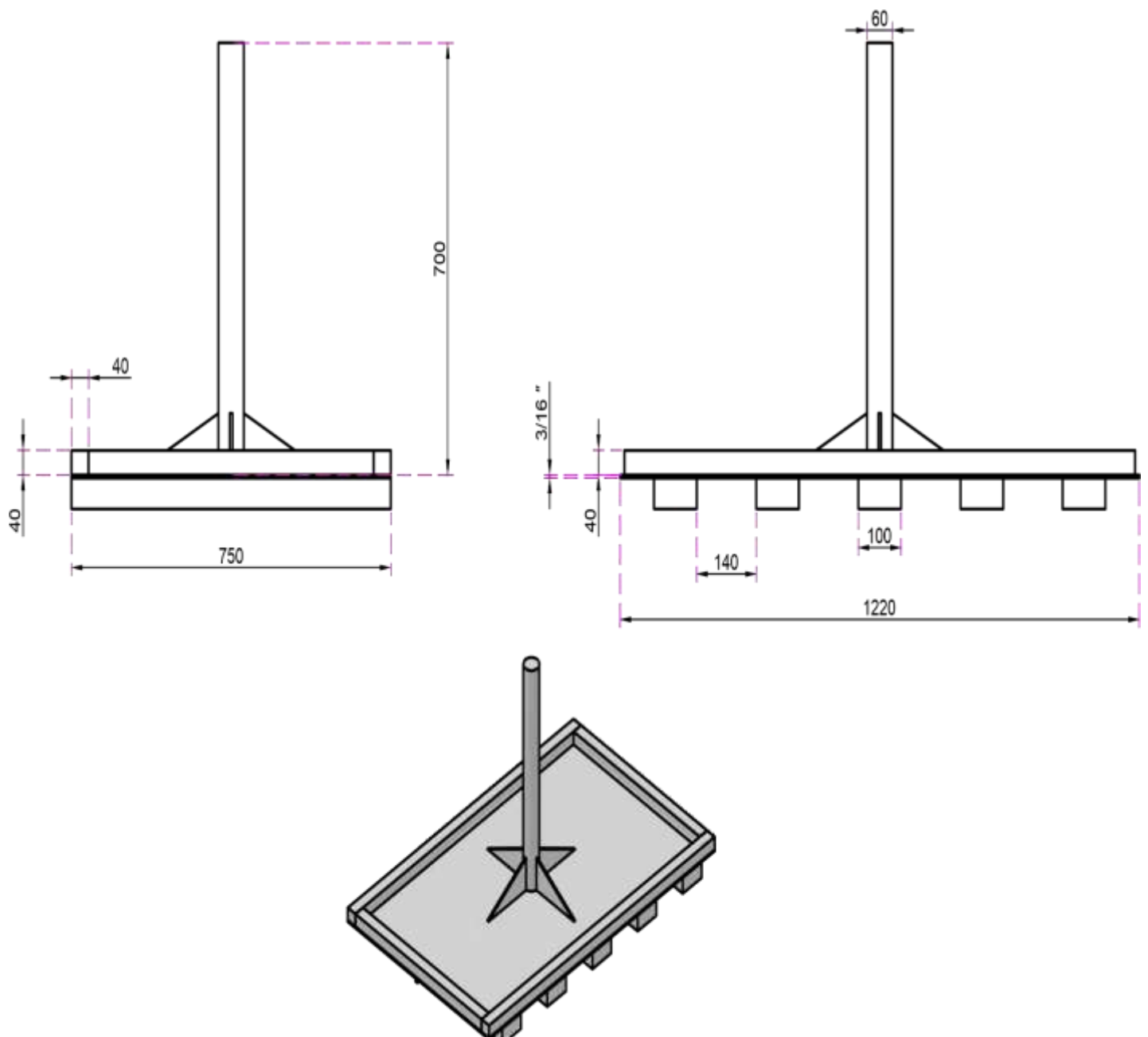
Plano 1: plancha superior de la maquina.



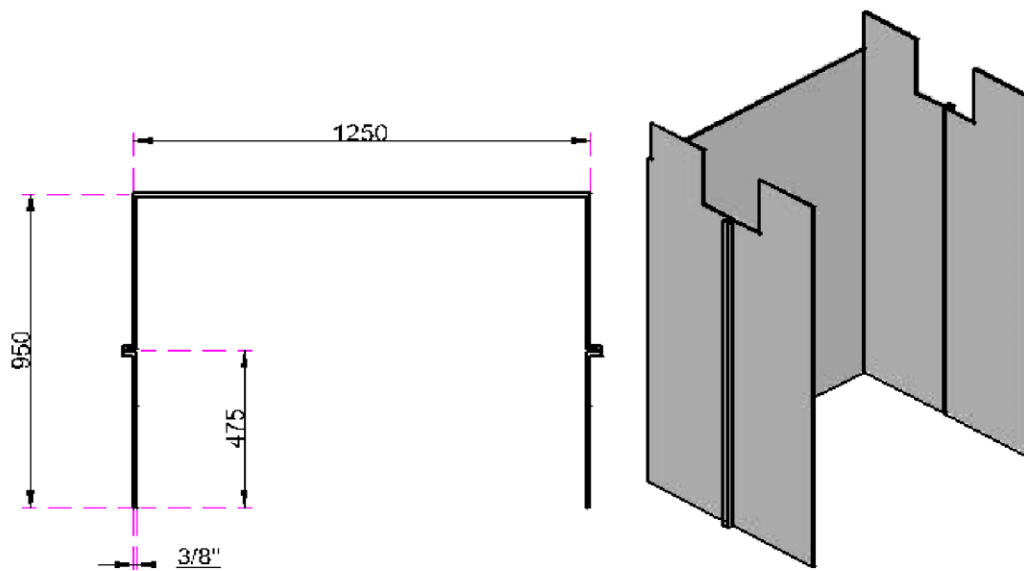
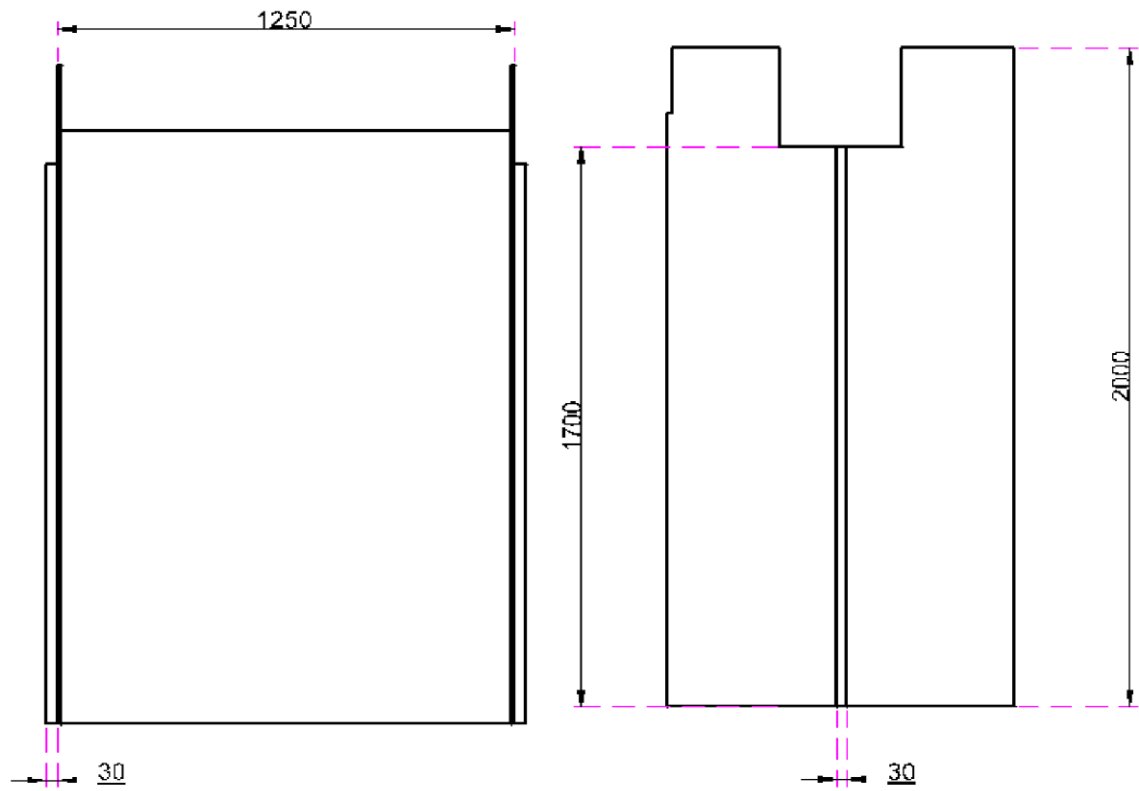


Plano 2: pistón hidráulico de la máquina.

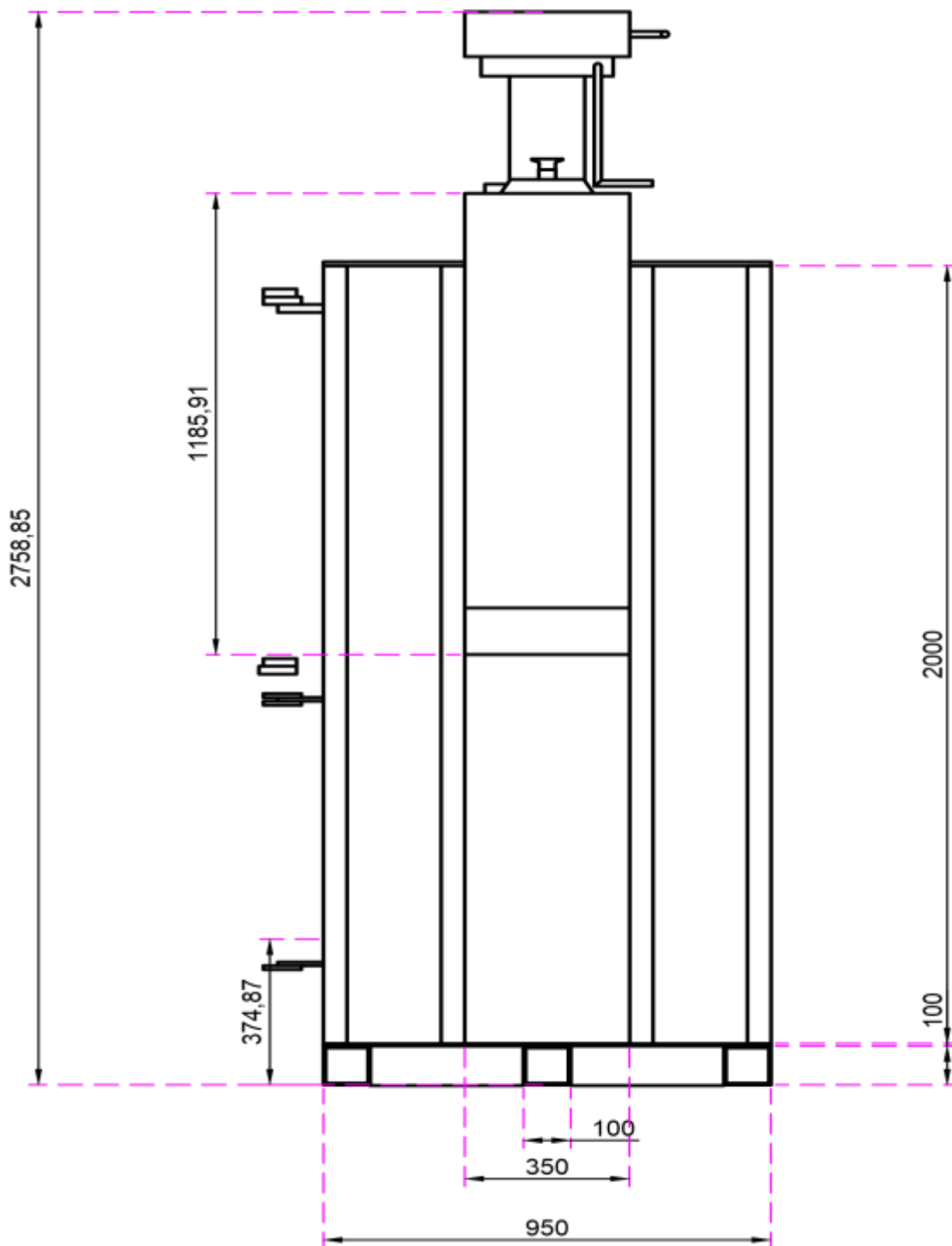
Plano 3: placa prensadora de la máquina.



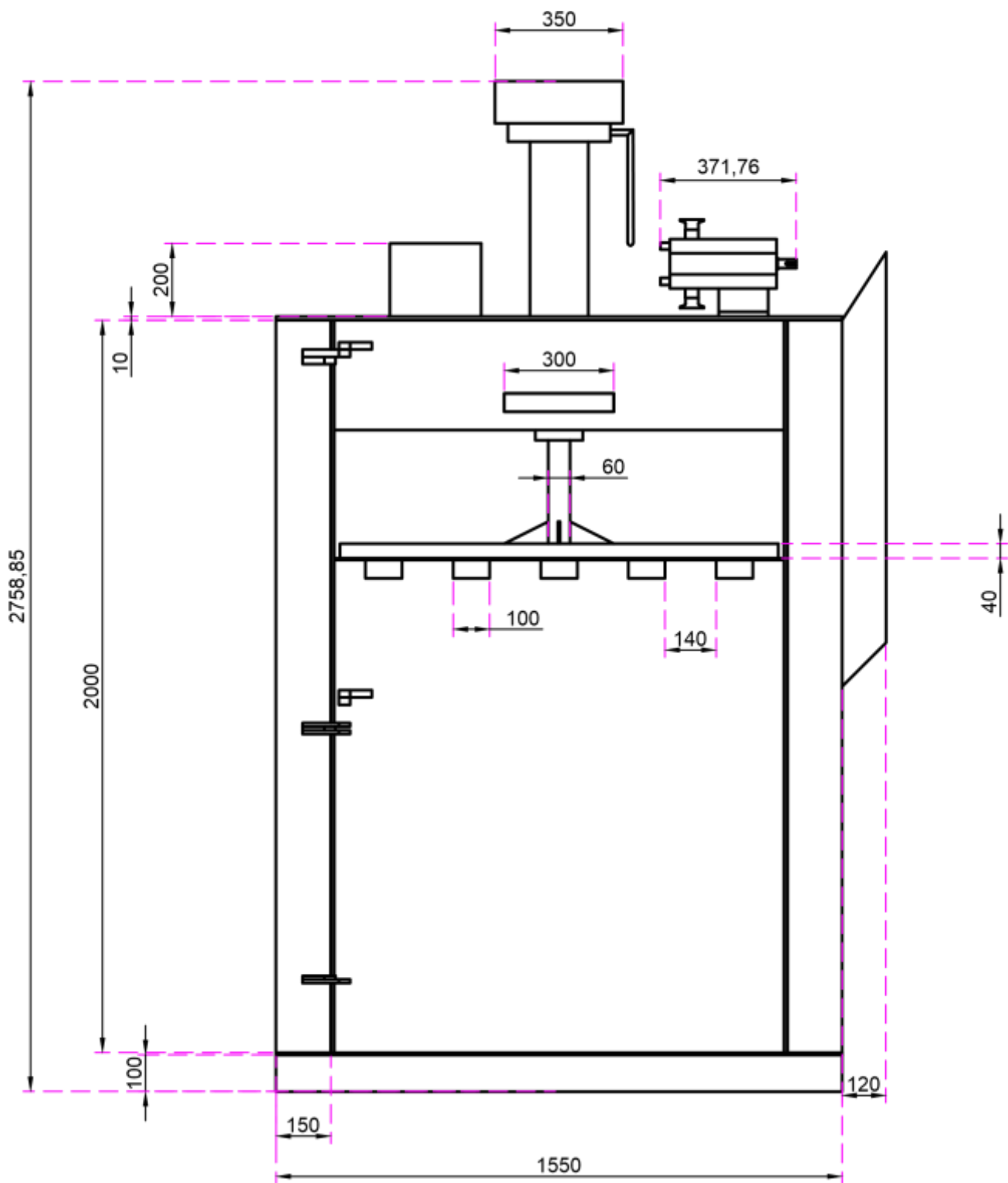
Plano 4: estructura envolvente de la máquina.



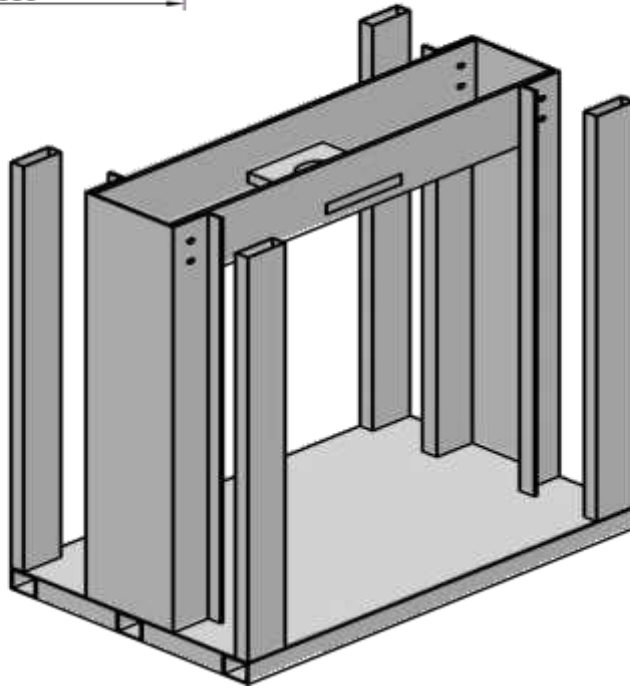
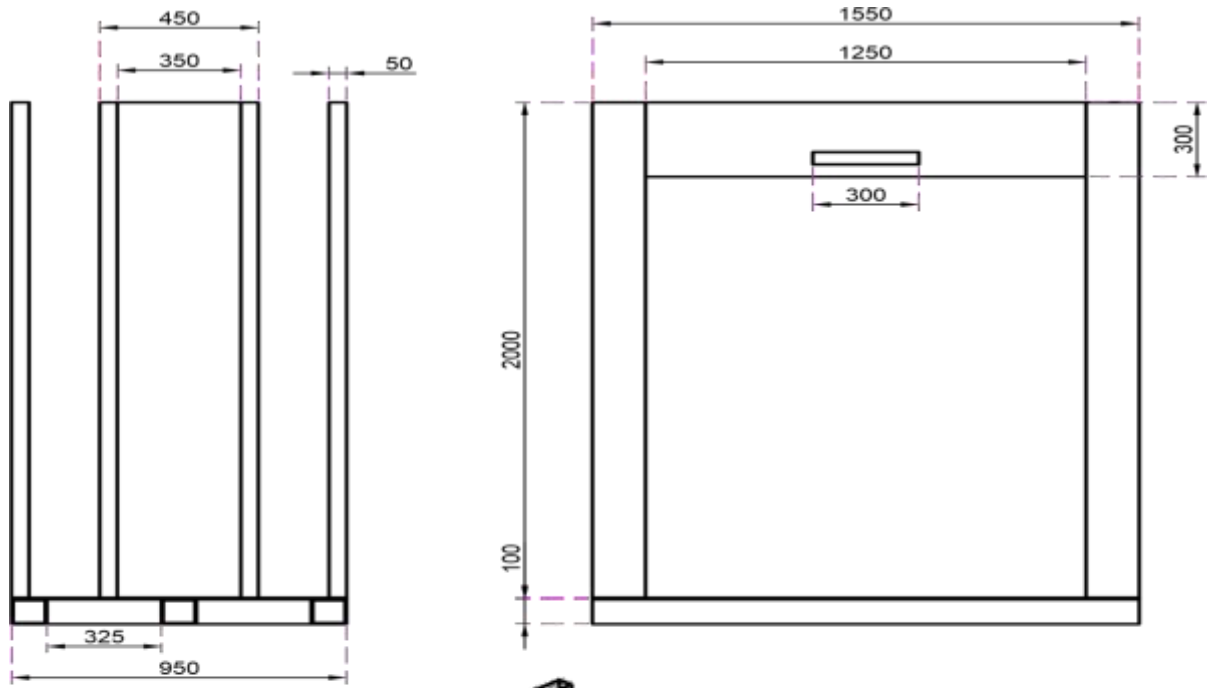
Plano 5: parte lateral de la máquina.



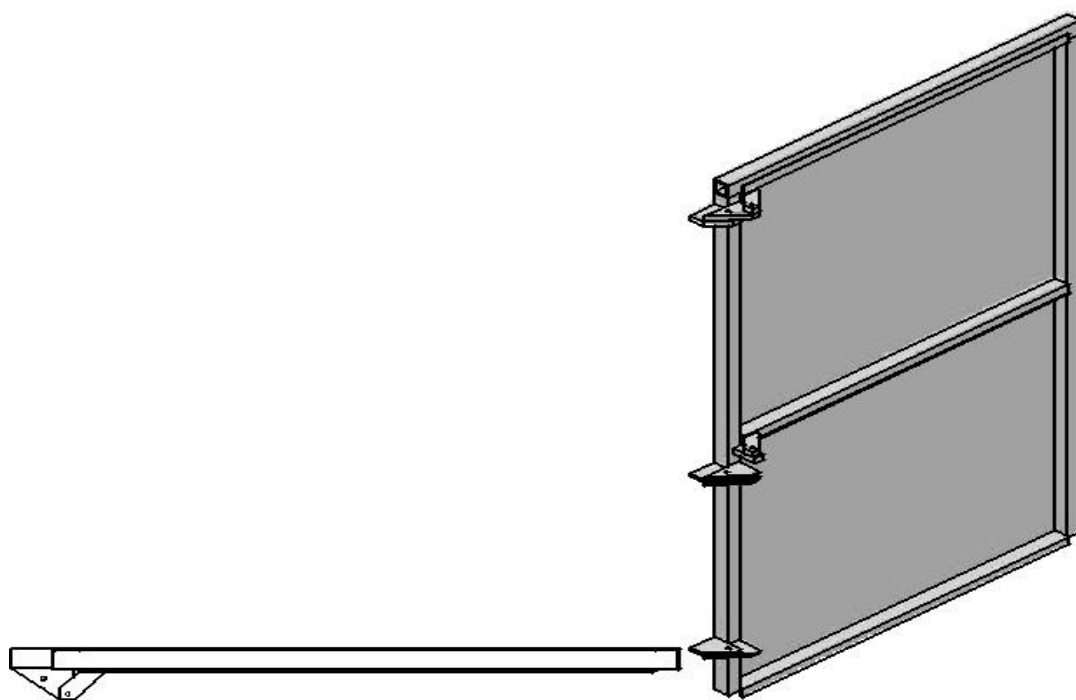
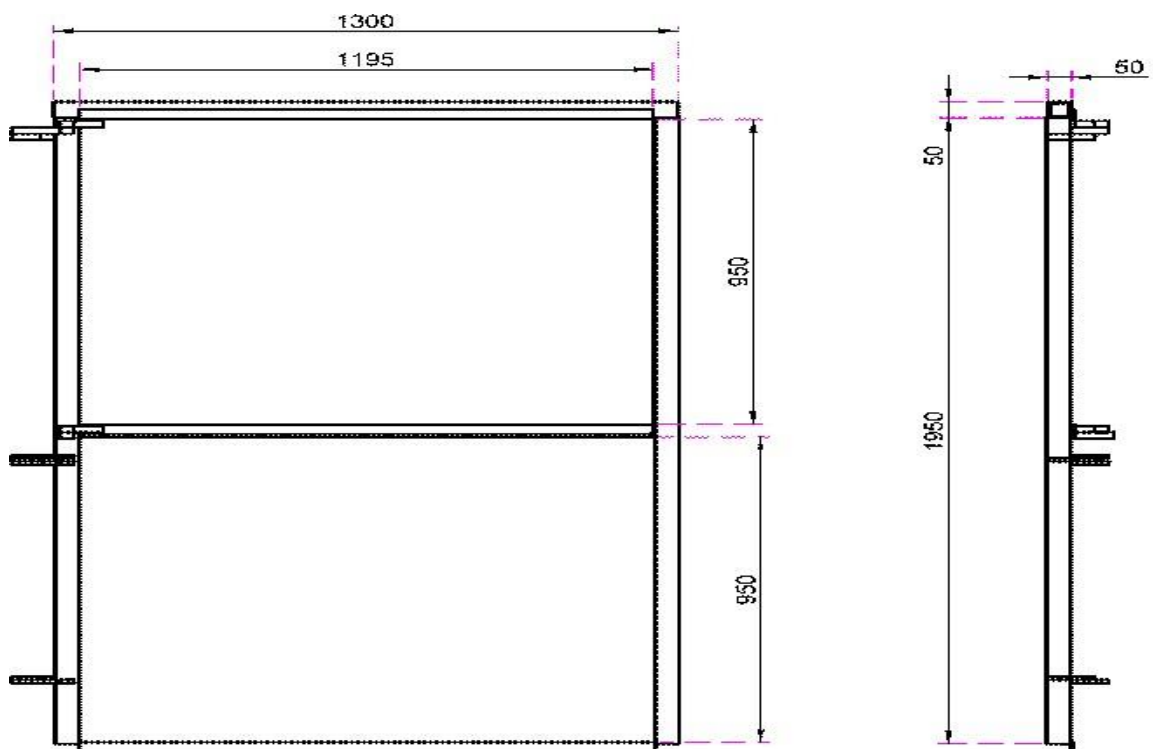
Plano 6: parte frontal de la máquina.



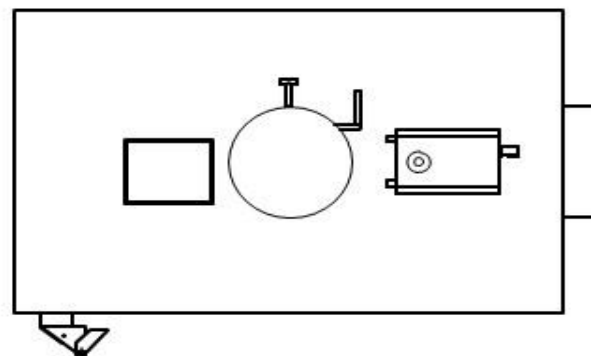
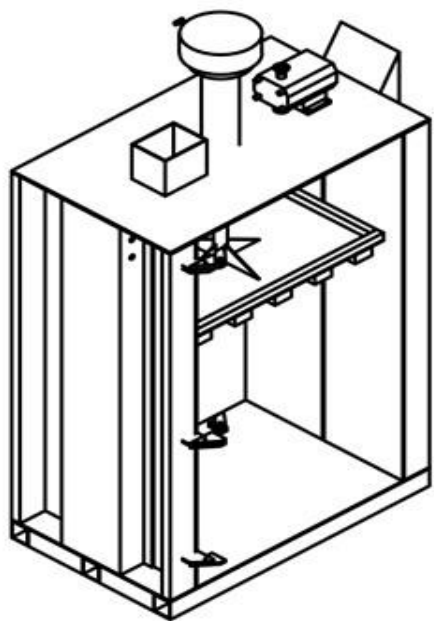
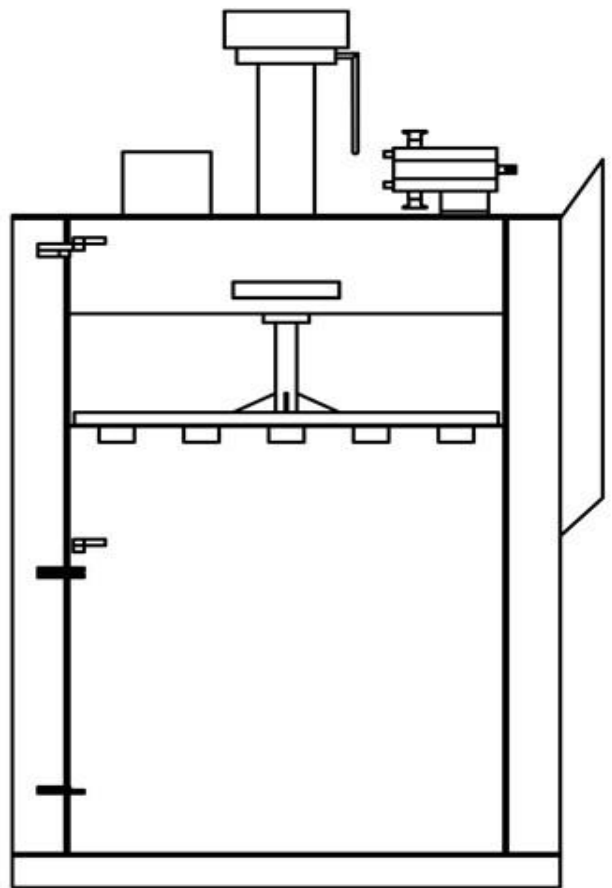
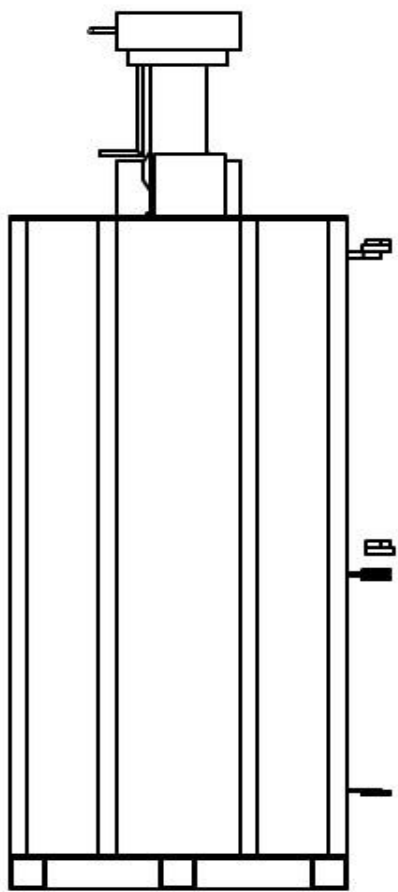
Plano 7: columnas de la máquina.



Plano 8: puerta de la máquina.



Plano 9: estructura completa de la maquina.



CATALOGOS

Ficha técnica de las prensas hidráulicas BRAMIDAN para compactación de cartón.

Prensas verticales

Serie B B3



CON UN ESPACIO LIMITADO

La B3 es una de las prensas de embalar más pequeñas de la gama. Con una base de sólo 720 x 820 mm y una conexión de 230 V, es fácil de colocar.

Para garantizar que la cámara no se sobrecarga, la B3 está equipada con un indicador completo que parpadea cuando la prensa está llena, y la plancha de prensado permanece abajo.

Además, el proceso de embalado se simplifica, ya que se puede tirar directamente de las correas desde la puerta principal.



Especificaciones técnicas

Fuerza de prensado (t)	3
Alimentación	1x230V 50Hz 10A
Motor (kW)	1.1
Nivel de ruido (dB)	65-68
Duración del ciclo (seg.)	26
Dimensiones AnxFxAI (mm)	845 x 745 x 1965
Peso (kg)	310
Abertura de llenado AnxF (mm)	700 x 460
Altura de llenado (mm)	755
Altura de la cámara (mm)	1100
Recorrido (mm)	550
Tamaño de la bala AnxFxAI (mm)	700 x 500 x 650
Peso de la bala de cartón (kg)	30-50
Peso de la bala de plástico (kg)	40-60



1. Compacte los residuos y expulse la bala terminada. 2. Extraiga y almacene la bala hasta su recogida. 3. La prensa de embalar tiene un panel de control y está equipada con pictogramas de fácil comprensión. 4. Los rollos de correas se reemplazan fácilmente en la parte delantera de la máquina.

- **Un funcionamiento sencillo y seguro**
Luz verde parpadea si cámara llena
- **Correas fáciles de reemplazar**
Se colocan delante
- **Diseño compacto**
Con una altura global muy baja

BRAMIDAN
www.bramidan.com

Bramidan A/S
Industrivej 69
6740 Bramming
Denmark
Tel. +45 7517 3266
Fax +45 7517 3177
bramidan@bramidan.dk



Características técnicas de los cilindros hidráulicos

Vickers®

Cylinders



Series TZ Cylinders

ANSI B93.15/NFPA Interchangeable
Nominal Pressure: 3000 psi (210 bar)

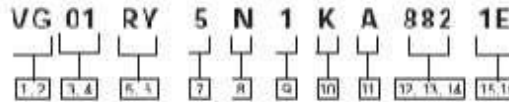


VICKERS

5039.00/EN/0398/A

Model Code

All dimensions are in inches.



1.2 Large Bore Cylinder

VC – 3000 psi Tie Rod

3.4 Mounting Style

- 01 – Side Lug
- 08 – Head Square
- 09 – Head Rectangular
- 10 – Clevis
- 13 – Cap Square
- 14 – Cap Rectangular
- 15 – Intermediate Tunnion
- 16 – Cap Tunnion
- 17 – Head Tunnion
- 19 – Centerline Lug
- 21 – Cap End Extended Tie Rod
- 22 – Head End Extended Tie Rod
- 23 – Both Ends Extended Tie Rod
- 24 – No Mount
- 25 – Double Rod Side Lug
- 32 – Double Rod Head Square
- 33 – Double Rod Head Rectangular
- 34 – Double Rod Intermediate Tunnion
- 35 – Double Rod Head Tunnion
- 37 – Double Rod Centerline Lug
- 39 – Double Rod Extended Tie Rod
- 40 – Double Rod Both Ends Extended Tie Rod
- 41 – Double Rod No Mount

5.6 Bore and Rod Diameter

Code	Bore	Rod
RY	10	4.1/2
RZ	10	5
R1	10	5.1/2
R4	10	7
S1	12	5.1/2
S4	12	7
S6	12	6
T4	14	7
T6	14	6
T7	14	9
T8	14	10
U6	18	6
U7	18	9
U8	18	10
V7	18	9
V9	18	10
W8	20	10
Z9	24	11
Q3	30	14

Rod End Types

Code - Rod End Style

2 - Short Female LNF Thd



5 - Small Male UN Thd



6 - Plain No Attachment



9 - Intermediate Male UN Thd.



G - Grooved End



K - Extended Small Male UN Thd



M - Extended Int. Male UN Thd



Sealing Systems

- N - Normal
- I - Low Friction
- T - High Temperature

Ports

for maximum reliability, SAF ports are recommended.

Code - Port Style

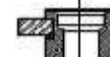
1 - NPTF



2 - Oversize NPTF



3 - SAE/UNF O-Ring



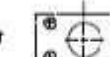
4 - Undersize SAE/UNF O-Ring



6 - SAE 4 Bolt Manifold

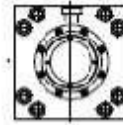


F - Undersize SAF 4 Bolt Manifold



Port Location

Ports are located as shown below when viewing cylinder from head end (mounting end of double rod cylinder). Some mounting styles have port location restrictions.



Code	Head	Cap
K	1	1
L	1	2
M	1	3
N	1	4
P	2	1
R	2	2
S	2	3
T	2	4
U	3	1
V	3	2
W	3	3
Y	3	4
1	4	1
2	4	2
3	4	3
4	4	4

Cushion Location

Code	Head	Cap
A	-	-
B	-	1
C	-	2
D	-	3
E	-	4
F	1	-
G	2	-
H	3	-
J	4	-
K	1	1
L	1	2
M	1	3
N	1	4
P	2	1

Model Code

All dimensions are in inches.



Cushion Location (cont.)

Code	Head	Cap
R	2	2
S	2	3
T	2	4
U	3	1
V	3	2
W	3	3
Y	3	4
1	4	1
2	4	2
3	4	3
4	4	4

12, 13, 14 Cylinder Stroke

Items 12 & 13 indicate total stroke length from 1 through 99 inches. Item 14 indicates fractions of an inch as follows:

Code	Fraction	Code	Fraction
0	0	R	1/2
1	1/16	9	9/16
2	1/8	A	5/8
3	3/16	B	11/16
4	1/4	C	3/4
5	5/16	D	13/16
6	3/8	E	7/8
7	7/16	F	15/16

15, 16 Enter Applicable Code for Either:

Extra Rod Projection ("C" dimension)

Position 15 indicates inches from 0 through 9.

Position 16 indicates fractions of an inch per codes shown for item 14.

OR

Proximity Switch, Gland Drain, Air Bleeder Option, Etc.

Extra Port Positions

Code	Head	Cap
ED	-	1
EC	-	2
ED	-	3
EE	-	4
EF	1	-

EG	2	-
EH	3	-
EJ	4	-
EK	1	1
EL	1	2
EM	1	3
EN	1	4
EP	2	1
ER	2	2
ES	2	3
ET	2	4
EU	3	1
EV	3	2
EW	3	3
EY	3	4
E1	4	1
E2	4	2
E3	4	3
E4	4	4

Gland Drain

Code	Location
G1	1
G2	2
G3	3
G4	4

Air Bleed Position

Code	Head	Cap
HB	-	1
HC	-	2
HD	-	3
HE	-	4
HF	1	-
HG	2	-
HH	3	-
HJ	4	-
HK	1	1
HL	1	2
HM	1	3
HN	1	4
HP	2	1
HR	2	2
HS	2	3
HI	2	4
HU	3	1
HV	3	2
HW	3	3
HY	3	4
H1	4	1
H2	4	2
H3	4	3
H4	4	4

Keyed Piston to Rod

Code	Type
KG	Grub Screw
KP	Roll Pin
KS	Staked Mechanically

Limit Switch Position

Code	Head	Cap
LB	-	1
LC	-	2
LD	-	3
LE	-	4
LF	1	-
LG	2	-
LH	3	-
LJ	4	-
LK	1	1
LL	1	2
LM	1	3
LN	1	4
LP	2	1
LR	2	2
LS	2	3
LT	2	4
LU	3	1
LV	3	2
LW	3	3
LY	3	4
L1	4	1
L2	4	2
L3	4	3
L4	4	4
*L5	1	1
*L6	2	2
*L7	3	3
*L8	4	4

Proximity Position

Code	Head	Cap
PB	-	1
PC	-	2
PD	-	3
PE	-	4
PF	1	-
PG	2	-
PH	3	-
PJ	4	-

*Single Pin Through Double Block

Proximity Position (cont.)

Code	Head	Cap
PK	1	1
PL	1	2
PM	1	3
PN	1	4
PP	2	1
PR	2	2
PS	2	3
PT	2	4
PU	3	1
PV	3	2
PW	3	3
PY	3	4
P1	4	1
P2	4	2
P3	4	3
P4	4	4

Rod Material Options

- RH - Case Hardened
- RP - Thick Chrome Plate*
- RS - Stainless Steel 1/4
- RT - Stainless Steel 304**

*0.001 Chrome thickness per side

**Consult Factory for pressure rating

Stop Tube Length (inches)

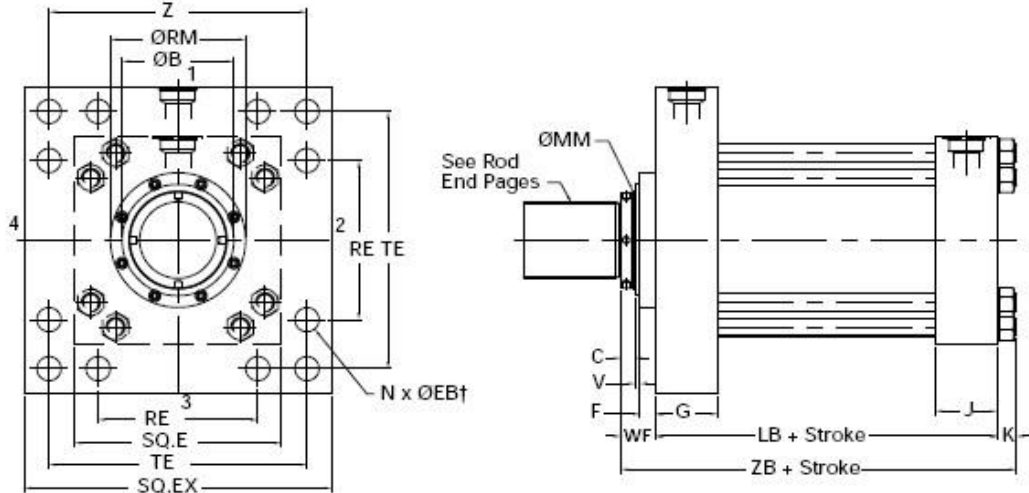
Code	Length	Code	Length
S1	1	S2	2
S3	3	S4	4
S5	5	S6	6
S7	7	S8	8
S9	9	S0	10
SA	11	SB	12
SC	13	SD	14
SE	15	SF	16
SG	17	SH	18
SJ	19	SK	20

Tail Rod End Type

Code	Rod End Type
T2	Short Female UNF Thd
T5	Small Male UN Thd
T6	Plain No Attachment
T9	Int. Male UN Thd
TG	Grooved End
TK	Ext. Small Male UN Thd
TM	Ext. Int. Male UN Thd

Mounting Style and Installation Dimensions

VG08 Head Square Mount 10.00" to 30.00" Bores

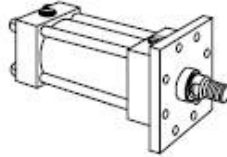


BORE	ROD DIA MM	B +.000/-0.005	RM +.000/-0.002	C	E	EX	F	V	WF	G	J
10.00	4.50	5.249	7.000	1.00	12.62	16.63	0.88	0.25	2.13	3.69	3.69
	5.00	5.749	7.500	1.00	12.62	16.63	0.98	0.25	2.23	3.69	3.69
	5.50	6.249	8.000	1.00	12.62	16.63	0.98	0.25	2.23	3.69	3.69
	7.00	7.999	9.687	1.00	12.62	16.63	1.13	0.38	2.50	3.69	3.69
12.00	5.50	6.249	8.000	1.00	14.88	19.75	0.98	0.25	2.23	4.44	4.44
	7.00	7.999	9.687	1.00	14.88	19.75	1.13	0.38	2.50	4.44	4.44
	8.00	8.999	10.687	1.00	14.88	19.75	1.50	0.38	2.88	4.44	4.44
14.00	7.00	7.999	9.687	1.00	17.13	21.75	1.13	0.38	2.50	4.88	4.88
	8.00	8.999	10.687	1.00	17.13	21.75	1.50	0.38	2.88	4.88	4.88
	9.00	9.999	11.687	1.00	17.13	21.75	1.50	0.38	2.88	4.88	4.88
	10.00	10.999	12.687	1.00	17.13	21.75	1.50	0.38	2.88	4.88	4.88

BORE	TE	RE	Z	EB†	N	LB+	PISTON THICK	MAX ZB+	K
10.00	14.13	9.89	-	1.31	8	12.13	4.75	15.81	1.56
	14.13	9.89	-	1.31	8	12.13	4.75	15.91	1.56
	14.13	9.89	-	1.31	8	12.13	4.75	15.91	1.56
	14.13	9.89	-	1.31	8	12.13	4.75	16.19	1.56
12.00	16.79	11.75	-	1.56	8	14.50	5.62	18.06	1.34
	16.79	11.75	-	1.56	8	14.50	5.62	18.33	1.34
	16.79	11.75	-	1.56	8	14.50	5.62	18.71	1.34
14.00	18.43	12.90	-	1.81	8	15.63	5.88	19.69	1.56
	18.43	12.90	-	1.81	8	15.63	5.88	20.06	1.56
	18.43	12.90	-	1.81	8	15.63	5.88	20.06	1.56
	18.43	12.90	-	1.81	8	15.63	5.88	20.06	1.56

+ Plus stroke
† Use screws 1/16" smaller than Mounting Holes
All dimensions are in inches.

TZ08 Head Square Flange
(ANSI MF5)



These mounts are ideal for straight line force transfer applications in which the cylinder is used in tension (pulling).

The mounting surface should be flat, and the rod end cartridge should be piloted into it.

The frame on which the cylinder is mounted must be sufficiently rigid to resist bending moments.

NOTE

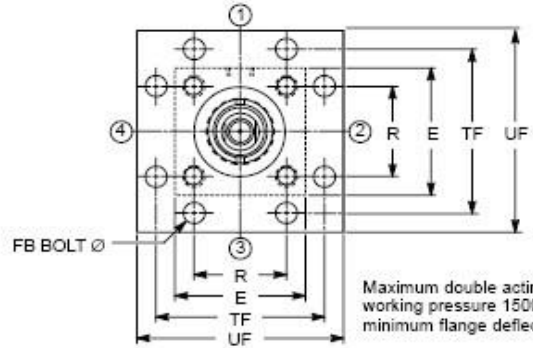
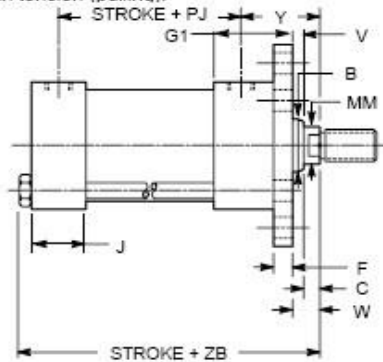
For strokes in excess of 30 inches, see "Stop tube selection" on page NO TAG.

The force of the load should be perpendicular to the mounting surface and parallel to the centerline of the

piston rod. For eccentric loads, the larger of the two available rods in each bore size is recommended. Stop tubes should also be considered.

The head rectangular mounts (TZ09) is recommended for heavy duty applications. Seven and eight inch bore TZ08 mounts are only rated for a maximum of 1500 psi (105 bar) on the push stroke.

Use high tensile socket head cap screws or hex head bolts tightened to the manufacturer's recommended torque.



Maximum double acting working pressure 1500 psi for minimum flange deflection.

Bore	Rod MM	-.0015-.002 B	C	E	F	G1	J	R	V	W	Y	FB	PJ+	TF	UF	Max ZB+
1½	.825	1.124	.38	2.50	.38	2.23	1.48	1.63	.25	.63	2.08	.38	2.87	3.44	4.25	6.00
	1	1.499	.50	2.50	.38	2.23	1.48	1.63	.50	1.00	2.44	.38	2.87	3.44	4.25	6.38
2	1	1.499	.50	3.00	.63	2.36	1.48	2.05	.25	.75	2.39	.50	2.91	4.13	5.13	6.50
	1.375	1.999	.63	3.00	.63	2.36	1.48	2.05	.38	1.00	2.64	.50	2.91	4.13	5.13	6.75
2½	1	1.499	.50						.25	.75	2.30	.50	3.15	4.63	5.63	6.63
	1.375	1.999	.63	3.50	.63	2.36	1.48	2.55	.50	1.00	2.55	.50	3.15	4.63	5.63	6.88
3¼	1.75	1.999	.63						.25	.88	2.66	.63	3.66	5.88	7.13	7.75
	1.75	2.374	.75	4.50	.75	2.73	1.73	3.25	.38	1.13	2.91	.63	3.66	5.88	7.13	8.00
4	2	2.374	.75						.25	1.00	2.85	.63	3.98	6.38	7.63	8.25
	2.5	2.624	.88	5.00	.88	2.86	1.73	3.82	.25	1.13	2.98	.63	3.98	6.38	7.63	8.38
5	2.5	3.124	1.00						.25	1.13	3.14	.88	4.61	8.19	9.75	9.00
	3	3.749	1.00	6.50	.88	2.98	1.73	4.95	.38	1.38	3.39	.88	4.61	8.19	9.75	9.25
6	3.5	4.249	1.00						.25	1.25	3.39	1.00	4.88	9.44	11.25	10.63
	4	4.749	1.00	7.50	1.00	3.23	2.23	5.73	.38	1.38	3.39	1.00	4.88	9.44	11.25	10.83
7	3	3.749	1.00						.25	1.25	3.81	1.13	5.38	10.83	12.83	11.88
	3.5	4.249	1.00	8.50	1.00	3.73	2.73	6.58	.38	1.38	3.81	1.13	5.38	10.83	12.83	11.88
8	4.5	5.249	1.00						.25	1.25	3.88	1.25	6.50	11.81	14.00	13.00
	5	5.749	1.00	9.63	1.00	4.23	2.98	7.50	.38	1.38	3.88	1.25	6.50	11.81	14.00	13.00

Bore & Rod Diameters

Cylinder Size Selection

To choose the proper size of cylinder for your application, first determine the maximum push and/or pull force required to do the job. Then use the

table below to select the cylinder that will provide that force. Remember that force capabilities derived from charts and formulas may be theoretically correct, but other factors must be considered. Be sure to allow for pressure drop between the pump outlet and the cylinder port. Also, some of a

cylinder's force is used up overcoming seal friction and, to a lesser extent, the inertia of the piston itself. In Vickers cylinders, the amount of extra force needed to compensate for these factors has been limited to 5% or less of the cylinder's theoretical power—without sacrificing sealing performance.

Bore ∅ (in)	Rod ∅ (in)	Work Area (in ²)	Maximum Force (lbf) At Working Pressure (psi)					
			500 (psi)	750 (psi)	1000 (psi)	1500 (psi)	2000 (psi)	3000 (psi)
1½	—	1.948	974	1461	1948	2922	3896	5843
	0.625	1.641	820	1231	1641	2481	3282	4923
2	1	1.102	501	672	1102	1744	2325	3407
	—	3.043	1522	2283	3043	4565	6087	9130
	1	2.258	1129	1694	2258	3387	4516	6774
2½	1.375	1.559	779	1169	1559	2338	3117	4676
	—	4.832	2416	3624	4832	7248	9663	14495
	1	4.046	2023	3036	4046	6070	8093	12130
3	1.375	3.347	1673	2510	3347	5020	6694	10041
	1.75	2.426	1213	1820	2426	3640	4853	7279
	—	7.791	3896	5843	7791	11687	15582	23373
	1.375	6.306	3153	4730	6306	9459	12613	18919
3½	1.75	6.386	2803	4030	5386	8070	10772	16168
	2	4.650	23325	3487	4650	6974	9299	13949
	—	12.174	6087	9130	12174	18281	24347	36521
	1.75	9.768	4884	7326	9768	14653	19537	29305
4	2	9.032	4516	6774	9032	13548	18064	27096
	2.5	7.265	3832	5440	7265	10907	14530	21795
	—	19.021	9511	14286	19021	28532	38043	57064
	2	15.880	7940	11910	15880	23820	31760	47639
5	2.5	14.113	7056	10584	14113	21189	28225	42338
	3	11.953	5976	8965	11953	17929	23906	35858
	3.5	9.400	4700	7050	9400	14100	18801	28201
	—	28.274	14137	21206	28274	42412	56549	84823
6	2.5	23.366	11883	17524	23366	35048	46731	70097
	3	21.206	10803	15904	21206	31809	42412	63617
	3.5	18.653	9327	13990	18653	27980	37306	55960
	4	16.708	7854	11781	16708	25582	34116	51124
	—	36.485	19242	28663	38485	57727	76969	115454
7	3	21.416	10708	15962	21416	31924	42432	63248
	3.5	28.863	14432	21646	28863	43295	57727	86590
	4	25.918	12959	19439	25918	38877	51836	77754
	1.5	22.580	11290	16936	22580	33970	45160	67711
	5	18.850	9425	14137	18850	28274	37699	56549
	—	48.895	24347	36521	48895	73042	97390	146084
8	3.5	39.074	19537	29305	39074	58610	78147	117221
	4	36.128	18064	27096	36128	54193	72257	108365
	4.5	32.790	16395	24593	32790	49186	65581	98371
	5	29.060	14530	21795	29060	43590	58120	87179
	5.5	24.936	12468	18702	24936	37405	49873	74809

Vickers®

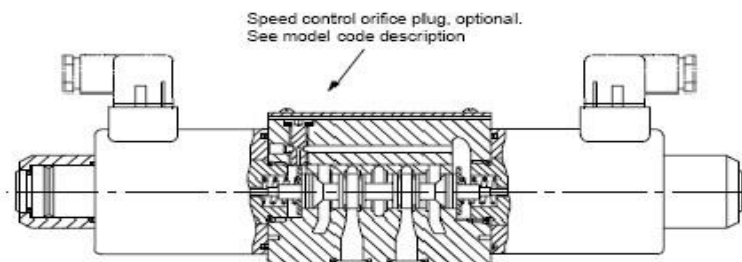
Directional Controls



Wet Armature Solenoid Operated Directional Control Valves

Model DG4V-5, 20 Series

Typical Construction of a
Spring-Centered DC Valve with
Variable Speed Pilot Control passage



General Description

Max. pressure 315 bar (4500 psi)
Max. flow rates Up to 120 L/min
(32 USgpm),
dependent on spool
Mounting surface ISO 4401 size 05
NFFA D02
DIN 24340 (NG10)

A range of four-port solenoid operated directional control valves with four-land spool design to facilitate provision of smooth, variable valve response speeds.

The range includes:

- AC and DC wet-armature solenoid options with ISO 4400 (DIN 43650) electrical connections and manual overrides.
- Variable speed changeover potential in all DC models; see "Response Times" section
- Many spool types; in spring-offset, spring-centered and detented arrangements.

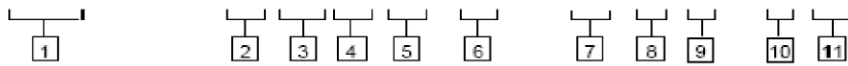
5069.00/EN/0497/A

A.1

VICKERS

Model Code

(F13-) DG4V-5-*** *(L) (J) (-**)- (V) M- (S6)- U - ** 6- 20- J**



1 Prefix, fluid compatibility

Blank = AC or DC-voltage models for petroleum oils, water-in-oil (invert) emulsions or phosphate esters.
AC-voltage models for water glycols.
F13 = DC-voltage models for water glycols.

2 Spool type

See "Functional Symbols" section

3 Spool spring arrangement

A = Spring-offset, end-to-end
AL = As "A" but left-hand build
B = Spring offset, end-to-center
BL = As "B" but left-hand build
C = Spring centered
N = Two-position, detented
See also "Functional Symbols" section

4 Spool design

J = All DC valves except "0A" spool/spring arrangements.
AC valves with "8B(L)" and "8C" spool/spring arrangements.
Omit for "0A" DC-valves and all AC valves except "8B(L)" and "8C" spool/spring arrangements

5 Manual override option

P = Standard overrides in both ends of single-solenoid valves
H = Water-resistant override(s) in solenoid end(s)▼
H2 = Water-resistant overrides in both ends of single-solenoid valves
Z = No overrides at either end
Omit for standard plain override(s) in solenoid end(s) only▼
▼ No override in non-solenoid end of single-solenoid valves.

6 Solenoid energization identity

V = Solenoid "A" is at port A end and/or solenoid "B" is at port B end, independent of spool type
Omit for US ANSI B93.9 standard requiring solenoid "A" to connect P to A when energized and/or solenoid "B" to connect P to B

7 Spool position indicator switch

S6 - LVDT type DC switch with Pg7 connector plug

8 Electrical connection(s)

U = ISO 4400 (DIN 43650) mounting(s) without plug(s)

9 Coil rating

A = 110V AC 50
C = 220V AC 50
ED = 240V AC 50
EK = 115V AC 60
EH = 230V AC 60
G = 12V DC
H = 24V DC
HL = 24V DC (32W)
OJ = 48V DC
P = 110V DC

10 Design number, 20 series

Subject to change. Installation dimensions unaltered for design numbers 20 to 29 inclusive

11 Spool speed control

J06 = 0,6 mm orifice
J08 = 0,8 mm orifice
J10 = 1,0 mm orifice
J12 = 1,2 mm orifice
J99 = no orifice. Must be specified where future fitting of orifice is required, see page A.11, "Spool Speed Control Orifice"

For Mounting Subplates and Fixing Bolt Kits

See catalogs 2425 and 2314.

For Electrical Plug(s)

See end of "Installation Dimensions" section.

Operating Data

Max. Pressures

Ports P, A and B 315 bar (4500 psi)
Ports T_A and T_B 120 bar (1750 psi)
for AC sol.
160 bar (2325 psi)
for DC sol.

Control Data

For coil ratings see 8 in "Model Code" section.

Power Consumption

AC Solenoids

	AC 50 Hz	AC 60 Hz
Inrush, max. ▲VA	700	750
Steady-state ▼VA	375	440
Holding VA	105	130

All above values are RMS

▲ Armature fully retracted, 1st half-cycle.
▼ At start of normal working stroke of valve spool. Previously called "Inrush".

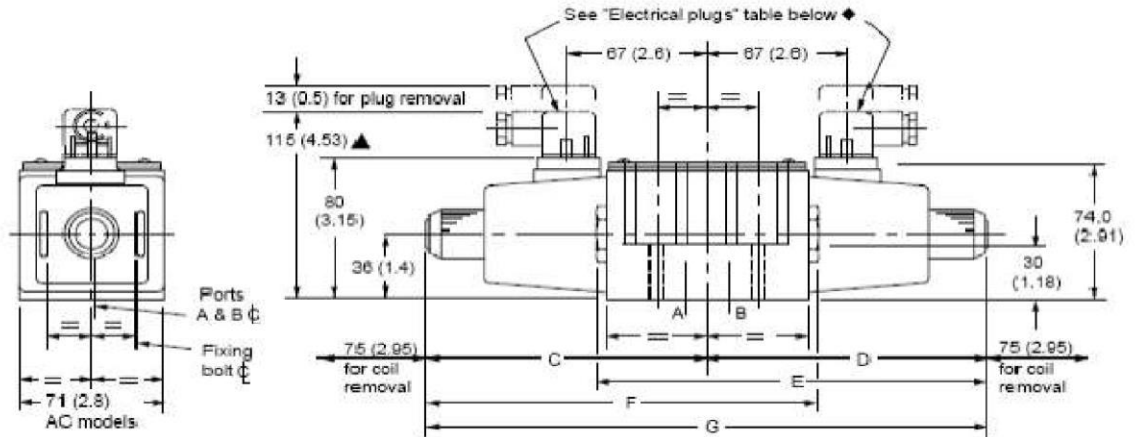
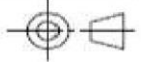
DC Solenoids

At rated voltage and wire temperature of 20°C (68°F):
Type HL 32W
Others 38-42W

Installation Dimensions in mm (inches)

AC Solenoid Models

3rd angle projection



- ▲ May vary according to plug source.
- ◆ The cable entry can be repositioned at 90° intervals from the position shown. This is done by reassembling the contact holder into the appropriate position inside the plug housing.

Model	Solenoid at:	C	D	E	F	G
DG4V-5-A(L)/B(L)-(Z)-(V)M	Port A end Port B end	123 (4.84) -	- 123 (4.84)	- 182 (7.17)	182 (7.17) -	- -
DG4V-5-A(L)/B(L)-H2-(V)M	Port A end Port B end	138 (5.43) -	- 138 (5.43)	- 223 (8.78)	223 (8.78) -	- -
DG4V-5-A(L)/B(L)-P-(V)M	Port A end Port B end	123 (4.84) -	- 123 (4.84)	- 195 (7.68)	195 (7.68) -	- -
DG4V-5-C/N-(Z)-(V)M	Both ends	123 (4.84)	123 (4.84)	-	-	246 (9.68)
DG4V-5-C/N-H-(V)M	Both ends	138 (5.43)	138 (5.43)	-	-	276 (10.87)

Manguera y tubo flexible



Manguera ensamblada, manguera en rollo, tubo flexible, y conectores para manguera

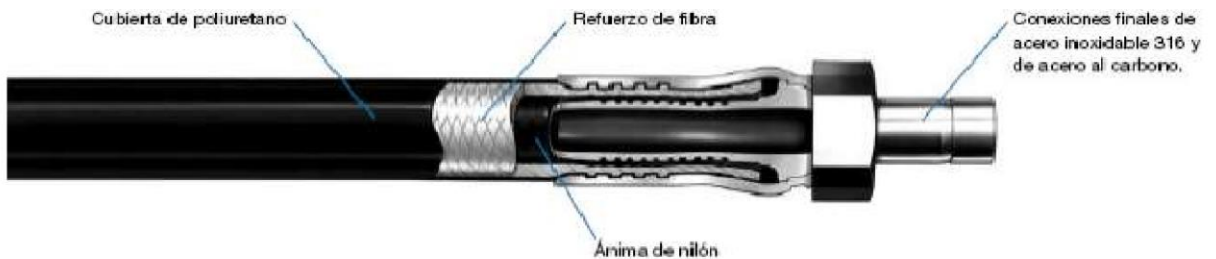
- Ánimas disponibles en materiales metálicos, PTFE, PFA, vinilo, nilón, polietileno y goma
- Tamaños nominales desde 1/8 a 2 pulg.
- Gran variedad de conexiones finales fraccionales y métricas
- Longitudes personalizadas disponibles
- Cubiertas, etiquetado y pruebas opcionales

Swagelok

Manguera de nilón serie 7R y 8R

Características

- Manguera de nilón hidráulica SAE para servicio general.
- Ánima lisa de nilón.
- Tamaños desde 1/4 hasta 1 pulg. y presiones de servicio hasta 344 bar (5000 psig).
- El refuerzo interno de fibra aumenta la presión de servicio de la manguera.
- La cubierta suave de poliuretano negro está perforada para evitar la formación de burbujas.
- La cubierta también es resistente a la abrasión.
- Algunas mangueras serie 8R tienen la aprobación ECE R110; vea la página 84 para ampliar la información.
- Diseñadas para aplicaciones hidráulicas en las que la desgasificación no es aceptable.
- Disponible manguera en rollo y conexiones finales para instalación en campo, y también mangueras ensambladas personalizadas.
- También hay disponibles cubiertas y muelle protector. Para ampliar la información vea la página 83.



Información técnica

Especificación (serie)	Tamaño nominal de la manguera pulg. (mm)	Diámetro interior mm (pulg.)	Diámetro exterior mm (pulg.)	Radio mínimo al interior de la curva cm (pulg.)	Temperatura de servicio °C (°F)	Presión de servicio a 20°C (70°F) bar (psig)	Presión de rotura a 20°C (70°F) bar (psig)	Peso de la manguera en rollo kg/m (lb/pie)
SAE J517 100R7 (serie 7R)	1/4 (6,4)	6,4 (0,25)	13,2 (0,52)	3,18 (1,25)	-40 a 93 (-40 a 200)	189 (2700)	757 (11 000)	0,10 (0,07)
	3/8 (9,5)	9,8 (0,38)	17,0 (0,67)	5,08 (2,00)		155 (2250)	620 (9 000)	0,15 (0,10)
	1/2 (12,7)	12,7 (0,50)	20,8 (0,82)	7,62 (3,00)		137 (2000)	551 (8 000)	0,21 (0,14)
SAE J517 100R8 (serie 8R)	1/4 (6,4)	6,4 (0,25)	13,5 (0,53)	5,00 (2,00)	-40 a 93 (-40 a 200)	344 (5000)	1370 (20 000)	0,20 (0,14)
	3/8 (9,5)	9,8 (0,38)	17,0 (0,67)	6,35 (2,50)		275 (4000)	1102 (16 000)	0,16 (0,11)
	1/2 (12,7)	12,7 (0,50)	21,3 (0,84)	10,2 (4,00)		241 (3500)	954 (14 000)	0,22 (0,15)
	3/4 (19,0)	19,0 (0,75)	29,2 (1,15)	16,5 (6,50)		155 (2250)	620 (9 000)	0,39 (0,28)
	1 (25,4)	25,4 (1,00)	37,6 (1,48)	25,4 (10,0)		137 (2000)	551 (8 000)	0,58 (0,43)

Limpieza y embalaje

Los componentes de las mangueras Swagelok de nilón se limpian según la especificación Swagelok de *Limpieza y embalaje estándar (SC-10)*, MS-06-62. Cada manguera se embala individualmente; las mangueras más largas se enrollan y embalan en cajas especiales.

Información de pedido y dimensiones

- Para pedir manguera en rollo para instalación en campo vea la tabla más abajo.
- Para pedir las conexiones finales para instalación en campo vea la página 73.
- Para pedir mangueras ensambladas personalizadas consulte los tamaños de la manguera, conexiones finales, longitudes y opciones en la página 76.
- Y para las herramientas para instalación en campo vea la página 86.

Manguera en rollo

Seleccione una referencia.



Las bobinas de tamaños inferiores a 1 pulg. pueden contener hasta tres tramos de manguera.

Serie de la manguera	Tamaño nominal de la manguera, pulg.	Referencia	Longitud de la bobina m (pies)
7R	1/4	7R-4	76 (250)
	3/8	7R-6	
	1/2	7R-6	
8R	1/4	8R-4	76 (250)
	3/8	8R-6	
	1/2	8R-6	
	3/4	8R-12	38 (125)
	1	8R-18	15 (50)

Manguera de nilón series 7R, 8R, 7N, 8N

Información de pedido

Mangueras ensambladas personalizadas

Construya la referencia de la manguera combinando los indicadores en la secuencia que se muestra a continuación.



Referencia típica

1 2 3 4 4 5 6 5 6
SS - 7R 4 TA4 PM4 - 28 F . 71 CM - F
└─ pulg. ─┘ └─ cm ─┘

1 Material

Conexiones finales

SS = Acero inoxidable 316
S = Acero al carbono

2 Manguera

7R = Manguera de nilón SAE 100R7 serie 7R (sólo 1/4, 3/8 y 1/2 pulg.)
8R = Manguera de nilón SAE 100R8 serie 8R
7N = Manguera de nilón SAE 100R7 serie 7N (sólo 1/4, 3/8 y 1/2 pulg.)
8N = Manguera de nilón SAE 100R8 serie 8N no conductiva (sólo 3/4 pulg.)

3 Tamaño nominal de la manguera, pulg.

4 = 1/4 (sólo series 7R, 8R y 7N)
6 = 3/8 (sólo series 7R, 8R y 7N)
8 = 1/2 (sólo series 7R, 8R y 7N)
12 = 3/4 (sólo series 8R y 8N)
16 = 1 (sólo serie 8R)

4 Conexiones finales

Vea la columna **Indicador de la conexión final** en las tablas de las páginas 73 a 75.

Añada los indicadores en orden alfanumérico inverso.

5 Longitud total

Pulgadas o centímetros en números enteros. Para especificar longitudes en centímetros indique **CM** según se muestra más arriba.

6 Opciones

Para pedir varias opciones añada los indicadores en orden alfanumérico y separados por guiones. Para pedir mangueras de longitud en centímetros, inserte un guión antes del indicador de la primera opción tal y como se muestra.

CRN = Etiqueta con amarre y CRN (Número de Registro Canadiense)
F = Camisa de fuego
F1 = Cubierta térmica
S = Muelle protector de acero inoxidable 302 en toda la manguera
S2 = Muelle protector de acero inox. 302 de 6 pulg. de longitud (1/4 y 3/8 pulg. sólo)
T = Etiqueta con amarre
T2 = Dos etiquetas con amarre
W = Prueba hidrostática
093 = Aprobación ECE R110 (Vea la página 84 para los tamaños nominales y conexiones finales disponibles.)

Especifique el texto de las etiquetas Vea la tabla **Texto de las etiquetas** en la página 84.

Para una descripción detallada de las opciones vea la página 83.

Swagelok

Características técnicas de válvulas reguladoras de presión.

Vickers®

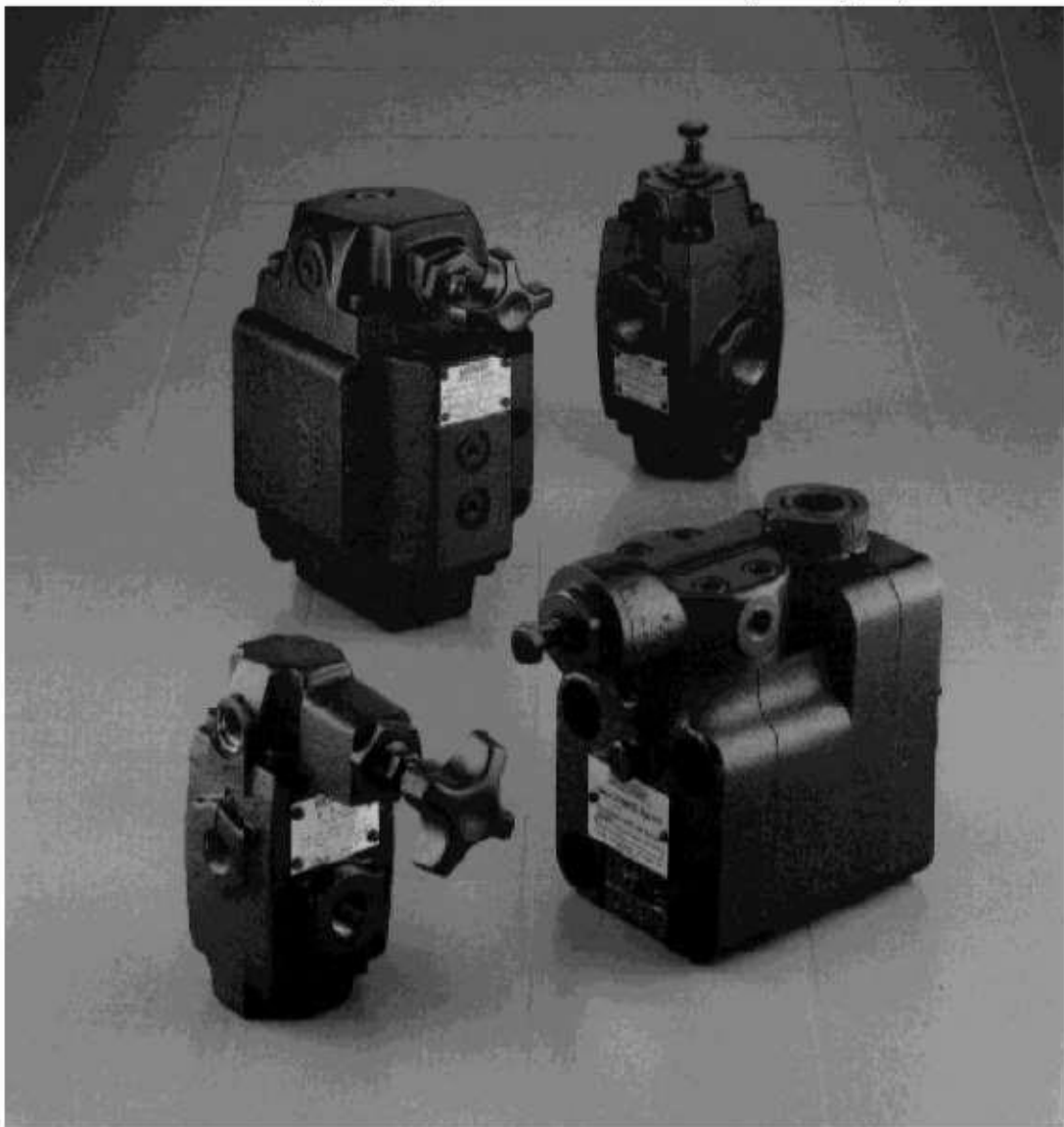
Pressure Relief



Sequence, Unloading, Back Pressure, Counterbalance, and Reducing Valves

"R", "UR", and "X" 03/06/10/12 Series

Pressures to 210 bar (3000 psi) – Flows to 284 l/min (75 USgpm)



VICKERS

Released 7/94

686

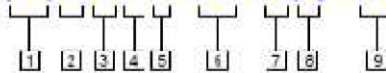
Series URT*-06/10 Unloading Relief Valves

Ratings

Rated Pressure (Maximum)	210 bar (3000 psi)
Rated Capacity (Maximum)	
URT*-06	76 l/min (20 USgpm)
UR1*-10	139 l/min (50 USgpm)

Model Code

(F3)U R T 1 - 06 - C(V) - 10



1 Special seals

F3 – For mineral oil and fire resistant fluids
Blank – Omit for standard models

2 Valve function

U – Unloading valve

3 Valve type

R – Pressure control valve

4 Connections

T – NPTF thread*
*Not recommended

5 Drain

1 – Externally drained
2 – Internally drained

6 Valve size

06 – 3/4" pipe
10 – 1 1/4" pipe

7 Cutout pressure range

R – 24 to 70 bar (350 to 1000 psi)
C – 35 to 140 bar (500 to 2000 psi)
F – 103 to 210 bar (1500 to 3000 psi)

8 High vent spring

V – Optional high vent spring installed
Blank – Omit if not required

9 Design number

Subject to change. Installation dimensions same for designs 10 through 19.

General Data

These valves are used in oil hydraulic circuits where a pressure regulator is required to automatically unload the pump by diverting the pump delivery to the reservoir. At low pressure, when the accumulator pressure reaches the desired maximum (or "cut out") pressure. When the accumulator pressure drops to the "cut in" pressure (approximately 85% of the desired maximum), the valve directs pump delivery to the accumulator and

hydraulic system. The valve may also be used with a double pump to deliver a large volume of oil to the system at low pressure and a small volume at high pressure, serving the same function as an unloading valve. A separate right angle check valve, C2-815 (3/4") or C2-825 (1 1/4") must be provided to maintain accumulator hydraulic charge or unloading of high volume pump and prevent back flow when pump is unloaded.

Pressure Adjustment

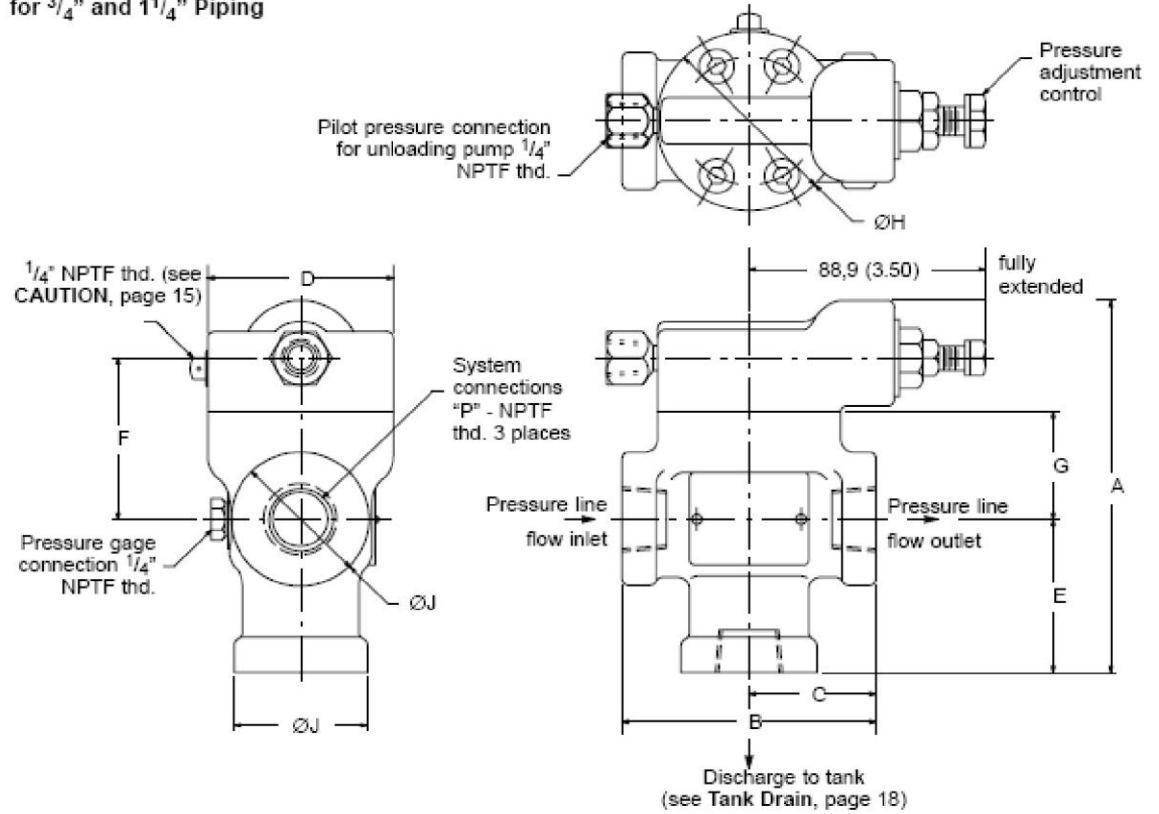
Pressure can be adjusted by loosening a jam nut and turning an adjustment screw. Turning clockwise increases pressure, and turning counterclockwise decreases pressure.

Series URT*-06/10 Unloading Relief Valves

Installation Dimensions

Millimeters (inches)

URT1 and URT2 with Threaded Connections
for 3/4" and 1 1/4" Piping



Model	"P" Piping Thd. Size NPTF	Nominal Capacity l/min (USgpm)	A	B	C	D	E	F	G	H	J
URT*-06-*-10	3/4"	76 (20)	158,8 (6.25)	108,0 (4.25)	53,8 (2.12)	77,7 (3.06)	65,0 (2.56)	68,3 (2.69)	46,0 (1.81)	76,2 (3.00)	57,2 (2.25)
URT*-10-*-10	1 1/4"	189 (50)	189,0 (7.44)	127,0 (5.00)	63,5 (2.50)	95,2 (3.75)	77,7 (3.06)	87,4 (3.44)	60,5 (2.38)	95,2 (3.75)	76,2 (3.00)

Series R(C)*-03/06/10/12 Sequence, Unloading, Back Pressure, and Counterbalance Valves

Ratings

Rated Pressure (Maximum)*	210 bar (3000 psi)
Rated Capacity (Maximum)**	
R*-03	45 l/min (12 USgpm)
R*-06	114 l/min (30 USgpm)
R*-10 and R*-12	264 l/min (75 USgpm)

* 140 bar (2000 psi) permitted on the full piston area at the bottom cover ("P" connection), and at the top cover (spring chamber). See tank drain information on page 4.

** Rated capacities are based on using fluid with a specific gravity of 0.865 and a viscosity of 20 cSt (100 SUS).

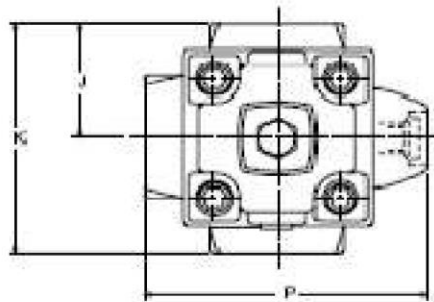
Model Code

(F3)R(C)S - 06 - B P 1 - 30

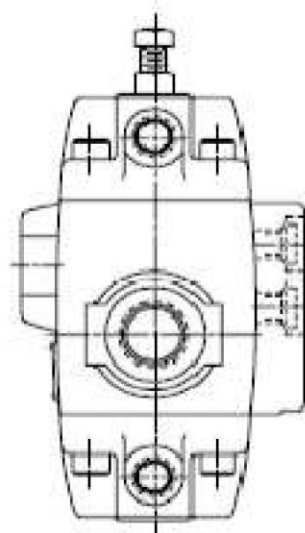
<p>1 Special seals</p> <p>F3 – For mineral oil and fire resistant fluids. Mounting face seals of RCG model are standard Buna-N unless specified as F3.</p> <p>Blank – Omit for standard, R(C)S, and R(C)T models.</p>	<p>5 Valve size</p> <p>03 – 3/8" pipe or 0.7500-16 UNF-2B straight thread (0.500 tubing)</p> <p>06 – 3/4" pipe or 1.0625-12 UN-2B straight thread (0.750 tubing)</p> <p>10 – 1 1/4" pipe or 1.6250-12 UN-2B straight thread (1.250 tubing)</p> <p>12 – 1 1/2" pipe or 1.8750-12 UN-2B straight thread (1.500 tubing) (not available in R(C)G models)</p>	<p>7 Remote control connection</p> <p>P – Auxiliary remote pressure control connection (not available with X, Y, or Z pressure ranges or in R(C)G-03 models)</p> <p>Blank – Omit if not required</p>
<p>2 Valve type</p> <p>R – Pressure control valve</p>	<p>6 Pressure range</p> <p>X – 0,7 to 2,1 bar (10 to 30 psi)</p> <p>Y – 2,1 to 4,1 bar (30 to 60 psi)</p> <p>Z – 4,1 to 8,5 bar (60 to 125 psi)</p> <p>A – 5,2 to 17,2 bar (80 to 250 psi)</p> <p>B – 8,5 to 35 bar (125 to 500 psi)</p> <p>D – 17,2 to 70 bar (250 to 1000 psi)</p> <p>F – 35 to 140 bar (475 to 2000 psi)</p>	<p>8 Valve application type</p> <p>1 – Internal drain directly operated</p> <p>2 – External drain directly operated</p> <p>3 – External drain remotely operated</p> <p>4 – Internal drain remotely operated</p>
<p>3 Integral check valve</p> <p>C – Reverse free flow check</p>		<p>9 Design number</p> <p>Subject to change. Installation dimensions same for designs 30 through 39.</p>
<p>4 Connections</p> <p>G – Manifold or subplate mounting</p> <p>S – SAE straight thread</p> <p>T – NPTF thread*</p> <p>*Not recommended</p>		

Series R(C)*-03/06/10/12 Sequence, Unloading, Back Pressure, and Counterbalance Valves

RCS/T-**-**-30 With Check



NOTE
Sequence valve shown (remotely controlled, external drain, type 3).



Model	L	M	N	P	R [■]	*S* Str. Thd. RS and RCS Models	*T* Str. Thd. [■] RT and RCT Models	V
R(C)S/T-03-**-30	58,7 (2.31)	42,9 (1.69)	23,1 (0.91)	93,7 (3.69)	38,9 (1.53)	.7500-16 UNF-2B	3/8	35,1 (1.38)
R(C)S/T-06-**-30	79,5 (3.13)	57,2 (2.25)	27,2 (1.07)	108,0 (4.25)	46,7 (1.84)	1.0625-12 UN-2B	3/4	50,8 (2.00)
R(C)S/T-10-**-30	80,3 (3.16)	70,6 (2.78)	28,7 (1.13)	147,6 (5.81)	57,2 (2.25)	1.6250-12 UN-2B	1 1/4	86,4 (3.40)
R(C)S/T-12-**-30	80,3 (3.16)	70,6 (2.78)	28,7 (1.13)	147,6 (5.81)	57,2 (2.25)	1.8750-12 UN-2B	1 1/2	86,4 (3.40)

■ For *T* models only. See model code.

■ Not recommended.

VICKERS®

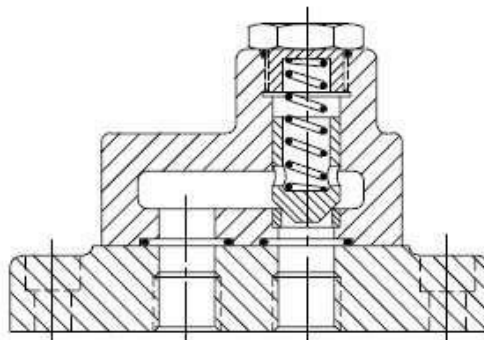
Check Valves



C2-8**, C5G(V)-8** and DT8P1

Typical Section

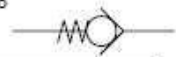
Model C5G(V)-8** shown with subplate



Functional Symbols

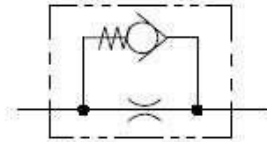
(a) Check valve

Models C2-8**-(S3)
C2-8**-S8
C5G(V)-8**-(S3)
C5G(V)-8**-S8
DT8P1-**-**



(b) Check valve with bypass flow restrictor

Models C2-8**-S12
C5G(V)-8**-S12



Basic Characteristics

Type Poppet valves
Mounting:
C2-8** and DT8P1 Pipe thread
C5G(V)-8** Subplate
Maximum flow Up to 380 L/min
(100 USgpm)
Cracking pressure Up to 5,2 bar
(75 psi)
Maximum pressure Up to 350 bar
(5000 psi)

General Description

The directly operated, angled, gasket mounted and inline check valves described in this leaflet are used in hydraulic systems where check valves, which are closed by a limited spring force, are required allowing oil flow in one direction only.

Various cracking pressures are available depending on the rating of the spring used. All models, except the inline check valves, can be used for a variety of flow conditions including high velocity flows resulting in shock conditions. Inline models are intended for low shock service.

An option on the C5G and C2 valves allows for a hole to be drilled in the poppet to provide a small return flow when the valve is closed.

VICKERS

April 1996

GB-2334A

Model Codes

Pipe Mounted, Angle Models, C2-8** Series

(F3-) C2-^{***}-(S^{**})-UB



1 Special seals

For use with phosphate ester type fluids
Omit if not required

2 Design number

Subject to change

3 Nominal size

(Nominal bore pipe size)

800 = 1/4"

805 = 3/8"

815 = 3/4"

820 = 1"

825 = 1 1/4"

000 = 1 1/2"

4 Cracking pressure

S3 = 3,5 bar (50 psi)

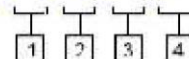
S8 = 5,2 bar (75 psi)

S12 = 0,35 bar (5 psi), with threaded
plug in poppet for purchaser to
drill through to provide small flow
restriction in closed condition

Blank = 0,35 bar (5 psi)

Pipe-Mounted, In-Line Models, DT8P1 Series

DT8P1-^{**} -^{**} -^{**} -^{***}



1 Nominal size

02 = 1/4"

03 = 3/8"

06 = 3/4"

10 = 1 1/4"

2 Cracking pressure

05 = 0,35 bar (5 psi)

30 = 2,1 bar (30 psi)

65 = 4,5 bar (65 psi)

3 Design number

10 for sizes 02 and 03

11 for sizes 06 and 10

Subject to change. Installation
dimensions remain unchanged for
design numbers 10 11 inclusive

4 Port threads

For sizes 02 and 03 only:

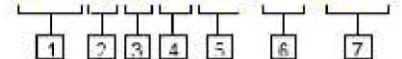
UB = G (BSPF)

For sizes 06 and 10 only:

ENB = G (BSPF)

Subplate Mounted Models, C5G (V)-3** Series

(F3-) C 5 G (V)-8^{**}-(S^{**})



1 Special seals

For use with phosphate ester type fluids
Omit if not required

2 Check valve

3 Design number

Subject to change

4 Gasket mounting

5 Pressure rating

V = 350 bar (5000 psi),

C5GV-815/825 models

Omit for 250 bar (3600 psi), C5G-805
models

6 Nominal size

(nominal bore pipe size)

805 = 3/8"

815 = 3/4"

825 = 1 1/4"

7 Cracking pressure

S3 = 3,5 bar (50 psi)

S8 = 5,2 bar (75 psi)

S12 = 0,35 bar (5 psi), with threaded
plug in poppet for purchaser to
drill through to provide small
flow restriction in closed
condition

Omit for 0,35 bar (5 psi)

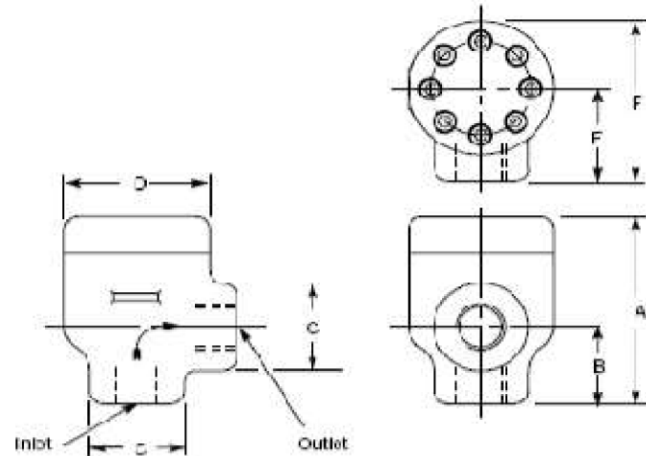
Subplates

See "Installation Dimensions" section

Fixing Bolt Kits

See "Installation Data" section

Model C2-8"

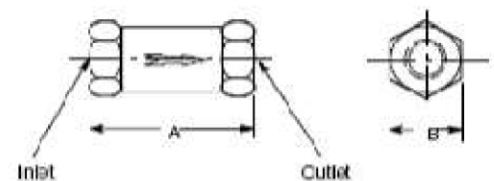



Model	A	B	C	D	E	F	Port threads (BSPF)
C2-800	75 (2.95)	26 (1.02)	32 (1.26)	54 (2.13)	32 (1.26)	58 (2.28)	G 1/4"
C2-805	75 (2.95)	26 (1.02)	32 (1.26)	54 (2.13)	32 (1.26)	58 (2.28)	G 3/8"
C2-810	98 (3.86)	44.5 (1.75)	61 (2.4)	70 (2.76)	46 (1.81)	81 (3.19)	G 3/4"
C2-820	116 (4.57)	47 (1.85)	67 (2.64)	83 (3.27)	67 (2.64)	98 (3.86)	G 1"
C2-825	138 (5.43)	67 (2.64)	76 (2.99)	83 (3.27)	67 (2.64)	108 (4.25)	G 1 1/4"
C2-830	138 (5.43)	67 (2.64)	76 (2.99)	83 (3.27)	67 (2.64)	108 (4.25)	G 1 1/2"

Model DT8P1

CAUTION DT8P1 models are designed for low-shock closure service; for high-shock closure use the equivalent size of C2-8" model shown above.

Model	A	B	Port threads (BSPF)
DT8P1-02	57.2 (2.25)	22.2 (0.87)	G 1/4"
DT8P1-03	76.2 (3.0)	23.4 (1.0)	G 3/8"
DT8P1-06	98.1 (3.87)	38.1 (1.5)	G 3/4"
DT8P1-10	133.4 (5.25)	63.5 (2.5)	G 1 1/2"



REL. S.O.	FRAME	HP	TYPE	PHASE/ HERTZ	RPM	VOLTS
	365T	50	P	3/60	1185	230/460
AMPS	DUTY	AMB °C/ INSUL.	S.F.	NEMA DESIGN	CODE LETTER	ENCL.
123.5/61.7	CONT	40/F	1.15	B	F	FCXE
E/S	ROTOR	TEST S.O.	TEST DATE	STATOR RES. @25 °C OHMS (BETWEEN LINES)		
892104	418141-71JE	---	---	.0325/.130		
PERFORMANCE						
LOAD	HP	AMPERES	RPM	% POWER FACTOR	% EFFICIENCY	
NO LOAD	0	21.3	1200	5.08	0	
1/4	12.5	26.2	1197	49.4	90.8	
2/4	25.0	35.6	1193	70.0	93.9	
3/4	37.5	47.8	1190	77.8	94.4	
4/4	50.0	61.7	1186	80.6	94.2	
5/4	62.5	76.7	1182	81.5	93.6	
SPEED TORQUE						
		RPM	TORQUE % FULL LOAD	TORQUE LB. -FT.	AMPERES	
LOCKED ROTOR		0	154	340	345	
PULL UP		650	133	295	305	
BREAKDOWN		1133	230	510	191	
FULL LOAD		1186	100	221	61.7	
<p>AMPERES SHOWN FOR 460. VOLT CONNECTION. IF OTHER VOLTAGE CONNECTIONS ARE AVAILABLE, THE AMPERES WILL VARY INVERSELY WITH THE RATED VOLTAGE</p> <p>REMARKS: TYPICAL DATA XE MOTOR-NEMA NOM. EFF. 94.1 % GUARANTEED MIN. EFF. 93.6%</p>						
		DR. BY W. L. SMITH		A-C MOTOR PERFORMANCE E09909-A-A016 DATA ISSUE DATE 12/07/05		
		CK. BY J.J. HARRISON				
		APP. BY W. L. SMITH				
		DATE 12/07/05				

Características de bombas hidráulicas.

Vickers®

Vane Pumps



V Series - Low Noise Vane Pumps

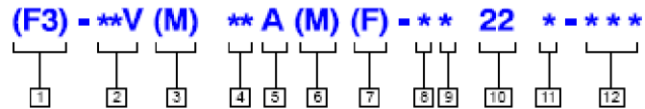
High Performance Intravane Pumps
For Industrial Applications



VICKERS
Revised 6/05

Single Pump Model Code

Model Code



1 F3 - Viton Seals

Omit if not required

2 Series Designation

20V - 7 to 45 cm³/r (0.43 to 2.78 in³/r)
 25V - 33 to 67 cm³/r (2.0 to 4.1 in³/r)
 35V - 81 to 121 cm³/r (4.9 to 7.4 in³/r)
 45V - 138 to 193 cm³/r (8.4 to 11.6 in³/r)

3 Pilot Designation

Omit - Standard pilot
 S - SAE per ISO 3019/1 (SAE J744)
 (N/A on 20V pump).
 M - Metric per ISO 3019/2 100A2HW
 codes (N/A on 20V pump).

4 Geometric Displacement

Rated capacity (USgpm) at 1200 rpm,
 6,9 bar (100 psi)

Frame Size	Code (USgpm)	cm ³ /r	in ³ /r
20V	2	7	0.43
	5	18	1.10
	8	27	1.67
	9	30	1.85
	11	36	2.22
	12	40	2.47
	14	45	2.78
25V	10	33	2.01
	12	39	2.47
	14	45	2.78
	17	55	3.39
	21	67	4.13
35V	25	81	4.94
	30	97	5.91
	35	112	6.83
	38	121	7.37
45V	42	138	8.41
	45	147	8.95
	50	162	9.85
	60	193	11.75

5 Port Connections

A - SAE 4-bolt flange

6 Port Connection Modifier

Omit - Inch thread port connection
 (4-bolt flange)
 M - Metric port connection
 (4-bolt flange - N/A on 20V)

7 Mounting

Omit - Flange mounting
 F - Foot mounting

8 Shafts

Std. Pilot Shafts

Model	Str. Key	HD Str. Key	Spline
20V	1	N/A	151
25V thru 45V	1	86	11

"S" SAE Pilot & "M" Metric
 ISO Pilot Shafts

Model	Str. Key	HD Str. Key	Metric Key	Str. Spline
25VS - 45VS	202	203	N/A	297
25VM - 45VM	N/A	N/A	292N	N/A

9 Outlet Positions

(Viewed from cover end of pump)

A - Opposite inlet port
 B - 90° CCW from inlet
 C - Inline with inlet
 D - 90° CW from inlet

10 Design

11 Rotation

(Viewed from shaft end of pump)
 L - Left hand for counterclockwise
 R - Right hand for clockwise

12 Special Suffix

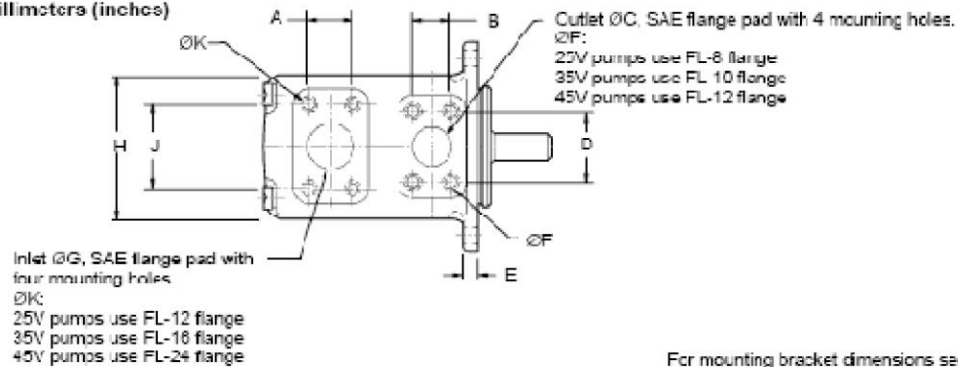
167 - 2-bolt, 5.00" dia. pilot
 (25V only - N/A for VS or VM
 models)

Note: For options other than listed in the model code, i.e. shafts, ports, displacements and mountings, contact your Vickers representative.

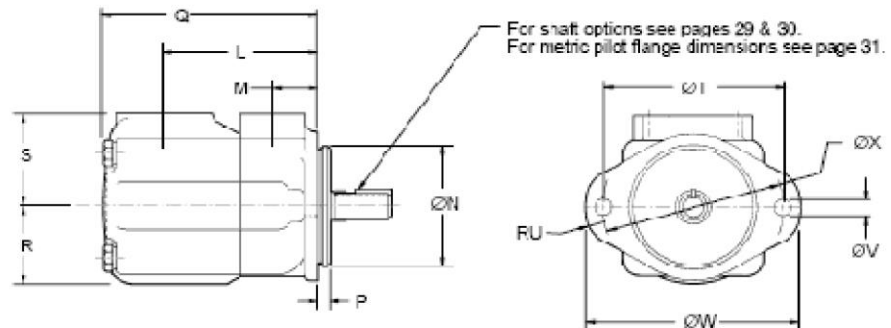
25V, 35V, 45V Installation Dimensions

25V, 35V and 45V Single Pumps

Millimeters (inches)



For mounting bracket dimensions see page 34.



Model	ØF x full thread depth, 4 holes	ØK x full thread depth, 4 holes
25V(*)-**AM	M10 x 19,0 (0.75) deep	M12 x 23,8 (0.94) deep
25V(*)-**A	3/8"-18UNC-2B x 15 (0.75) deep	1/2"-13UNC-2B x 23,8 (0.94) deep
35V(*)-**AM	M12 x 22,3 (0.88) deep	M12 x 22,3 (0.88) deep
35V(*)-**A	0.43"-14UNC-2B x 22,3 (0.88) deep	1/2"-13UNC-2B x 22,3 (0.88) deep
45V(*)-**AM	M12 x 23,8 (0.94) deep	M16 x 30 (1.18) deep
45V(*)-**A	1/2"-13UNC-2B x 23,8 (0.94) deep	5/8"-11UNC-2B x 30 (1.18) deep

Model	A	D	ØC	D	C	ØG	H	J	L	L for (**VC & **VM)	M	ØN	Γ	Γ for (**VS)	Γ for (**VM)
25V	35,7 (1.41)	20,2 (1.00)	25,4 (1.00)	52,4 (2.06)	12,7 (0.50)	33,1 (1.50)	118 (4.32)	69,9 (2.75)	121 (4.78)	149 (5.00)	38,1 (1.50)	101,6 (4.00) 101,6 (3.99)	9,53 (0.38)	9,53 (0.38)	9,25 (.364)
35V	42,9 (1.69)	30,2 (1.18)	31,8 (1.25)	58,7 (2.31)	16 (0.63)	50,8 (2.00)	140 (5.50)	77,8 (3.00)	125,5 (4.94)	133,4 (5.25)	38,1 (1.50)	127,0 (5.00) 120,9 (4.89)	9,53 (0.38)	12,7 (0.50)	9,11 (.359)
45V	31,9 (1.25)	35,7 (1.41)	38,1 (1.50)	69,9 (2.75)	16 (0.63)	73,2 (3.00)	159 (6.25)	108,4 (4.19)	153 (6.03)	134 (5.44)	43 (1.69)	127,0 (5.00) 126,9 (4.99)	12,7 (0.50)	12,7 (0.50)	9,11 (.359)

Model	Q	Q for (**VS)	Q for (**VM)	R	S	ØT	RU	ØV	ØW	ØX
25V	182,1 (3.38)	171,7 (6.76)	171,7 (6.76)	83,5 (3.50)	76,2 (3.00)	143 (5.75)	14 (0.55)	14,2 (0.56)	175 (6.88)	121 (4.78)
35V	105 (7.29)	193 (7.60)	193 (7.60)	89,9 (3.54)	82,6 (3.25)	101 (7.13)	16 (0.63)	17,5 (0.69)	213 (8.39)	140 (5.51)
45V	216 (3.50)	220 (8.61)	220 (8.61)	82,6 (3.25)	93,7 (3.69)	161 (7.13)	16 (0.63)	17,5 (0.69)	213 (8.38)	148 (5.83)

STANDARD RANGE from 20 to 120 litres

SMA hydraulic oil standard tanks are specifically designed to be used in the hydraulic field. They are manufactured and individually tested in large production runs and they are normally available ex stock.

Tanks from 20 to 120 litres are in normal steel painted with primer and with Iveco chassis grey finishing enamel.

All tanks have:

- filter-breather on top
- faed adaptor on bottom
- return adaptor

Further information available on www.smaserbatoi.it

AVAILABLE TANKS IN STOCK

capacity litres	HxPxL (mm)	code
21	160x410x425	7.731
30	280x310x575	7.732
40	300x410x425	7.733
60	310x380x575	7.736
100	290x475x780	7.741
100	580x320x600	7.742
120	630x280x750	7.744



Tanks are cleaned and oiled inside. All holes are sealed with plastic caps.

CUSTOMIZED TANK

If our standard range is unsuitable for your requirements, SMA has the capability to design and manufacture oil tanks from drawings utilizing the same quality of manufacturing which remains standard throughout our range.

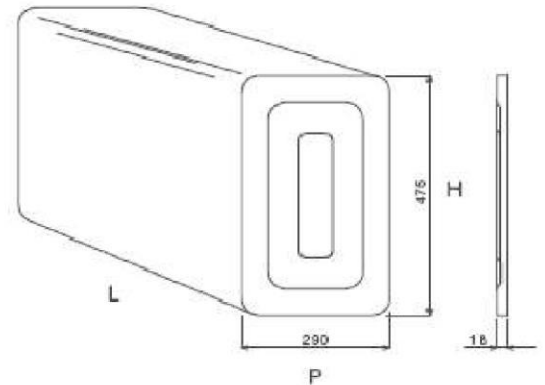
1 DECIDE TANK CAPACITY AND DIMENSIONS

We invited you to choose between SMA standard bottom dimensions showed below and those that meet your requirements as height and depth; length and tank capacity are up to you. In order to ascertain the tank capacity please make the following calculation: $H \times P \times L \times 0,9$.

BOTTOMS DIMENSION (mm)

Normal steel or stainless steel				
AxB	AxB	AxB	AxB	AxB
150x290	246x357	310x380	380x410	480x650
170x320	250x715	310x440	380x540	500x570
170x395	264x894	315x455	385x770	510x600
195x515	270x410	320x500	400x570	515x645
198x308	280x310	320x580	400x700	530x650
200x270	280x420	330x946	425x455	535x560
210x350	280x630	350x460	430x530	540x600
220x250	286x393	350x500	430x700	540x620
220x650	290x475	350x600	435x610	600x600
230x230	292x362	355x455	450x715	600x690
234x258	300x515	355x645	470x480	610x720
240x360	300x670	370x570	470x510	630x690
240x390	300x700	370x670	470x530	675x880
		375x650	480x590	720x720

Normal steel or aluminium convex ends			
AxB	AxB	AxB	AxB
280x525	425x645	500x720	610x720
350x570	430x530	610x610	720x720



H = HEIGHT could be A or B
P = DEPTH could be B or A
L = LENGHT measure up to you

2 INDICATE WHAT COMPONENTS YOU NEED AND WHERE

Please tell us wich type and how many components you require, for example: oil filler cap, feed adaptor, return adaptor, level gauge, return filter flange, return filter, brackets separated or welded to the tank.



3 SEND US AN OFFER REQUEST WITH DIAGRAM

Please request an offer enclosing the sketch following the steps 1 and 2, and specifying the number of pieces you wish to purchase. For further informations do not hesitate to contact our commercial office by phone, fax or e-mail .

