

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**Diseño de un sistema de compactación automático de residuos sólidos
reciclables utilizando un PLC para reducir el costo de transporte**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

Omar Alexander Saenz Camacho

ASESOR

Jorge Alberto Villanueva Zapata

<https://orcid.org/0000-0002-2529-1161>

Chiclayo, 2023

Diseño de un sistema de compactación automático de residuos sólidos reciclables utilizando un PLC para reducir el costo de transporte

PRESENTADA POR
Omar Alexander Saenz Camacho

A la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
para optar el título de

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADA POR:

Alexander Querevalu Morante
PRESIDENTE

Luis Alberto Gonzales Bazán
SECRETARIO

Jorge Alberto Villanueva Zapata
VOCAL

Dedicatoria

Este trabajo se lo dedico a Dios quien estuvo presente a mi lado a lo largo de toda la carrera, Igualmente, se lo dedico a mis padres quienes desde pequeño me inculcaron con principios y valores, apoyándome incondicionalmente y dándome fuerzas para seguir adelante en la formación de mi carrera. De la misma forma se lo dedico a mis hermanos quienes siempre buscaron apoyarme en todo lo que necesite, por último, se lo dedico a mis abuelos, tíos, primos y otros familiares en general que de alguna forma ayudaron a ser quien soy hoy en día.

Agradecimiento

Le agradezco a Dios quien guio mi camino en el transcurso de mi carrera, a mis padres por todo su apoyo brindando, a los docentes que me enseñaron en la universidad ya que fueron ellos quienes me ayudaron a mi desarrollo como ingeniero, también le agradezco a mi asesor el Ing. Villanueva Zapata Jorge Alberto por su apoyo y constancia en el transcurso del desarrollo de la investigación.

35.- TESIS OMAR ALEXANDER SAENZ CAMACHO

INFORME DE ORIGINALIDAD

16%

INDICE DE SIMILITUD

15%

FUENTES DE INTERNET

2%

PUBLICACIONES

7%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

ENCONTRAR COINCIDENCIAS CON TODAS LAS FUENTES (SOLO SE IMPRIMIRÁ LA FUENTE SELECCIONADA)

8%

★ hdl.handle.net

Fuente de Internet

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias

Apagado

Excluir bibliografía

Apagado

Índice

Resumen	6
Abstract.....	7
Introducción.....	8
Revisión de literatura.....	9
Material y metodos	26
Resultados y discusión.....	32
Conclusiones.....	104
Recomendaciones	106
Referencias	107
Anexos	111

Resumen

En el Perú se recicla el 1.9% de residuos sólidos, siendo ese porcentaje conformado en su mayor parte por metal, plástico, papel y cartón. Estos son los elementos más comunes en la vida diaria debido a que cada aspecto de nuestra vida torna en parte a esos materiales, como por ejemplo el papel que se encuentra en los cuadernos que utilizamos para el estudio, los productos enlatados en alimentos, las bebidas en botellas plásticas y los cartones que son mayormente utilizados en la venta de productos electrodomésticos entre otros. El reciclaje contribuye significativamente a reducir la contaminación del agua y aire en un 70%. Por lo cual es necesario que el proceso de reciclaje sea realizado de manera eficiente sobre todo en el transporte del reciclado. En el proceso de transportar el reciclaje existen factores que afectan negativamente, como, por ejemplo, el hecho de que lleven el material en su estado original siendo ineficiente en el consumo de espacios lo cual conlleva a un gasto mayor en el transporte. Sin embargo, en la actualidad existen compactadoras manuales y Semi automáticas que realizan el proceso de compactación de material las cuales necesitan la intervención del hombre y su capacidad de respuesta para que la maquina funcione. Lo cual ocasiona un problema económico para centros de acopio de metales. Para eso se diseñará un sistema de compactación automática con plc el cual ayudará a compactar los materiales reciclables para el uso óptimos de los espacios en el momento del transporte, siguiendo estándares rigurosos de calidad para obtener una larga vida útil de servicio y maximizar su eficiencia en cuanto al ahorro en el transporte del material compactado, para esto se realizará un análisis estático estructural mediante el uso de la plataforma de SolidWorks. También se utilizarán sensores, controladores entre otros dispositivos, además de un módulo plc para automatizar el proceso además de facilitar el ingreso y la salida del material.

Palabras claves: Diseño de una compactadora automática, PLC, reducir costos en el transporte.

Abstract

In Peru, 1.9% of solid waste is recycled, this percentage being made up mostly of metal, plastic, paper and cardboard. These are the most common elements in daily life because each aspect of our life turns in part to these materials, such as the paper found in the notebooks we use for study, canned products in food, drinks in plastic bottles and cartons that are mostly used in the sale of electrical appliances, among others. Recycling contributes significantly to reducing water and air pollution by 70%. Therefore, it is necessary that the recycling process be carried out efficiently, especially in the transport of the recycling. In the process of transporting recycling, there are factors that have a negative effect, such as, for example, the fact that they carry the material in its original state, being inefficient in the consumption of space, which leads to higher costs in transport. However, currently there are manual and semi-automatic compactors that carry out the process of compacting the material, which require the intervention of man and his responsiveness for the machine to work. This causes an economic problem for metal collection centers. For this, an automatic compaction system with PLC will be designed, which will help to compact the recyclable materials for the optimal use of spaces at the time of transport, following rigorous quality standards to obtain a long service life and maximize its efficiency in Regarding the savings in the transport of the compacted material, for this a structural static analysis will be carried out using the SolidWorks platform. Sensors, controllers among other devices will also be used, as well as a PLC module to automate the process as well as facilitating the entry and exit of the material.

Keywords: Design of an automatic compactor, PLC, reduce transportation costs.

Introducción

En el Perú unos de los problemas que aquejan a nuestra sociedad es la contaminación ambiental. Según el Ministerio de ambiente (MINAN), en el Perú del 2009 al 2019 se aumentado la generación de residuos sólidos de 17000 a 19000 toneladas diarias aproximadamente. En promedio el 54% son residuos sólidos orgánicos y el 20 % son residuos sólidos inorgánicos. Dentro de los residuos sólidos se encuentran los metales, plásticos papel, cartón, etc. Estas son muy comunes ya que se encuentran en la mayoría de los productos que compramos diariamente.

[1]

La gestión de los residuos sólidos en el país se ve orientado a los objetivos de minimización, reutilización y reciclaje. Siendo el reciclaje el punto a centrarse debido a que se transformaran los materiales antes mencionados a un nuevo producto, para ello, compactar el material es beneficio debido a que se podrá reducir el volumen a un tamaño manipulable y de esta manera se maximizará la producción y beneficiara al buen gestionamiento de espacios a la hora de transportarlo. [2] Los centros de reciclaje principalmente realizan sus procesos en compactadoras mecánicas y manuales, requiriendo sistemas automáticos para agilizar el proceso de compactación reduciendo gastos de transporte y de almacenaje hacia dichos centros.

[3]

Los sistemas de compactación se componen de la entrada, es decir la alimentación la cual proveerá el material que se requiere compactar, y la salida que sería el material ya compactado en bloques. Para que este sistema este automatizado es necesario tener un control para precisar las tareas y actividades que se deben realizar para lograr el objetivo antes mencionado. También se evitará el desgaste físico de los empleadores los cuales realizaban las tareas manualmente.

[4]

Debido a esta problemática, este trabajo tiene la finalidad de diseñar un sistema de compactación automático, para de esta manera reducir el volumen del material reciclable que dará como resultado el facilitar el transporte del material compactado hacia los centros de reciclaje, donde serán procesados para su reciclaje. Además de aumentar la producción de los bloques compactados debido a la automatización del sistema, beneficiando en términos de industria, porque es de vital importancia ya que esto se puede traducir en ganancias o perdida.

Revisión de literatura

Mundo

Según Tipán, Mora y Altamirano [5], en el Paper “Diseño e Implementación de un sistema automático compactador de PET Utilizando elementos hidráulicos” se propone diseñar una compactadora de PET automático utilizando un sistema electrónico y un sistema de control por software. Se utilizará un cilindro hidráulico con una fuerza de compactación de 700 N para de esta manera reducir el volumen de las botellas plásticas PET en un 58% disminuyendo así el espacio ocupado por el cumulo de botellas. Para el contenedor de las botellas se utilizó el material tol galvanizado, debido a su resistencia al agua lo cual ayudara a que no se vea afectado el sistema electrónico que esta implementado para la automatización de la máquina.

Según Rodríguez y Zuluaga [6], en la investigación “Diseño de un sistema de compactación de papel y cartón para la empresa MAC anillados y acabados impresos SAS”. busca diseñar una compactadora que sea de fácil operación además de tener un mayor rendimiento y productividad. Evaluando algunas alternativas para el diseño se concluyó en que la mejor alternativa para satisfacer las necesidades de la empresa es utilizar un sistema de compactación hidráulico esto se evaluó utilizando una matriz de calificación y ponderación. Por otro lado, se realizaron análisis por elementos finitos para el soporte de cilindro hidráulico, así como para la placa de compactación. También se realizaron estudios para determinar el dimensionamiento de la máquina, los manuales de operación y mantenimiento. Por último, se realizó un análisis financiero para determinar la factibilidad y viabilidad de la compactadora de papel y cartón.

Según Jiménez y Rosas [7], en la investigación “Diseño de una maquina compactadora de chatarra de aluminio para producir pacas de 65 Kg”. Se investiga el diseño de una compactadora para la cual primero se realizó un cálculo para determinar cuanta fuerza es la requerida para compactar el material seleccionado. Para el diseño de la compactadora se realizó un matriz de ponderación para seleccionar que tipo de sistema de compactación se utilizara, en esta investigación se planteó la selección entre 2 alternativas, eligiendo finalmente el sistema hidráulico. Finalmente se realizaron cálculos para el dimensionamiento de la máquina. En esta investigación también se realizaron los procesos de construcción, montaje, pruebas de campo, así como un análisis de costo de todos los elementos que abarca el diseño.

Según los hermanos Melvin [8], en la investigación “Diseño y simulación de una máquina compactadora de desechos sólidos. caso: latas de aluminio”. Propone el diseño de una compactadora además de realizar una simulación por computadora, dicha investigación utiliza

una matriz de selección para encontrar el sistema de compactación más adecuado, sistema hidráulico, el cual fue la opción más apropiada para lo que se busca de la máquina. Luego de definir el sistema se realizaron los cálculos para el dimensionamiento del equipo hidráulico así mismo se realizó el diseño de la precámara de compactación, mecanismo de extracción, etc. Finalmente se realizó la instalación, puesta en marcha, operación y accionamiento, mantenimiento y localización de averías además de realizarse un estudio de factibilidad.

Según Almache y Chiluisa [9], en la investigación “Diseño y construcción de una enfardadora automática para la compactación de cartón, papel y pet con capacidad de hasta 30 toneladas para la empresa Green Point”. Propone el diseño de una maquina enfardadora para producir pacas de 300 kg de material reciclado, la maquina será automática mediante el uso de un módulo PLC, esta podrá cambiar dependiendo del material que se reciclará tales como cartón, papel o PET; además que el diseño felicitará la manipulación mediante el control. Como sistema de compactación se utilizará el hidráulico para ello se seleccionará los elementos como válvulas, bombas, etc. Finalmente se realizaron estudios a la enfardadora y se observó que la presión requería para el cartón, plástico y el papel son 100 Bar, 82 Bar y 55 Bar respectivamente.

Según Cunalata [10], en la investigación “Diseño y análisis estructural de un prototipo de compactadora de chatarras de aluminio para el reciclaje”. Para el diseño del prototipo de compactadora ser realizaron los modelamientos mediante el uso del software SolidWorks hallando las dimensiones y los materiales que cumplan con las condiciones necesarias para el buen funcionamiento del sistema, además se realizó un análisis estructural del prototipo utilizando el método de los elementos finitos.

Según López y Bajaña [11], en la investigación “Diseño y construcción de un compactador de latas y envases de PET”. Propone el diseño de una compactadora utilizando elementos de máquinas en desuso lo cual ayudara a crear una máquina de bajo costo. Se seleccionó un sistema de compactación hidráulico para el cual se realizaron los cálculos para sí dimensionamiento. Dicha maquina produce lotes de 23 Kg, la presión de trabajo es de 177161 psi y la potencia para el motor eléctrico dependiendo de la presión resulto un valor de 7 HP. Finalmente, se realizó un estudio para hallar el valor de inversión que dio como resultado \$3115,00 y se realizaron pruebas para determinar si la maquina cumple con los objetivos planteados.

Perú

Según Baltuano [12], en la investigación “Diseño de una máquina compactadora de latas de bebidas de aluminio”. Se propone el diseño de una maquina compactadora, para reducir en un quinto el volumen de las latas de aluminio, además de diseño la maquina lo más compacta posible para que sea utilizada en distintos lugares como pequeños negocios, centros comerciales y centros de acopio de metales. Para la alimentación de la maquina se utilizó una rampa la cual trasladará las latas hacia el sistema de compactación. Antes de entrar a la compactadora se realiza un pre-compactado mediante un punzón. Para la compactación se utilizó un mecanismo de biela-manivela la cual garantiza la geometría de la misma, así como que se reduzca a la quinta parte de su volumen inicial, también fue diseñada para compactar a una velocidad de 9 latas/minuto. En los resultados finales se realizó un análisis económico de la fabricación y ensamblaje de la máquina, obteniendo un costo inicial para el primer prototipo de S/.1200 (inc. IGV), también afirma que el costo se reduciría si la maquina se produce en serie lo cual la haría más accesible para el mercado local.

Según Alzamora [13], en la investigación “Diseño de compactadora de chatarra metálica”. Se propone diseñara una compactadora de chatarra metálica utilizando un sistema hidráulico triple, Para de esta manera reducir el volumen de los elementos de metálicos en los ejes “X”, “Y” y “Z”. La secuencia en la que se activaran los pistones hidráulicos, A+B+C+D+D-E-D+D-E+C-B-A (cada letra representa un pistón y la función que se le asigno) se utilizara un circuito oleo hidráulico el cual se diseñara en base a la secuencia y en base a las consideraciones de la norma técnica peruana. Esto ayudara a darle una forma de prisma al paquete, lo cual beneficiara en el manipuleo y la acumulación, ayudando a que los residuos sólidos metálicos sean movilizados masivamente hacia las refinerías de metales o centros de acopio de metales

Según Calderón [14], en la investigación “Diseño de un sistema compactador de heno de Alfalfa para obtener 8 Pacas/hora de 50x50x110cm”. Busca diseñar un compactador utilizando la metodología de diseño generalizado que ayude a disminuir el trabajo del agricultor, así como hacerlo más cómodo económicamente y seguro, para ello se selección un sistema de compactación hidráulico aplicando las normas nacionales E-90. Para el sistema se utilizó una unidad hidráulica de 7.62 lit. /min. Marca Larzed modelo HAG254. Dicho sistema funcionara mediante el uso de un motor de 3.5 hp con un actuador de 269KN a pesar que solo sea necesario unos 67.4 KN. Finalmente se realizó un análisis estructural de la maquina la cual está sometida a fuerzas estáticas, así como la presión del cilindro hidráulico, utilizando el software

SolidWorks. A dicho proyecto se le realizó un análisis de costo de construcción e implementación llegando a valorarse en 28000 s/.

Según Del Águila [15], en la investigación “Máquina compactadora de chatarra de hojalata para incrementar la producción de paquetes de 70 kg. Para la recicladora del oriente S.A.C de Tarapoto, 2018”. Se propone buscar la maquina compactadora adecuada para aumentar la producción de la recicladora, para ello se realizó un análisis económico de la fabricación de la máquina y el proceso productivo. Se buscaron alternativas de diseño enfocado en la deformación permanente que estarían sujetos los elementos metálicos, además de realizar cálculos para hallar la fuerza, volumen y el porcentaje de compactación. Se seleccionó un sistema de compactación hidráulico y se realizaron los cálculos de presión para la compactación del material dando un resultado de 53.1 MPa, así como se calculó la potencia necesaria de la bomba hidráulica que dio como resultado un valor de 1.49 kW o 1.99 HP. Finalmente se realizó un análisis económico y financiero hallando el VAN de \$41,911.31 y un TIR de 61.51%, lo cual ayudo a identificar que el proyecto es factible debido a que ambos valores son positivos.

Según Patiño [16], en la investigación “Diseño de una máquina compactadora de botellas de plástico”. Para el diseño se utilizó una matriz morfológica la cual ayudo a obtener la mejor solución para realizar el proceso que se le aplicara a la botella para su compactación, utilizando criterios técnicos y económicos para seleccionar la solución más adecuada. Para el sistema de compactación se utilizaron rodillos los cuales poseen 60 púas las cuales ayudara a sujetar las botellas de manera que ingrese cómodamente hacia su compactado. Se realizó el movimiento de los rodillos utilizando un motor reductor de 1.1 kW y para transmitir dicha potencia se utilizó una cadena de 109 eslabones de 31.75 mm de paso; además la inversión de giro depende de la disposición de las ruedas dentadas. La máquina compactadora fue fabricada y ensamblada, gracias a esto se pudieron hacer ensayos para mejorar el diseño y mejorar el rendimiento de algunas piezas.

Según Patiño [17], en la investigación “Diseño y construcción de una máquina compactadora manual de botellas de plástico PET”. Se buscó diseñar una compactadora ergonómica de fácil utilización debido que va dirigido principalmente hacia un público de usuarios que son jóvenes. Se utilizó una matriz morfológica para seleccionar la mejor alternativa que cumpla con los criterios técnicos y económicos tales como manipulación, estabilidad, rapidez, fácil mantenimiento, etc. Además, para el diseño se realizaron una secuencia de cálculos que ayuden a validar la selección de los materiales, así como el dimensionamiento adecuado para que

soporten las cargas a las que estará sometida. Dicha maquina además de tener una fácil construcción, bajo costo y simplicidad de operación cuenta con un sistema de seguridad anti-accidentes debido a lo antes mencionado que va dirigido hacia jóvenes. Finalmente se realizó el estudio de la máquina para ver si se puede mejorar el diseño en función de la reducción del volumen del material como la velocidad de procesamiento, también se realizó un presupuesto para la construcción la cual dio como resultado 2417.90 S/.

Lambayeque

Según Zúñiga [18], en la investigación “Diseño de máquina compactadora de viruta metálica con capacidad de 20 kg/h para la empresa “Ingleby SAC” – motupe, Lambayeque”. Se propone realizar el diseño mecánico y modelado 3D de una maquina compactadora; utilizando un sistema de alimentación por tolvas, además de un sistema hidráulica que se utilizara para la compactación de la viruta metálica. La máquina se diseñará con el fin de aumentar el manejo de los residuos sólidos producidos por la empresa, de esta manera se podría vender las briquetas generando un ingreso por las ventas. En los resultados finales, se determinó la selección de un sistema de potencia hidráulica de 5.5 kW, además se reducirá el volumen de la viruta a unas dimensiones de 7cm de ancho x 5cm de alto. La fuerza que se utilizará para la compactación, mediante un cilindro hidráulico, será de 250 bar de presión.

Bases teóricas científicas

Análisis estructural

Esfuerzo normal

El esfuerzo normal o esfuerzo axial es el esfuerzo que se genera cuando se le aplican una carga perpendicular a la sección transversal de prisma mecánico. [19]

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

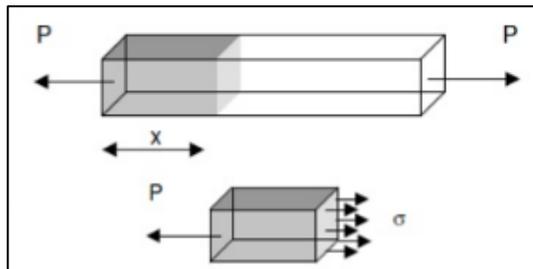
Donde:

σ es el esfuerzo normal

F es la fuerza

A es la sección transversal perpendicular a la fuerza.

Imagen 1: Esfuerzo normal [20]

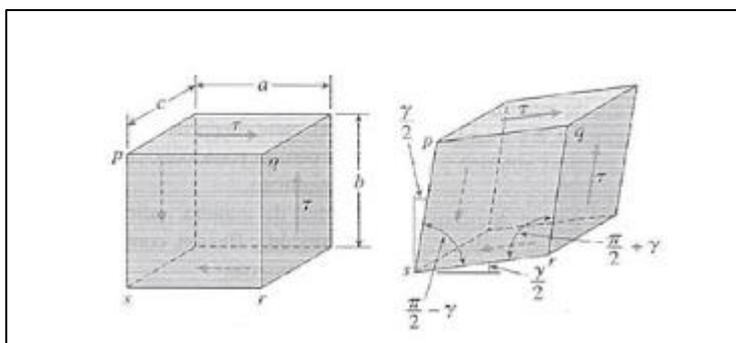


Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante es el esfuerzo generado debido a la acción de dos fuerzas paralelas en una sección transversal ya sea de una figura geométrica o perfiles de tubos, vigas u otras formas a analizar. [19]

$$\tau = \frac{V}{A}$$

Imagen 2: Representación del esfuerzo cortante. [20]



En la figura 2 se ilustra una figura la cual representa las deformaciones que generan la aplicación de esfuerzos cortantes sobre el perfil. [20]

Esfuerzos debido a flexión

Los esfuerzos debido a flexión se generan debido a cargas transversales aplicadas a un eje de esta manera se produce un momento de flexión y a su vez esfuerzos de flexión. Además, dichos esfuerzos pueden ser tensión o de compresión. los esfuerzos cortantes máximos se dan lejos del eje neutro de la sección [19]

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I}$$

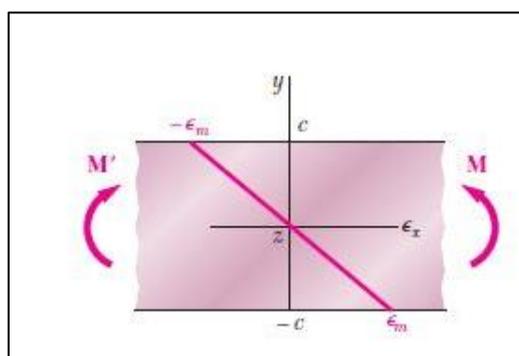
Donde:

M = momento de flexión

I = momento de inercia

C = distancia del eje neutro a la fibra más alejada

Imagen 3: Esfuerzos flectores [20]



Criterio de Von Mises

Este criterio nos explica que si la distorsión alcanza el punto más alto el material tiende a ceder, para lo cual el punto más alto sería la distorsión máxima encontrada debido a pruebas de tensión. Además, se puede demostrar que los materiales que inicialmente son elásticos, la deformación tiende a ser proporcional al esfuerzo de Von Mises que es: [21]

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Donde:

σ_1 , σ_2 , and σ_3 son los esfuerzos principales.

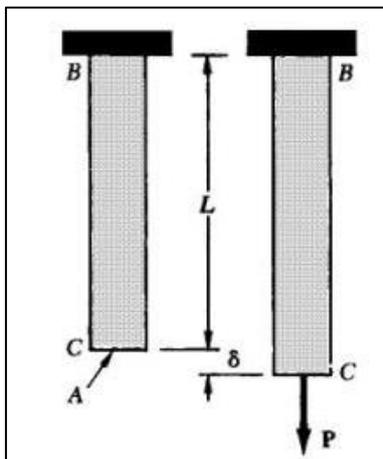
El factor de seguridad se calcula de la siguiente manera:

$$\text{factor de seguridad} = \frac{\sigma_{\text{limite}}}{\sigma_{\text{von mises}}}$$

Deformación por carga axial

Para que exista una deformación la pieza tiene que estar sometida a una carga por tracción o compresión, de esta manera la pieza se alargara o comprimirá respectivamente. [22]

Imagen.4:Pieza sometida a una carga de tracción [20]



La deformación total está dada por la siguiente formula.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{L}$$

Donde:

δ =deformación total

ε = deformación unitaria

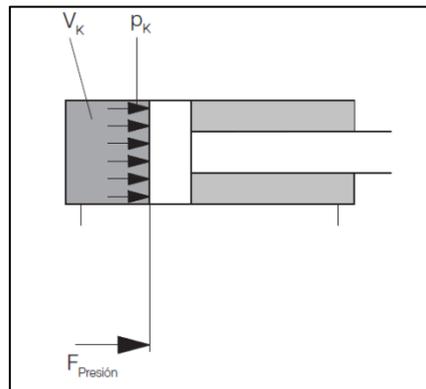
L = Longitud

Cilindros hidráulicos

Fuerza de compresión

La fuerza de compresión es la fuerza que ejercen los cilindros hidráulicos debido a la inyección de fluido permitiendo generar la suficiente fuerza para compactar un material ya sea metálico u otro tipo. [23]

Imagen 5: Cilindro hidráulico [23].



$$F_c = \frac{P_k \cdot \pi \cdot d_k^2}{400}$$

Donde

F_c = fuerza de compactación

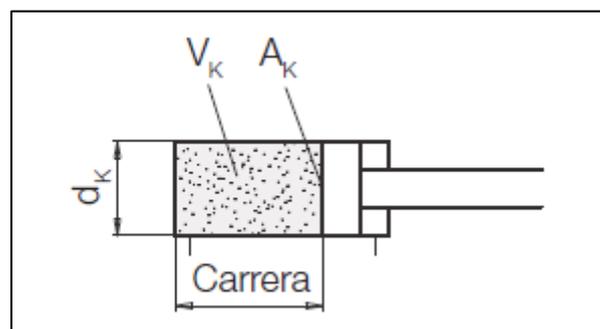
P_k = presión del cilindro

d_k = diámetro del cilindro

Volumen del cilindro

Es el volumen necesario que debe llenarse de fluido para que el área efectiva del pistón se traslade a lo largo de la carrera del cilindro de esta manera poder compactar el material seleccionado. [23]

Imagen 6: Volumen del cilindro [23].



$$V_K = A_K \cdot \text{carrera}$$

Donde:

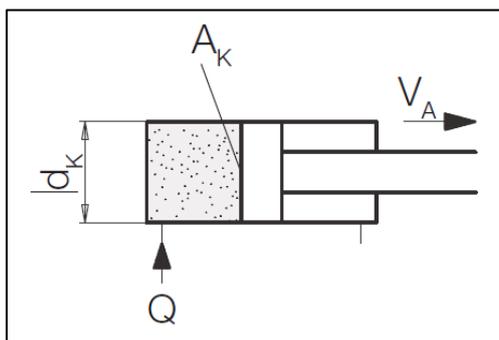
V=volumen del cilindro

A=área efectiva del pisto

Caudal

El caudal es el volumen de fluido por unidad de tiempo que debe suministrarse para llenar el cilindro hidráulico y poder mover el vástago del cilindro. [23]

Imagen 7:Caudal [23].



Definición de términos básicos

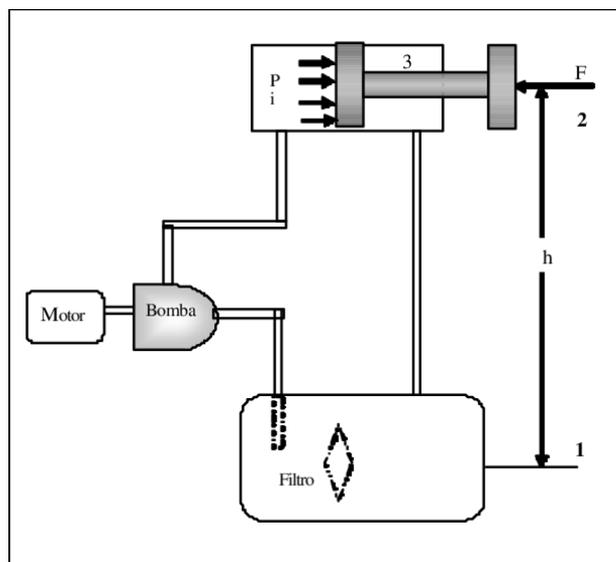
Compactadoras

Estas máquinas son utilizadas en la industria del reciclaje para reducir el volumen de los materiales ya sea metálicos como el acero, cobre, aluminio, etc. o no metálicos como el papel, cartón y los plásticos. Para reducir el volumen se utilizará la aplicación de fuerza sobre los materiales para ello son necesarios sistemas de compactación. [18]

Sistema hidráulico

Los sistemas hidráulicos utilizan las tuberías para transportar la energía la cual está en función del caudal y la presión del fluido. Dicha presión determina la fuerza con la que empujara el pistón al material que se desea compactar [7].

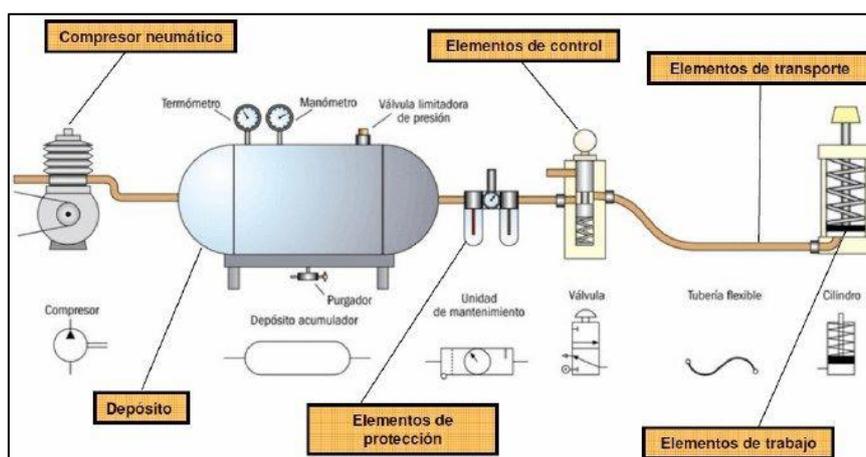
Imagen 8: Sistema hidráulico [38]



Sistema neumático

Los sistemas neumáticos utilizan el aire comprimido para que por medio de unos cilindros transformen la energía en un movimiento lineal de vaivén, para después mediante el uso de motores neumáticos generen el movimiento de giro [7].

Imagen 9: Sistema neumático [39]



Volante de inercia

El volante de inercia es un sistema que básicamente almacena energía mecánica. Una de sus virtudes más significativas es la capacidad que tiene para absorber y ceder energía en periodos de tiempo cortos [24].

Imagen 10:Volante de inercia [40]



Tornillo sin fin.

Los sistemas por tornillo sin fin utilizan un motor eléctrico para proporcionar potencia haciendo girar el tornillo y trasladando el material al interior de la cámara para comprimirlo. Este sistema utiliza una transmisión mediante el uso de cadenas y un motorreductor. [6]

Imagen 11:Compactador de tornillo sin fin [41]



Motor eléctrico acoplado a un pistón compactador.

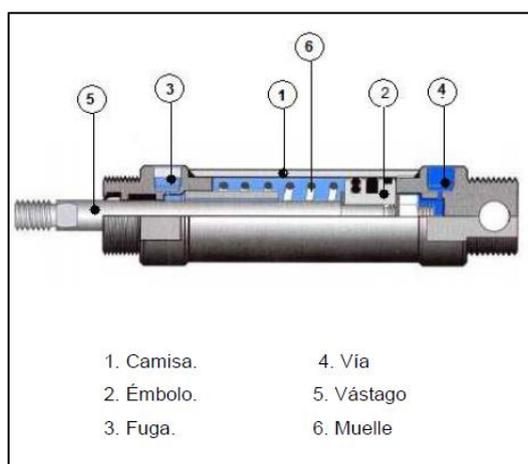
Este sistema como bien lo dice su nombre se trata de un motor eléctrico que le transmitirá su potencia directamente hacia el pistón para que de esta manera ejerza la fuerza sobre el material que se desea compactar.

Tipos de cilindros hidráulicos.

Cilindros de simple efecto.

Los cilindros de simple efecto utilizan una entrada para el fluido lo que hará que el vástago del cilindro avance sin embargo para el retroceso de este se utilizaran dispositivos como un retorno por muelle también se puede utilizar un retorno por gravedad o por una fuerza exterior. [7]

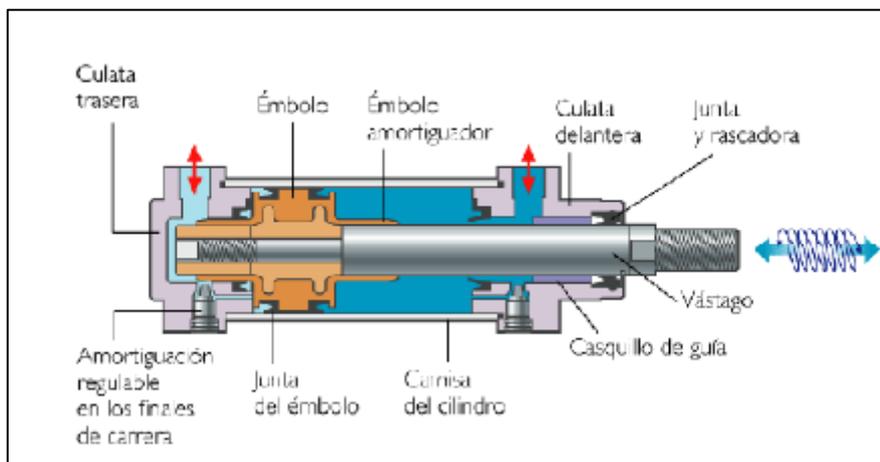
Imagen 12:Cilindro de simple efecto [7]



Cilindros de doble efecto.

Los cilindros de doble efecto contienen dos entradas por las que se inyectara el fluido, de esta manera poder empujar el vástago o contraerlo. Sin embargo, los cilindros de doble efecto generan fuerzas menores en comparación con los de simple efecto debido a la contrapresión generada en el lado de escape además que requerirá una junta de estanqueidad. [7]

Imagen 13: Cilindro de doble efecto [7].



Bombas hidráulicas.

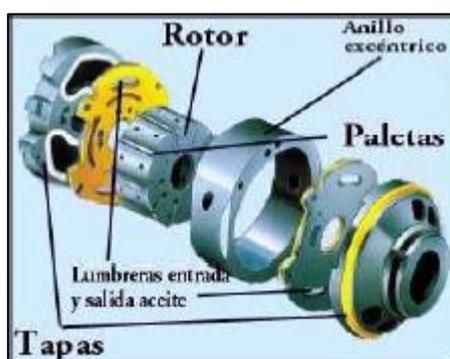
Las bombas hidráulicas son dispositivos que aspiran el fluido y lo expulsa hacia el sistema que se desea carga, ya sea hidráulico u ole-hidráulico. Al expulsa dicho fluido este viaja cargado de con la energía necesaria para alimentar dicho sistema. [8]

Existen 5 tipos de bombas hidráulicas:

Bomba de paletas.

Las bombas de paletas utilizan un rotor excéntrico el cual esta provisto de ranuras por las cuales las paletas realizan un desplazamiento radial en el interior de la carcasa la cual posee un espacio interior circular [7]

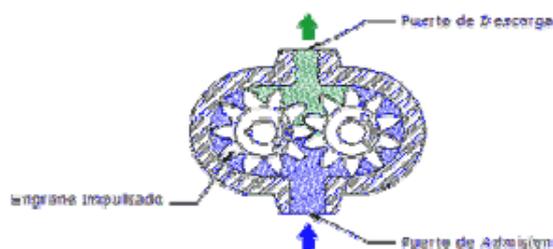
Imagen. 14: Bomba de paletas [7]



Bomba de engranajes.

Para este tipo de bombas se utilizan dos engranes que cooperan entre sí para producir un vacío en la entrada de la bomba llenándolo de fluido, de esta manera haciendo girar lo engranes abriendo el punto de descarga creando así un flujo. [25]

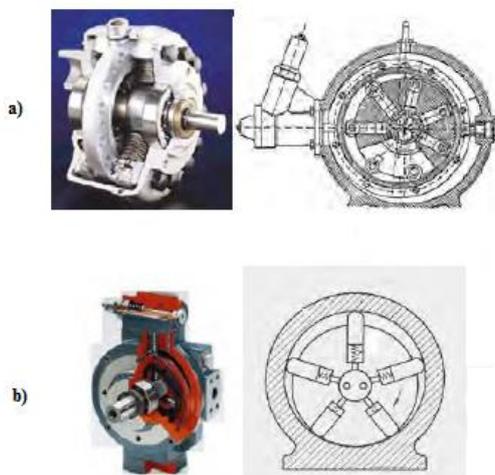
Imagen 15: Bomba de engranes [25]



Bomba de pistones radiales.

Las bombas radiales pueden ser de dos tipos, de alimentación exterior estas están formadas por pistones fijos que a su vez contiene pistones radiales las cuales provocan un desplazamiento debido a la diferencia de volumen en las cámaras. Mientras la de alimentación interior están formados por pistones giratorio y además utiliza un anillo circular que sirve como eje de apoyo haciendo posible el desplazamiento de fluido [26]

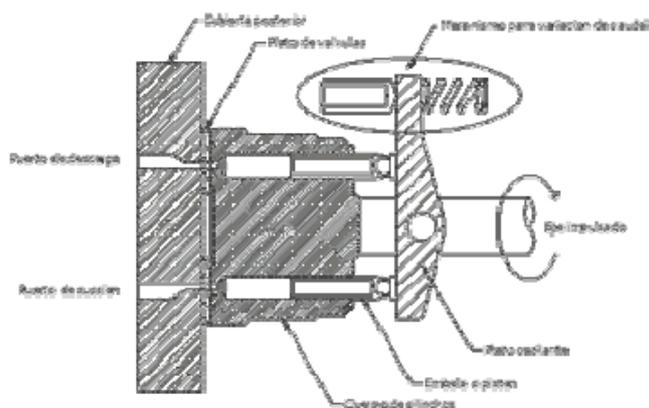
Imagen 16: a) Bomba de pistones radiales de alimentación exterior
b) Bomba de pistones radiales de alimentación interior [26]



Bomba de pistones axiales.

Está constituido por pistones ubicados axialmente, dichos pistones giran debido a una flecha central, a este grupo se le conoce como grupo rotatorio, sin embargo, existe el plato de válvulas el cual está separado de dicho grupo, ahí se localizan los ductos de succión y descarga además dicho plato inclinación un grado de inclinación. [25]

Imagen 17: Bomba de pistones axiales [25]



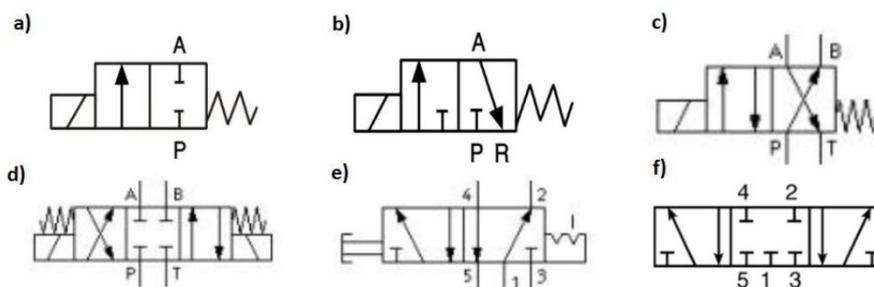
Válvulas hidráulicas.

Válvulas distribuidoras.

Las válvulas distribuidoras son las encargadas de ayudar a controlar el destino de un fluido, cambiando de dirección del fluido hidráulico dependiendo de las necesidades del sistema. Dentro de estas válvulas existe las siguientes. [9]

- | | |
|--------|--------|
| a) 2/2 | d) 4/3 |
| b) 3/2 | e) 5/2 |
| c) 4/2 | f) 5/3 |

Imagen 18:Tipos de válvulas distribuidoras [9]

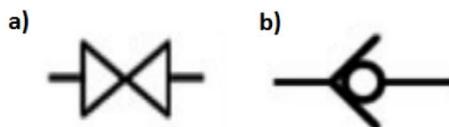


Válvulas de cierre

Este tipo de válvulas tiene como único fin el de contar o cerrar el flujo de fluido en el sistema permitiendo el libre desplazamiento del fluido en dirección contrario al cerrado. [9]

Imagen 19:a) Válvulas de cierre

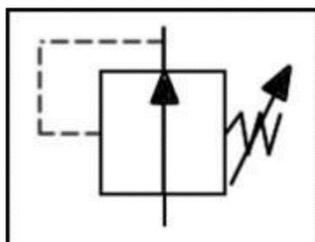
b) Válvula de bloqueo [9]



Válvulas reguladoras de presión

Como su nombre lo dice esta válvula es la encargada de regular la presión en el sistema hidráulico ayudando a limitar o reducir la presión y de esta manera evitar las sobre presiones en las mangueras del sistema. [9]

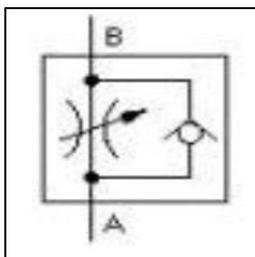
Imagen 20:Válvulas reguladora de presión [9].



Válvulas de flujo

Estas válvulas son las encargadas de controlar la velocidad a la que va el fluido ya sea al ingreso o a la salida de los cilindros hidráulicos y de esta manera conocer el tiempo de vaciado o llenado de dicho cilindro. [9]

Fig. 21 Válvulas de flujo [9]



Material y métodos

Nivel de investigación

Tipo y diseño de la investigación

Esta investigación tiene un enfoque de carácter cuantitativo debido a que los datos a utilizar son magnitudes medibles expresadas numéricamente, además el tipo de investigación es de carácter descriptivo, debido a que se analizó y describió proceso para el diseño de un sistema de compactación automática con PLC.

Población y muestra de estudio

En el presente trabajo de investigación, la población en este caso sería los centros de acopio de metales los cuales utilizan distintos tipos de máquinas compactadoras y la muestra serían las maquinas compactadoras manuales o semiautomáticas que trabajan actualmente en el mercado.

Variables operacionales

Tabla 1 Variable Operacionales

VARIABLES	DEFINICION CONCEPTUAL	DEFINICION OPERACIONAL	DIMENSIONES	INDICADORES	ITEMS
Variable independiente Diseño de un sistema de Compactación automático de residuos sólidos reciclables con PLC	Es un sistema que abarca desde la alimentación hasta la salida del material compactado utilizada en la industria del reciclaje para reducir el volumen de los metales de manera automática.	Diseño de una compactadora automática que pueda reducir el tiempo en el la compactación de material reciclable Utilizando materiales que no sean dañinos para el medio ambiente.	Análisis estático estructural	Tensiones	Pa
				Desplazamientos	mm
				Energía de deformación	-
				Factor de seguridad	-
			Automatización	Reducción del tiempo de compactación	s
				Programación	-
				Fuerza	N
				Presión	Pa
				Velocidad	m/s

VARIABLES	DEFINICION CONCEPTUAL	DEFINICION OPERACIONAL	DIMENSIONES	INDICADORES	ITEMS
<p>Variable dependiente</p> <p>reducir el costo de transporte.</p>	<p>El gasto que es ocasionado debido al transportar el material compactado.</p>	<p>El diseño de la compactadora automática permitirá que se reduzca el costo de reciclaje. De esta manera aumentar la cantidad material que se compacta en un día.</p>	<p>Centro de acopio de metales.</p>	<p>Cantidad de metal transportado</p>	<p><i>T/día</i></p>

Fuente: Propia

Técnicas e instrumentos de recopilación de información

Para la presente investigación se empleará el siguiente método de investigación el cual es el método Descriptivo Analítico Deductivo.

Las Técnicas a utilizar son:

- Búsqueda Bibliográfica
- Observación

Matriz de consistencia

Tabla 2 Matriz de consistencia

PROBLEM A	OBJETIVOS	HIPOTESIS	VARIABLES	METODOLOGIA
	OBJETIVOS GENERALES	HIPOTESIS GENERAL	VARIABLE INDEPENDIENT E	DISEÑO DE INVESTIGACIÓ N
¿El diseño de un sistema de compactación automática de residuos sólidos reciclables utilizando un plc para reducir el costo de transporte. ¿El diseño de un sistema de compactación a ayudar a reducir el costo en el transporte del material compactado?	Diseñar un sistema de compactación automática de residuos sólidos reciclables utilizando un plc para reducir el costo de transporte.	¿Si se diseña un sistema de compactación automática de residuos sólidos reciclables utilizando un módulo plc entonces reducirá el costo de transporte?	Diseño de un sistema de Compactación automática de material reciclable con módulo PLC	Es un diseño experimental ya que manipula la variable independiente y observa y analiza los cambios en la variable dependiente.
	OBJETIVOS ESPECIFICOS	HIPOTESIS ESPECIFICAS	INDICADORES	Técnica de recolección de datos
	Evaluar cuál es el mejor mecanismo de compactación utilizando una matriz de ponderación y seleccionarlo.	Si se evalúa cual es el mejor mecanismo de compactación utilizando una matriz de ponderación para	Esfuerzo Desplazamientos	En este proyecto se utilizará la técnica de Observación (mediante una entrevista) Población y muestra

	su selección, entonces el diseño de la compactadora cumplirá con los requisitos mínimos de desempeño.	Energía de deformación	Unidad de estudio La unidad de estudio será la compactadora automática de metales. La población será las compactadoras manuales y semiautomáticas que ejercen actualmente en el mercado.
Determinar los parámetros para el dimensionamiento del sistema de compactación y selección de los equipos hidráulicos y eléctricos.	Si se determinan los parámetros para el dimensionamiento del sistema de compactación y selección de los equipos hidráulicos y eléctricos, entonces se validará el diseño	Factor de seguridad Programación Fuerza Presión velocidad	
Realizar el análisis estático estructural de la cámara de compactación, de las placas compactadoras, la compuerta y de los vástagos de los cilindros hidráulicos mediante el uso	si se realiza el análisis estático estructural de la cámara de compactación, de las placas compactadoras, la compuerta y de los vástagos de los cilindros hidráulicos mediante el uso	Resistencia Deformación	

del software SolidWorks.	del software SolidWorks. entonces se mejorar el funcionamiento de la maquina	
Diseñar el diagrama de fuerza del sistema de compactación y el sistema de control con PLC para el funcionamiento automatizado. programarlo de acuerdo al funcionamiento requerido.	si se diseña el diagrama de fuerza del sistema de compactación y el sistema de control con PLC para el funcionamiento automatizado. la automatización será la más idónea	Automatización
Realizar un análisis de costos unitarios.	Si se realiza un análisis de costos unitarios entonces se verificara que el diseño reduce el costo de transporte.	Costo de transporte

Fuente: Propia

Resultados y discusión

Evaluar cuál es el mecanismo de compactación más óptimo utilizando una matriz de ponderación para su selección.

Mecanismos compactación existentes:

Para la selección de los mecanismos de compactación, primero se identificaron las alternativas existen. Para lo cual se encontró que en la actualidad los mecanismos de compactación más utilizados son:

- Sistema hidráulico.
- Sistema neumático.
- Volante de inercia.
- Tornillo sin fin.
- Motor eléctrico acoplado directamente a un pistón compactador.

Matriz de ponderación

Se realizó una matriz de ponderación para la selección del mecanismo de compactación más convenientes según los objetivos del diseño. Para ello se definieron los criterios de selección los cuales son:

Inversión: Este criterio tiene que ver con el costo en el mercado actual de las alternativas expuestas anteriormente, los cuales se obtuvieron a través de páginas web.

Disponibilidad: Este criterio tiene que ver con la fácil adquisición en el mercado actual, además que se puedan encontrar repuesto de manera rápido y a un precio cómodo.

Consumo de energía: Este criterio es importante debido a que busca que el sistema no consuma demasiada energía, apuntando a un ahorro energético.

Durabilidad: Este criterio busca que el sistema tenga un periodo de vida útil largo, de tal manera que no afecte a la producción, y no genere costos adicionales.

Complejidad de mantenimiento: Este criterio busca que el sistema de compactación sea de fácil mantenimiento y sin complicaciones.

Rapidez de procesamiento: Este criterio busca que el sistema realice la operación lo más

rápido posible, para tener un ahorro de tiempo que se puede transformar en ganancias o pérdidas para la empresa.

Fuerza alcanzable: Este criterio busca que el sistema pueda ejercer la fuerza suficiente para realizar la operación que se requiere.

Para cada criterio se le asignó un porcentaje de importancia:

Tabla 3 Importancia de los criterios

CRITERIOS	IMPORTANCIA (%)	
Inversión	15	0,15
Disponibilidad	10	0,1
Consumo de energía	10	0,1
Durabilidad	10	0,1
Complejidad de mantenimiento	15	0,15
Rapidez de procesamiento	20	0,2
Fuerza máxima alcanzable	20	0,2
SUMATORIA	100	1

Elaboración: Propia

La escala de ponderación se divide en valores que abarcan desde el 1 al 5, siendo muy malo (1), malo (2), regular (3), bueno (4), muy bueno (5). Estos valores se les asignará a las alternativas para encontrar la calificación ponderada y obtener la mejor alternativa para el diseño.

Tabla 4 Matriz de ponderación para la selección del sistema de compactación

FACTORES		ALTERNATIVAS									
		Sistema hidráulico		Sistema neumático		Volante de inercia		Tornillo sin fin		Motor eléctrico	
Descripción	Peso asignado	Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada
Inversión	0,15	4	0,6	3	0,45	4	0,6	4	0,6	5	0,75
Disponibilidad	0,1	5	0,5	4	0,4	4	0,4	3	0,3	4	0,4
Consumo de energía	0,1	4	0,4	3	0,3	3	0,3	3	0,3	3	0,3
Durabilidad	0,1	5	0,5	3	0,3	2	0,2	2	0,2	1	0,1
Complejidad de mantenimiento	0,15	4	0,6	4	0,6	4	0,6	4	0,6	4	0,6
Rapidez de procesamiento	0,2	5	1	3	0,6	3	0,6	2	0,4	3	0,6
Fuerza máxima alcanzable	0,2	5	1	4	0,8	2	0,4	2	0,4	1	0,2
SUMA	1	Puntuación	4,6	Puntuación	3,45	Puntuación	3,1	Puntuación	2,8	Puntuación	2,95

Fuente: [8]

Elaboración: Propia Teniendo en cuenta los resultados en la matriz se observaron que la mejor opción para el diseño es el sistema hidráulico debido a que la puntuación final de 4,6 es la mejor puntuación en comparación con el resto de mecanismos.

Determinar los parámetros para el dimensionamiento del sistema de compactación y la selección de los equipos hidráulicos, así como elementos eléctricos del sistema de compactación.

Para comenzar con el diseño se empezó determinando los parámetros de funcionamiento tales como las fuerzas de los pistones, el volumen de la paca metálica, la densidad de la paca antes de ser compactada y la densidad después de ser compactada, para ello se utilizó la información de fuentes bibliográficas, investigaciones y fichas técnicas de máquinas compactadoras con similitudes con el diseño que se busca realizar.

- **Fuerzas**

Para la fuerza que realizaran los pistones hidráulicos se encontró que, para este tipo de máquinas compactadoras de residuos metálicos, que además realizan la compactación en los 3 ejes X, Y, y Z. se utilizan fuerzas desde 85 Tn. hasta 125 Tn. aproximadamente, por lo que las fuerzas se tomaran entre esos rangos.

Teniendo en cuenta que cada proceso hará que la compactación sea cada vez más difícil debido a que la densidad de los residuos metálica aumentará, por ellos se dieron los siguientes valores:

Tabla 5 Fuerzas de los cilindros del sistema

Ítems	Fuerza	
Cilindro A	85	Tn
Cilindro B	100	Tn
Cilindro C	125	Tn
Cilindro D	30	Tn

Fuente: [Propia]

Para el cilindro D se seleccionó una fuerza de 30 Tn debido a que este cilindro se utilizará para mover la compuerta por donde saldrá la paca metálica.

Para el diseño de la cámara se utilizó la mayor fuerza del sistema.

- **Volumen de la paca metálica**

Debido a que el volumen de las pacas metálicas es uno de los parámetros con mayor libertad, es decir que existen grandes variaciones en cuanto a la forma y dimensiones que son producidas actualmente, se consideró para el diseño una forma cubica con unas dimensiones de 0,35x0,35x0,35 mm, resultando un volumen de 0,043 m³

- **Densidad**

Para el diseño de cámara de compactación se necesitará conocer 2 densidades, la densidad de la paca metálica y la densidad de los residuos metálicos antes de ser compactada.

Teniendo en cuenta que según la norma técnica peruana ITINTEC 1:06-001 donde dice que la densidad de la paca metálica deberá ser mayor a 1200 kg/m³ para resistir la manipulación sin desmoronarse, se tomó una densidad de 1800 kg/m³ la cual es mayor a la recomendada, sin embargo, se tomó de esta manera para asegurar que la paca metálica pueda resistir el transporte sin desmoronarse.

Por otro lado, para la segunda densidad se necesitan cumplir algunos requerimientos, primero los residuos tendrán que ser separados según el material metálico que se quiera compactar en ese momento antes de entrar en el sistema de compactación. Como segundo requerimiento, que los residuos metálicos que entren en la cámara de compactación hayan pasado por una maquina triturador con anterioridad. De esta manera los residuos serán reducidos a unas dimensiones más pequeñas, resultando con una densidad de 800 kg/m³.

Tabla 6 Densidad del material metálico
antes y después de compactar

	Densidades	
Antes	800	kg/m ³
Después	1800	kg/m

Fuente: [Propia]

Teniendo en cuenta los parámetros seleccionados se dimensionará la cámara de compactación,

Dimensionamiento de la cámara de compactación.

Calcular la capacidad de la compactadora.

Para calcular las dimensiones que tendrá la maquina compactadora primero hallamos la capacidad (masa) necesaria para formar la paca de las dimensiones anteriormente mencionadas para ello se utilizará la siguiente formula de la densidad.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Despejando la masa y reemplazando los valores tenemos:

$$m = \rho \times v$$

$$m = 77,175 \text{ kg}$$

Para formar las pacas de las dimensiones necesaria se utilizó una masa de aproximadamente 77

kg la cual será la capacidad de la maquina compactadora. Este valor de la masa se utilizó más adelante en los cálculos.

Dimensionamiento de la cámara compactadora.

Para empezar con el cálculo del dimensionamiento de la cámara de compactación primero se identificaron las variables que debemos conocer como:

L: largo de la cámara.

A: ancho de la cámara.

h: altura de la cámara.

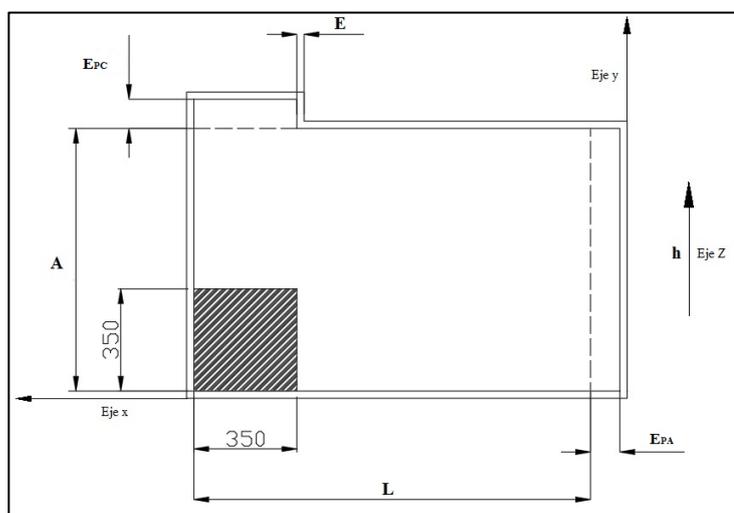
E: ancho de las paredes de la cámara.

E_{PA} : espesor de la placa compactadoras

E_{PC} : espesor de la placa compactadoras

Las cuales se muestran en la imagen 22.

Imagen 22: Variables para el dimensionamiento de la cámara de compactación



Fuente: [Propia]

Para el dimensionamiento primero se calculó el volumen de la cámara de compactación tomando en cuenta el valor de la densidad de los materiales triturados antes de ser compactados el cual ya se determinó que será de 800 kg/m^3 y la capacidad necesaria de la máquina.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Despejando el volumen y Reemplazando los valores tenemos:

$$v = \frac{m}{\rho}$$

$$v = 0,096 \text{ m}^3$$

Se determinó que el volumen hallado es el volumen mínimo requerido para que todo el residuo entre a la cámara de compactación, sin embargo, como medida de precaución para que no se genere ningún imprevisto se optó por multiplicar dicho volumen por un factor de 10 para determinar el valor real del volumen.

$$v = 0,096 \text{ m}^3 \times 10$$

$$v = 0,96 \text{ m}^3$$

Para el cálculo de las dimensiones primero se halló un valor de lado referencial teniendo en cuenta el cálculo del volumen anterior.

$$l = \sqrt[3]{\text{Volumen}}$$

$$l = 0,988 \text{ m}$$

- **Cálculo del largo “L”**

Teniendo en cuenta las carreras normalizadas según Cetop se seleccionó una carrera aproximada a la longitud referencial la cual fue de 1000 mm.

Sin embargo, la longitud “L” está conformada por la carrera y la longitud de la paca. Por ello se planteó la siguiente ecuación.

$$L = L_p + c$$

Carreras normalizadas según Cetop [mm]												
50	80	125	400	500	600	800	900	1000	1250	1500	2000	2500

Donde:

L_p: largo de la paca

C: carrera

Reemplazando los valores tenemos que:

$$L = 1350\text{mm}$$

$$L = 1,350\text{m}$$

Por lo tanto, hallamos que el largo de la cámara es de 1,350 m

- **Cálculo del ancho “A”**

Para el cálculo del ancho de “A”, se halló el área dividiendo el volumen real entre el largo “L”

$$\text{Area} = \frac{v}{L}$$

$$\text{Area} = 0,715 \text{ m}^2$$

Resultando un valor de $0,715 \text{ m}^2$, el cual se utilizó para determinar un valor referencia para el ancho “A”

Carreras normalizadas según Cetop [mm]												
50	80	125	400	500	600	800	900	1000	1250	1500	2000	2500

$$A = \sqrt{\text{Area}}$$

$$A = 0,845 \text{ m}$$

Dando como resultado un valor de 0,845 m.

Sin embargo, se necesitaría que la carrera del pistón cubra todo el ancho de la cámara de compactación debido a que esta se encargara de retirar la paca metálica, para ello se seleccionó la longitud aproximada a el valor referencial hallado anteriormente.

Por lo tanto, se seleccionó como ancho de la cámara de compactación un valor a 0,900 m.

- **Cálculo de la altura “h”**

Para el cálculo de la altura de la cámara de compactación “h” se halló utilizando el volumen real de la cámara de compactación.

$$V = (L)(A)(h)$$

Despejando la altura tenemos:

$$h = \frac{V}{(L)(A)}$$

$$h = 0,794 \text{ m}$$

redondeando tenemos una altura de 0.8 m

- **Cálculo de la dimensión “E”**

Para el cálculo se tuvo en cuenta que la dimensión “E”, mostradas en la ilustración 9, representan el ancho total, es decir la suma del espesor (e) y la longitud de los refuerzos (l_r), para las paredes de la cámara de compactación, para lo cual se planteó la siguiente ecuación.

$$E = e + l_r$$

Cálculo de los espesores “e”.

Para el cálculo del espesor se tuvo en cuenta una sección de refuerzos para las paredes de la cámara de compactación, para el ancho b se tomó un valor de 16, mientras que para el alto a se tomó un valor de 18

Además, la carga distribuida que será ejercida en las superficies, teniendo en cuenta que se realizó el análisis al final de la compactación, será la misma para todas las paredes, para ello se tomó como fuerza máxima el valor de 125 Tn o 125000 kgf, además el área de impacto será el área de la paca metálica la que transmite dicha presión hacia las paredes de la cámara de compactación por lo cual se tomó un área de 1224 cm² (35x35 cm²).

Utilizando la siguiente formula se halló.

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

Reemplazando los valores tenemos:

$$P = 102,041 \text{ kgf/cm}^2$$

Teniendo en cuenta que tanto como para las paredes de la cámara y las placas compactadoras como para los refuerzos se seleccionó el material AISI 1045. De donde se obtuvieron los siguientes datos.

Tabla 7 Limite de fluencia (S_y) y Esfuerzo máximo permisible (S_b) de AISI 1045

Material AISI 1045		
S_y	3160	kgf/cm ²
$S_b (0.5S_y)$	1500	kgf/cm ²

Fuente: [Propia]

Por último, se necesitará α la cual es la relación entre ancho de la sección (b) y el largo de la sección (a). la cual resulto un valor de 0,89.

Se encontró los espesores las de las paredes (e) y utilizando la siguiente formula:

$$t = \left(\frac{0,75 \cdot P \cdot b^2}{S_b (1 + 1,61 \alpha^3)} \right)^{1/2}$$

Reemplazando los datos hallados anteriormente tenemos:

$$t = 2,475 \text{ cm}$$

Aproximando a un valor estándar tenemos

$$t = 2,54 \text{ cm}$$

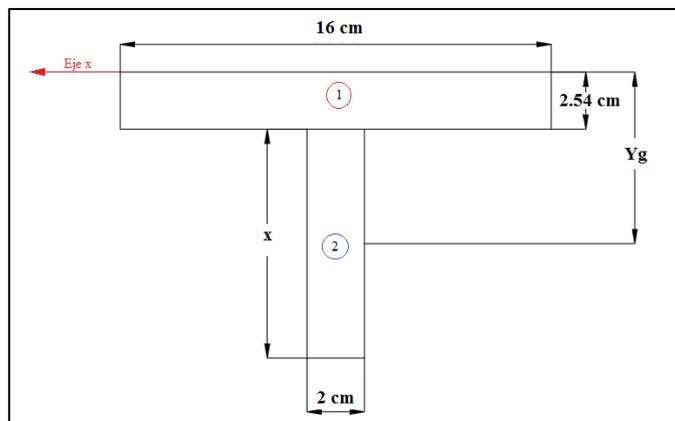
Cálculo de la longitud de los refuerzos “ l_r ”

Para el cálculo de la longitud de los refuerzos se utilizará la siguiente formula:

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Para la cual se necesitará analizar las secciones transversales de los refuerzos tanto de las paredes de la cámara.

Imagen 23: Sección transversal de los refuerzos de las paredes de la cámara compactación



Fuente: [Propia]

Para el cálculo del momento flector máximo se utilizó un ancho efectivo 15% mayor que el real. Esto se debe a que, en vigas continuas y estructuras reforzadas, las medidas preventivas contra la deformación lateral tienden a incrementar el ancho efectivo de las alas con bordes libres. Por lo cual se tuvo que el ancho efectivo fue 18,4 cm

Cálculo de los Momentos flexionante máximos utilizando la siguiente formula.

$$M = \frac{w \cdot L^2}{8}$$

Se reemplazo los valores hallados anteriormente dándonos como resultado:

$$M = 76040,816 \text{ kgf.cm}$$

Se hallo el centro de gravedad \bar{x} teniendo en cuenta la ilustración 10.

Centro de gravedad en las secciones de las paredes de la cámara de compactación.

$$\bar{x} = \frac{(16)(2,54)(1,27) + (2)(x) \left(\frac{x}{2} + 2,54 \right)}{(16)(2,54) + (2)(x)}$$

$$\bar{x} = \frac{51,16 + x^2 + 5,08x}{40,64 + 2x}$$

Se hallo el momento de inercia para las dos secciones.

Secciones de las paredes de la cámara de compactación mostrada en la ilustración 10

Sección 1

$$I_{x1} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{x1} = 21,8494 \text{ m}^4$$

Sección 2

$$I_{x2} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{x2} = \frac{x^3}{6}$$

Se halló el momento de inercia de las secciones en “T” de las ilustraciones 10.

$$I = \sum (I_x + AC^2)$$

Reemplazando los valores obtenidos tenemos:

Para la ilustración 10 (paredes de la cámara compactadora).

$$I = \left[21,8494 + (2,54)(16) \left(\frac{51,6128 + x^2 + 5,08x}{40,64 + 2x} - 1,27 \right)^2 \right] + \left[\frac{x^3}{6} + 2x \left(\frac{x}{2} + 2,54 - \frac{51,6128 + x^2 + 5,08x}{40,64 + 2x} \right)^2 \right]$$

Se halló el largo de los refuerzos reemplazando los datos obtenidos en la siguiente formula:

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Debido a que el momento flector genera esfuerzos de compresión y tensión se halló la longitud de los refuerzos para ambos casos. Dando como resultados los valores de 3,620 y 7,6 cm respectivamente.

Se tuvo en cuenta que para los esfuerzos de compresión se utilizó $c = \bar{x}$, mientras que para los esfuerzos de tensión $c = x + 2,54 - \bar{x}$. Por otro lado, el mayor valor de longitud para x , se le dará un 50 % más para obtener la longitud de los refuerzos real la cual resultó 11,40 cm, aproximando a su valor entero más cercano, tenemos que la longitud del refuerzo sería:

$$l_r = 12,00 \text{ cm}$$

Habiendo calculado el espesor y el largo del refuerzo se calculó “E”, resultando

$$E = 14,54 \text{ cm}$$

Equivalente

$$E = 145,4 \text{ mm}$$

- **Cálculo de los espesores “E_{PA}” y “E_{PC}”.**

Para el cálculo de los espesores de las placas compactadoras se tuvo en cuenta que el material para estos es un AISI 431 debido gran contenido de carbonó y resistencia.

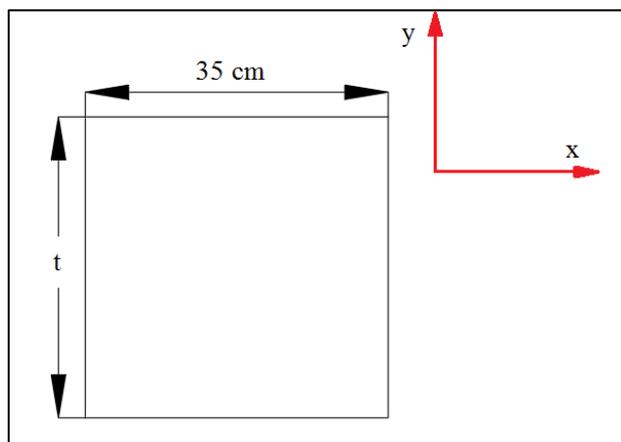
Tabla 8 Limite de fluencia (S_y) y

Esfuerzo máximo permisible (S_b) del AISI 431

Material AISI 1045		
S_y	70,36	kgf/mm ²
S_b (0.5S_y)	35,180	kgf/mm ²

Fuente: [Propia]

Imagen 24: Sección transversal de placa compactadora



Fuente: [Propia]

Teniendo en cuenta que:

$$\bar{x} = \frac{t}{2}$$

Se halló el momento de inercia teniendo en cuenta la ilustración 11, para la placa compactadora del cilindro A y C, utilizando la siguiente fórmula:

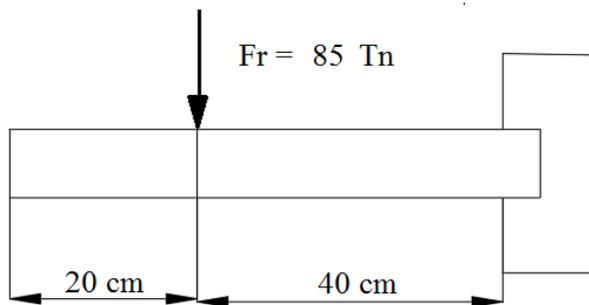
$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Dando como resultado para ambas placas lo siguiente:

$$I_x = \frac{350 \cdot t^3}{12}$$

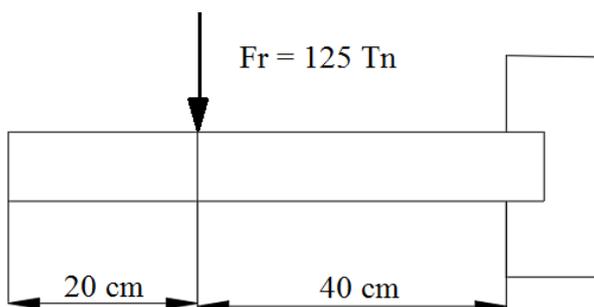
Asumiendo que la flexión en el eje del vástago es nula analizamos el bloque como una viga empotrada para ambos casos.

Imagen 25:D.C.L Flexión de la placa compactadora del cilindro A



Fuente: [Propia]

Imagen 26:D.C.L flexión de la placa compactadora del cilindro C



Fuente: [Propia]

De esa manera se obtuvo los espesores E_{PA} y E_{PC} . Utilizando la siguiente fórmula.

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot \bar{x}}{I_x}$$

$$\sigma_f = \frac{Fr \cdot L \cdot \bar{x}}{I_x}$$

Reemplazando los valores obtenidos anteriormente se encontró los espesores, además para el diseño se redondearon a valores enteros cercanos.

Tabla 9 Espesores de las placas compactadora

Material AISI 1045			
	Calculado	Redondeado	Und.
E_{PA}	128,67	130	mm
E_{PC}	156.05	160	mm

Fuente: [Propia]

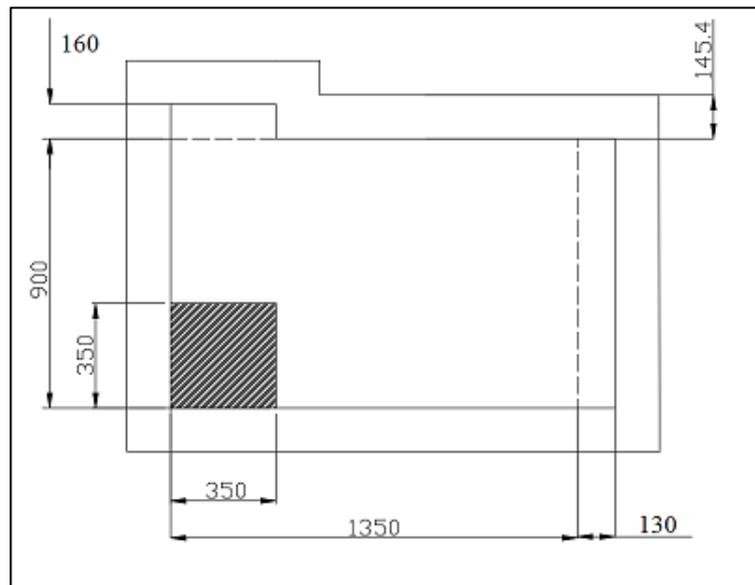
Finalmente, al obtener todas las variables para el dimensionamiento de la cámara compactadoras como se muestra en la tabla 19 y en la ilustración 14

Tabla 10 Valores de las dimensiones de la cámara de compactación

Dimensiones		
L	1350	mm
A	900	mm
H	800	mm
E	145,4	mm
EP1	130	mm
EP3	160	mm

Fuente: [Propia]

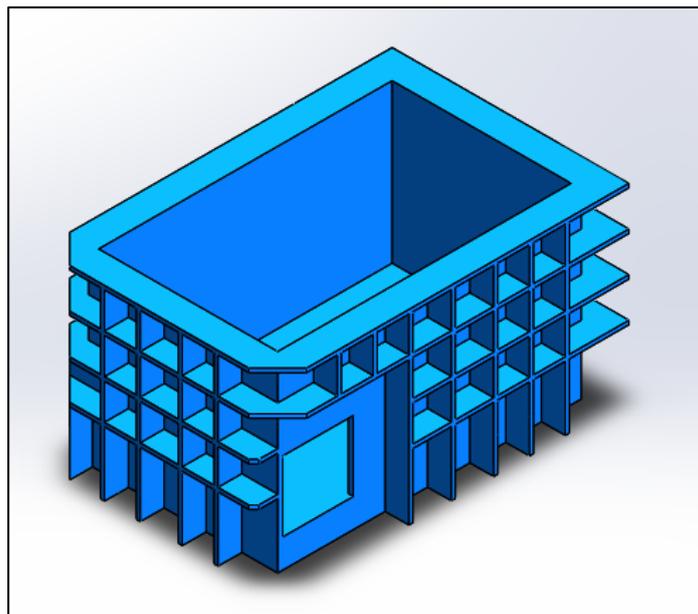
Imagen 27: Dimensionamiento



Fuente: [Propia]

Se realizó el diseño de la cámara de compactación y de las placas compactadoras en 3D con las dimensiones de la ilustración 13.

Imagen 28: Diseño 3D de la cámara compactadora



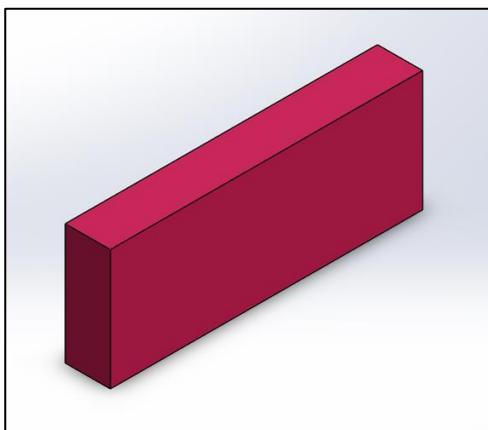
Fuente: [Propia]

Dimensionamiento placas compactadoras y compuerta

Dimensionamiento de las placas compactadoras de los cilindros A y C

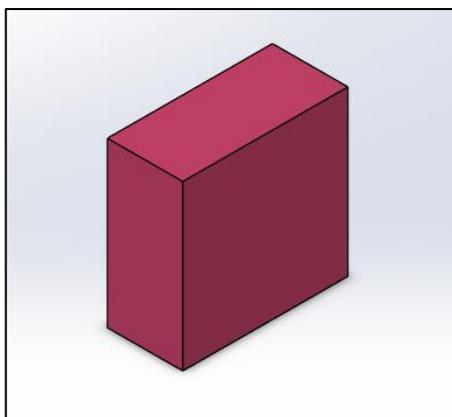
Debido a que se halló los espesores de la placa compactadora del cilindro A y C, lo único que se necesitó conocer el ancho y alto de ambas placas, para la placa del cilindro A se dedujo que el ancho de la placa abarca todo el ancho de la cámara de compactación y el alto es igual al de la placa metálica mientras que el cilindro C tiene el alto y el ancho igual al de la placa metálica. Por lo que se diseñó de la siguiente manera.

Imagen 29:Placa compactadora del cilindro A



Fuente: [Propia]

Imagen 30 Placa compactadora del cilindro C



Fuente: [Propia]

Dimensionamiento de la tapa prensora y la compuerta.

Par el dimensionamiento se buscó determinar el espesor (e) de la tapa prensora y la compuerta además se las longitudes de los refuerzos (l_r),

a. Cálculo de los espesores “e”.

Para el cálculo del espesor se tuvo en cuenta una sección de refuerzos para las paredes de la cámara de compactación.

Tabla 11 Secciones de los refuerzos para E

Secciones			
	Ancho	Alto	
Tapa prensora	18	20	cm ²
Compuerta	15	15	cm ²

Fuente: [Propia]

Donde a y b son el largo y el ancho de la sección respectivamente.

Además, la carga distribuida que será ejercida en las superficies, será la misma que se utilizó para el dimensionamiento de la cámara de compactación.

$$P = 102,041\text{kgf/cm}^2$$

También se utilizó el material AISI 1045. De donde se obtuvieron los mostradas en la tabla 9.

Por último, se necesitará α la cual es la relación entre ancho de la sección (b) y el largo de la sección (a).

Tabla 12 Relación α de la sección de los refuerzos para la tapa y la compuerta

Secciones	Relación α
α_1	0,9
α_2	1,0

Fuente: [Propia]

Se encontró los espesores las de las paredes (e) y utilizando la siguiente formula:

$$t = \left(\frac{0,75 \cdot P \cdot b^2}{S_b (1 + 1,61 \alpha^3)} \right)^{1/2}$$

Reemplazando los datos hallados anteriormente tenemos:

Tabla 13 Espesores de la tapa prensora y la compuerta de la cámara

Ítem	Espesor calculado	Espesor estándar
Tapa prensora	2,757 cm	3,00 cm
Compuerta	2,097 cm	2,54 cm

Fuente: [Propia]

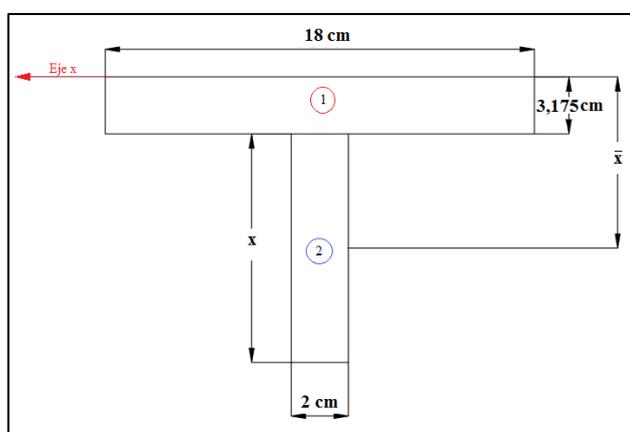
b. Cálculo de la longitud de los refuerzos “I_R”

Para el cálculo de la longitud de los refuerzos se utilizará la siguiente formula:

$$\sigma_{adm} = \frac{M \cdot c}{I}$$

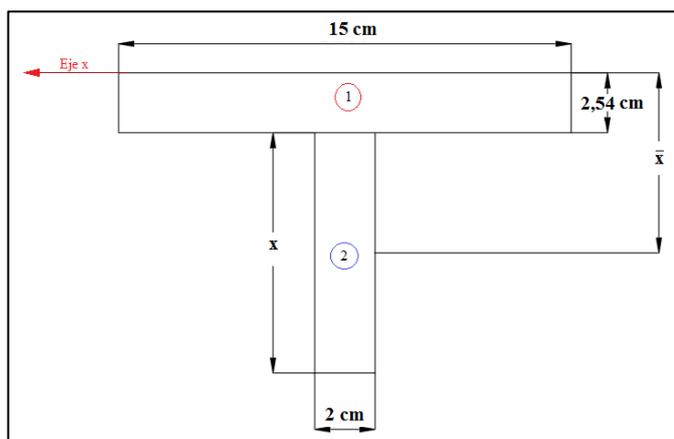
Para la cual se necesitó analizar las secciones transversales de los refuerzos para la tapa prensora como para la compuerta de la cámara.

Imagen. 31 Sección transversal de los refuerzos de la tapa prensora



Fuente: [Propia]

Imagen 32 Sección transversal de los refuerzos de la compuerta



Fuente: [Propia]

Para el cálculo del momento flector máximo se utilizó un ancho efectivo 15% igual que se utilizó para el diseño de la cámara compactadora. Por lo cual tenemos que:

Tabla 14 Calculo del ancho efectivo.

Ítem	Ancho real	Ancho efectivo	
Tapa prensora	18 mm	20,700	mm
Compuerta	15 mm	17,250	mm

Fuente: [Propia]

Cálculo de los Momentos flexionante máximos utilizando la siguiente formula.

$$M = \frac{w \cdot L^2}{8}$$

Se reemplazo los valores hallados anteriormente dándonos como resultado:

Tabla 15 Calculo del momento flector máximo

Ítem	Momento flector máximo	
Paredes de la cámara	105612,245	kgf.cm ²
Compuerta	49505,740	kgf.cm ²

Fuente: [Propia]

Se halló el centro de gravedad \bar{x} teniendo en cuenta la ilustración 18 y 19.

Centro de gravedad en las secciones de tapa prensora.

$$\bar{x} = \frac{(18)(3,175)(1,588) + (2)(x) \left(\frac{x}{2} + 3,175 \right)}{(18)(3,175) + (2)(x)}$$

$$\bar{x} = \frac{90,726 + x^2 + 6,350x}{57,15 + 2x}$$

Centro de gravedad en las secciones de la compuerta de la cámara.

$$\bar{x} = \frac{(15)(2,54)(1,27) + (2)(x) \left(\frac{x}{2} + 2,54 \right)}{(15)(2,54) + (2)(x)}$$

$$\bar{x} = \frac{48,387 + x^2 + 5,080x}{38,1 + 2x}$$

Se halló el momento de inercia para las dos secciones.

Secciones de la tapa prensora mostrada en la ilustración 18

Sección 1

$$I_{x1} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{x1} = 48,009$$

Sección 2

$$I_{x2} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{x2} = \frac{x^3}{6}$$

Secciones de la compuerta de la cámara de compactación mostrada en la ilustración 19

Sección 1

$$I_{x1} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{x1} = 20,484$$

Sección 2

$$I_{x2} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{x2} = \frac{x^3}{6}$$

Se halló el momento de inercia de las secciones en “T” de las ilustraciones 10.

$$I = \sum (I_x + AC^2)$$

Reemplazando los valores obtenidos tenemos:

Para la ilustración 16 (tapa prensora).

$$I = \left[48,009 + (3,175)(18) \left(\frac{90,726 + x^2 + 6,350x}{57,15 + 2x} - 1,588 \right)^2 \right] \\ + \left[\frac{x^3}{6} + 2x \left(\frac{x}{2} + 3,175 - \frac{90,726 + x^2 + 6,350x}{57,15 + 2x} \right)^2 \right]$$

Para la ilustración 17 (compuerta de la cámara compactadora).

$$I = \left[20,484 + (2,54)(15) \left(\frac{48,387 + x^2 + 5,080x}{38,1 + 2x} - 1,27 \right)^2 \right] \\ + \left[\frac{x^3}{6} + 2x \left(\frac{x}{2} + 2,54 - \frac{48,387 + x^2 + 5,080x}{38,1 + 2x} \right)^2 \right]$$

Se halló el largo de los refuerzos reemplazando los datos obtenidos en la siguiente fórmula:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Debido a que el momento flector genera esfuerzos de compresión y tensión se halló la longitud de los refuerzos.

Tabla 16 Calculo de la longitud de los refuerzos reales.

Ítem	Longitud de los refuerzos		Longitud de los refuerzos reales	
	Para compresión	Para tensión		
Tapa prensora	3,840	8,690	13,035	cm
Compuerta	2,520	5,670	8,505	cm

Fuente: [Propia]

Para el cálculo se tomó que las longitudes de los refuerzos se aproximen a su valor entero más cercano por lo que tenemos:

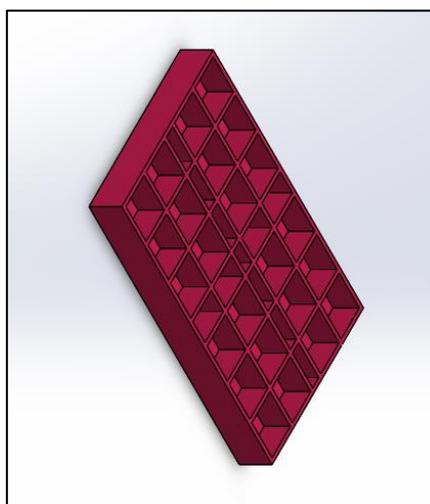
Tabla 17 Longitud del refuerzo redondeado

Ítem	Longitud de los esfuerzos reales	
	Real	Redondeado
Tapa prensora	13,035 cm	13,00 cm
compuerta	8,505 cm	9,00 cm

Fuente: [Propia]

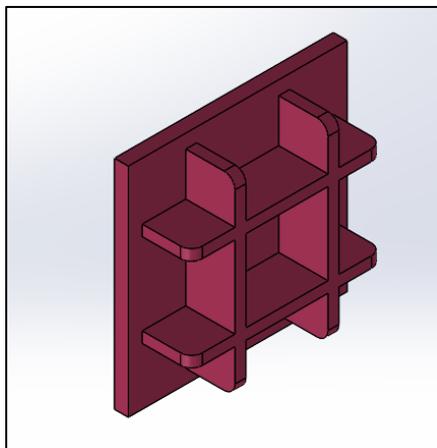
Teniendo en cuenta las dimensiones halladas se diseñó la tapa prensora y la compuerta de la cámara compactación en 3D

Imagen 33 Tapa prensora



Fuente: [Propia]

Imagen 34 Compuerta de la cámara de compactación



Fuente: [Propia]

Selección de los equipos hidráulicos

Selección de los cilindros hidráulicos

Para la selección del cilindro hidráulico primero se calculó el diámetro del cilindro y el diámetro del vástago en función de la fuerza las cuales se muestran en la tabla 6 y una presión de 250 bar.

• Cálculo de los diámetros de los cilindros hidráulico.

Primero se halló los diámetros del cilindro hidráulico utilizando las siguientes fórmulas:

Tabla 18 Ecuaciones para el cálculo del diámetro de los cilindros hidráulicos

Formulas		
1	$A = \frac{F}{P}$	m ²
2	$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$	m

Fuente: [Propia]

Se reemplazo los valores de las fuerzas y la presión para hallar el área de los cilindros hidráulico y con eso se halló los diámetros:

Tabla 19 Cálculo de los diámetros de los cilindros

Ítem	Área (A)	Diámetros (d)	
Cilindro A	0,0333 m ²	0,206 m	206 mm
Cilindro B	0,0392 m ²	0,224 m	224 mm
Cilindro C	0,0490 m ²	0,250 m	250 mm
Cilindro D	0,0118 m ²	0,122 m	122 mm

Fuente: [Propia]

Teniendo en cuenta los diámetros calculados se encontró los diámetros normados.

Tabla 20 Diámetros normados de los cilindros

ITEM	Diámetro calculado	Norma DIN-ISO 3320
Cilindro A	206 mm	250 mm
Cilindro B	224 mm	250 mm
Cilindro C	250 mm	250 mm
Cilindro D	123 mm	125 mm

Fuente: [Propia]

- **Cálculo de los diámetros de los vástagos de los cilindros hidráulico.**

Para el cálculo de los vástagos se tuvo en cuenta un material de SAE 431. De donde se obtuvo que el límite de fluencia σ_k es de 70.360 kgf/mm² y se necesitaron las siguientes ecuaciones:

Tabla 21 Ecuaciones para hallar el diámetro de los vástagos

Formulas		
1	$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_k}{V_k}$	kgf/mm ²
2	$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{adm}}{\pi \cdot \sigma_{ac} \cdot n}}$	mm

Fuente: [Propia]

Para la primera ecuación tenemos que V_k representa el coeficiente de seguridad pandeo, el cual se le da un valor de 2.5 debido a la excentricidad mínima inevitable. Y para la segunda debemos tener en cuenta que eficiencia “n” es de 0.85 en este caso.

Primero se calculó el esfuerzo admisible de compresión σ_{ac} teniendo en cuenta la ecuación 1

$$\sigma_{ac} = 28,144 \text{ kgf/mm}^2$$

Luego se utilizó la ecuación 2 para hallar los diámetros de los vástagos utilizando las fuerzas de la tabla 6 para cada cilindro.

Tabla 22 Diámetros de los vástagos según DIN ISO 6022

Ítem	Diámetros de vástagos	
	Calculado	Normado DIN-ISO 6022
Vástago A	67.261 mm	160 mm
Vástago B	72,954 mm	160 mm
Vástago C	81,566 mm	160 mm
Vástago D	39,959 m	80 mm

Fuente: [Propia]

Para completar el cálculo de los vástagos se halló las fuerzas que se requerirán para que los vástagos se pandeen, para ello se utilizó la siguiente formula:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2 \cdot C_s}$$

Para el cálculo se necito el módulo de elasticidad, el cual se obtuvo sabiendo que el material de los vástagos es un AISI 431 el cual tiene como módulo de elasticidad “E” un valor de 210 GPa.

También se necesitó conocer el momento de inercia para cada vástago, teniendo en cuenta que la superficie de los vástagos es circular, se utilizó la siguiente fórmula:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

Donde “D” sería el diámetro de los vástagos calculados.

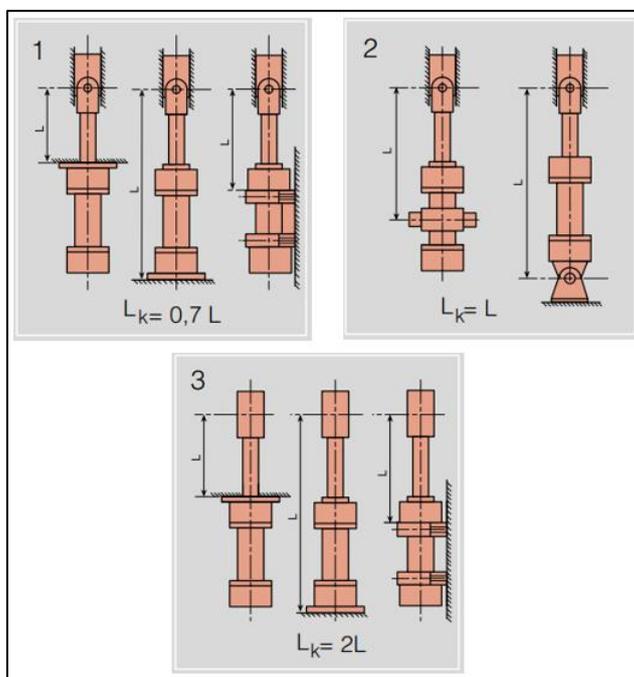
Tabla 23 Momento de inercia para los vástagos

Ítem	Momento de inercia
Vástago A	$12,0 \times 10^{-6} m^4$
Vástago B	$12,0 \times 10^{-6} m^4$
Vástago C	$18,9 \times 10^{-6} m^4$
Vástago D	$1,18 \times 10^{-6} m^4$

Fuente: [Propia]

Además, se necesitó conocer la carrera efectiva de los vástagos teniendo en cuenta ilustración 16.

Imagen 35 Influencia del tipo de fijación sobre la longitud de pandeo



Fuente: Catálogo Glual KZ

Donde se obtuvieron las siguientes longitudes “l” para la carrera de los vástagos.

Tabla 24 Carrera efectiva de los vástagos

Ítem	Tipo	Carrera efectiva
Vástago A	$L_K = 2L$	2,000 m
Vástago B	$L_K = L$	0,800 m
Vástago C	$L_K = 2L$	1,800 m
Vástago D	$L_K = L$	0,400 m

Fuente: [Propia]

Por último, se reemplazó los valores hallados en la fórmula para obtener la fuerza de pandeo F_p y comparar con las fuerzas de los cilindros, además se tuvo en cuenta que C_s es el coeficiente de seguridad que en este caso se tomó como 3.

Tabla 25 Fuerza de pandeo vs Fuerza de cilindro

Ítem	Tipo	Carrera efectiva
	Fuerza de pandeo	Fuerza del cilindro
Vástago A	206,98 Tn	85 Tn
Vástago B	1293,68 Tn	100 Tn
Vástago C	402,10 Tn	125 Tn
Vástago D	508,91 Tn	30 Tn

Fuente: [Propia]

Como se puede observar en la tabla 27 los valores de la fuerza de pandeo de los vástagos del cilindro A, B, C y D superan a la fuerza de los cilindros lo que quiere que con las fuerzas que están siendo aplicadas no se pandearan.

Para la selección de los cilindros se utilizó el catálogo de HYDBA. ANEXO 1

Selección de la bomba hidráulica.

• Cálculo de los caudales.

Para seleccionar la bomba primero se halló el mayor caudal utilizando la siguiente formula:

$$Q = \frac{v * A}{16,667}$$

Se necesitó hallar las velocidades de los cilindros teniendo en cuenta un tiempo de 60 seg. y las longitudes de los vástagos.

Tabla 26 Velocidad de los cilindros

Ítem	Velocidad [cm/s]
Cilindro A	1,67
Cilindro B	1,33
Cilindro C	1,50
Cilindro D	0,67

Fuente: [Propia]

También se necesitó calcular el Área de los cilindros tienen en cuenta el diámetro calculado anteriormente.

Tabla 27 Área de los cilindros

Ítem	Área [cm ²]
Cilindro A	490,87
Cilindro B	490,87
Cilindro C	490,87
Cilindro D	153,94

Fuente: [Propia]

- **Cálculo de la cilindrada.**

Se reemplazó los valores de la tabla 29 y 30 en la ecuación planteada al principio para hallar los caudales de los cilindros.

Tabla 28 Caudales de los cilindros hidráulicos

Ítem	Caudal [lpm]
Cilindro A	49,09
Cilindro B	39,27
Cilindro C	44,18
Cilindro D	6,16

Fuente: [Propia]

Por último, se hallará la cilindrada teniendo en cuenta el mayor caudal que es este caso sería 49,09 lpm, utilizando la siguiente formula:

$$Q = \frac{n * c}{1000}$$

Despejando la cilindrada tenemos:

$$c = \frac{Q * 1000}{n}$$

Donde n son las revoluciones por minuto que para este caso es un valor 1800 RPM, teniendo en cuenta los datos anteriores tenemos hallamos la cilindrada teórica:

$$c = 27,270 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Teniendo en cuenta el rendimiento volumétrico de las bombas de un valor 90%, se dividió con la cilindrada teórica para hallar la cilindrada requerida.

$$c = 30,30 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

teniendo en cuenta el caudal y la cilindrada se seleccionó la bomba del catálogo PARKER. ANEXO 2

Selección del motor.

Para seleccionar el motor se halló la potencia teniendo en cuenta la siguiente formula:

$$Pt = \frac{P * Q}{450 * n}$$

Donde P es la presión máxima del sistema el cual para este caso se tomó como 250 bar, también se necesitó el valor de caudal máximo el cual se observa en la tabla 31 con un valor de 49,086 lpm y por último se tomó la eficiencia del motor (n) de un valor de 0,85.

Se reemplazó los valores obtenidos anteriormente en la formula dando un valor de la potencia de:

$$Pt = 32,08 \text{ HP}$$

Entonces teniendo en cuenta la potencia hallada se seleccionó el motor del catálogo de motores eléctricos WEG Línea W22, un motor con una potencia normada por encima del valor calculado. ANEXO 3

Selección de las mangueras

Para la selección de las mangueras se tuvo en cuenta la siguiente tabla

Tabla 29 Velocidad en las tuberías dependiendo la presión

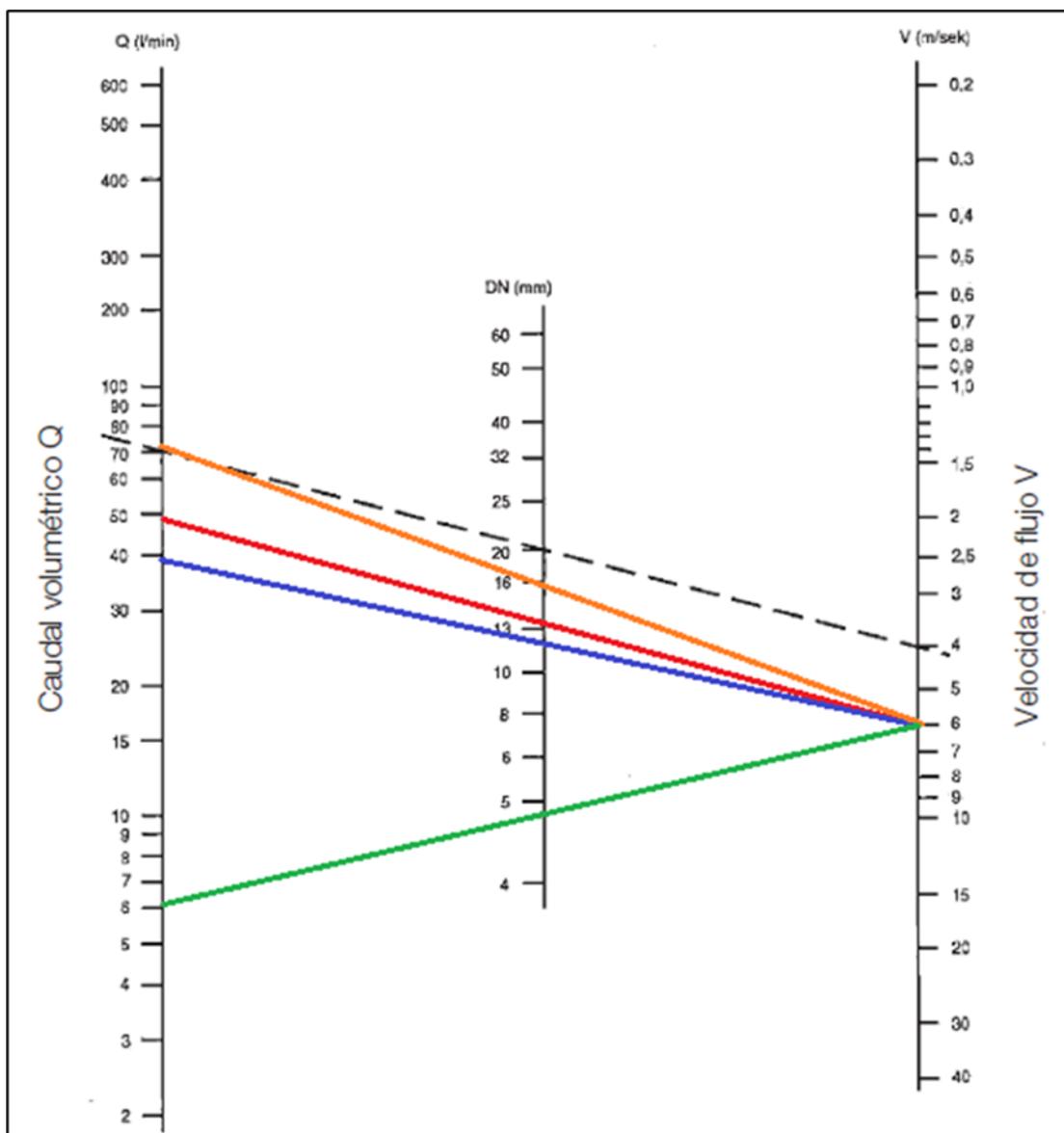
Presión [kg/cm²]	Velocidad [m/s]
0 a 10	3
10 a 25	3,5
25 a 50	4
50 a 100	4,5
100 a 150	5
150 a 200	5,5
>200	6

Fuente: [Propia]

Teniendo en cuenta que la presión del sistema es de 250 bar es decir 254,929 kgf/cm². tomamos una velocidad de 6 m/s para la tubería, por último, se halló los diámetros de las tuberías teniendo en cuenta el caudal hallado anteriormente, para lo cual se utilizó la siguiente ilustración se utilizó la siguiente ilustración 17.

Donde se obtuvo los siguientes diámetros:

Imagen 36 Abaco para determinar el diámetro de los tubos flexibles



Fuente: [Propia]

Tabla 30 Diámetro de tuberías

Ítem	Diámetro [mm]
Cilindro A	13,00
Cilindro B	12,75
Cilindro C	16,00
Cilindro D	5,00

Fuente: [Propia]

Entonces para la selección de las mangueras se tomó en cuenta los diámetros hallados anteriormente, para lo cual se utilizó el catálogo PARKER. ANEXO 8

Selección de electroválvulas.

Para la selección de las válvulas se debe tener en cuenta los caudales hallados anteriormente, también se tuvo en cuenta la presión de operación de 250 bares y los diámetros de las mangueras.

Para el sistema se utilizó 4 electroválvulas:

- 2 electroválvulas 4/2
- 2 electroválvulas 4/3

Se utilizó el catálogo REXROTH para la selección de las electroválvulas. ANEXO 4.

Selección del depósito hidráulico.

Para el diseño del tanque se tuvo en cuenta el volumen máximo contenido de todos los pistones el cual se obtuvo con el área del embolo y la carrera de los pistones.

Tabla 31 Volumen total de los cilindros

	Área [m ²]	Carrera[m]	Volumen [m ³]
Cilindro A	0,049	1,000	0,049
Cilindro B	0,049	0,800	0,039
Cilindro C	0,049	0,900	0,044
Cilindro D	0,015	0,400	0,006

Fuente: Propia

Por último, se sumó el volumen total de los cilindros y se duplico dando un resultado de 0,277m³ de fluido necesario.

Se consideró duplicar el valor para tener un valor seguro y que el sistema no sufra con la falta de fluido lo cual afectaría de manera negativa el funcionamiento correcto de la máquina.

Teniendo en cuenta el volumen hallado anteriormente se procedió a seleccionar un depósito de la marca DIPRAX SL. Anexo 12.

Selección de los equipos eléctrico.

Para el siguiente cálculo se tomó como equipos eléctricos a los motores presente en la etapa de carga y descarga además del motor que se utilizó para la apertura de la tolva.

Selección de motores en la etapa de carga y descarga.

Para la etapa de carga se determinó el motor que accionara las fajas transportadoras y el motor que apertura la descarga de la tolva hacia la cámara compactadora y para la etapa de descarga se determinó el motor de las fajas transportadoras la cual se encargara de retirar la paca metálica de la cámara de compactación.

a. Etapa de carga.

• Cálculo de la potencia del motor M1 de la faja transportadora.

Para determinar el motor primero se necesitó hallar la potencia necesaria para transportar el material hacia la tolva, para ello se necesitó tener en cuenta los siguientes valores.

Tabla 32 Datos para el cálculo de la potencia del motor

Datos	Valores	Unidades
Longitud de la cinta	3	M
Angulo de inclinación	30°	
Ancho de banda	0,65	M
Velocidad de avance	1	m/s

Para determinar la potencia primer se necesitó calcular la capacidad de transporte volumétrica de la faja utilizando la siguiente fórmula:

$$Q_v = 3600 \cdot v \cdot A \cdot k$$

Donde “v” es la velocidad de la banda la cual se muestra en la tabla 34, además se necesitó el área del material que será transportado el cual debido a que será triturado el material será reducido a unas dimensiones de 200x200mm aproximadamente. Por último, se necesitó hallar “k” el cual se calculó con la siguiente formula:

$$k = 1 - 1,64 \left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180} \right)^2$$

donde φ es el Angulo de inclinación mostrado en la tabla 34. Reemplazando tenemos que k es igual a 0,843.

Teniendo los datos se reemplazó en la fórmula para hallar la capacidad y obtenemos un valor de:

$$Q_v = 121,42 \text{ m}^3/h$$

Dicho valor hallado se necesitó tener expresado en Tn/h, para lo cual se utilizó la densidad del material (γ) la cual se muestra en la tabla 7, para este caso se tomó el valor de 0.8 Tn/m^3 . La capacidad de transporte en masa de la banda se calcula utilizando la siguiente formula.

$$Q_m = Q_v \cdot \gamma$$

Reemplazando tenemos:

$$Q_m = 97,14 \text{ Tn/h}$$

Para hallar la potencia total para el accionamiento de la cinta se utilizó la siguiente formula:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3$$

Donde P_1 es la potencia necesaria para mover la cinta la cual se determinó con la siguiente formula:

$$P_1 = \frac{C_b \cdot v \cdot Q_m}{C_i \cdot K_f}$$

C_b es el factor de ancho de la banda el cual se halló utilizando la tabla 35 para lo cual se tuvo en cuenta el ancho de la banda y la densidad. Se seleccionó un valor de 81

Tabla 33 Factor de ancho de la banda

	Ancho de banda [mm]							
Peso específico [Tn/m ³]	300	400	500	650	800	1000	1200	1400
$\gamma \leq 1$	31	54	67	81	108	133	194	227
$1 < \gamma \leq 2$	36	59	76	92	126	187	277	320
$\gamma > 2$	-	65	86	103	144	241	360	414

Fuente: [Propia]

Para para el factor de longitud de la banda “Ci” se utilizó la tabla 36 para interpolar debido a que la longitud de la cinta que utilizo para el diseño es de un valor de 3 m por ello al hacer la interpolación se halló un valor para el factor de la longitud de 330.

Tabla 34 Factor de longitud

Longitud de la banda [m]	32	40	50	63	80	90	100	150	200	250	300
Ci	222	192	167	145	119	109	103	77	63	53	47

Fuente: [Propia]

También se necesitó el factor de servicio el cual para este caso se tomó 1 es decir que trabaja en condiciones estándar. Teniendo los datos se halló la potencia:

$$P_1 = 0,54 \text{ kW}$$

Para la potencia necesaria para elevar la carga P2 se utilizó la siguiente formula:

$$P_2 = \frac{H \cdot Q_m}{367}$$

Donde H es la altura de la cual se determinó multiplicando la longitud de 3 m por el seno del Angulo de inclinación $\sin(30^\circ)$ resultando un valor de 1.5 m

Reemplazando en la formula anterior tenemos:

$$P_2 = 0,40 \text{ kW}$$

Por último, para la potencia necesaria para vencer rozamiento P3 se utilizó la siguiente formula.

$$P_3 = P_A + P_B + P_C$$

Para hallar las potencias A, B y C se utilizó la tabla 37

Tabla 35 Potencias adicionales

	Ancho de banda [m]	Potencia [kW]
Trippers, Pa	≤ 500	0,8. V
	≤ 1000	1,5. V
	≥ 1000	2,3. V
Dispositivos de limpieza Pb	Tipo de contacto/presión	
	Contacto simple	0,3. B. v
	Contacto elevado	1,5. B. v
Guías de carga Pc	Longitud [m]	
	Desde punto de carga	0,16. v. lf

Fuente: [Propia]

Para Pa y la Pc se tuvo en cuenta que no se instalaran Trippers ni guías de carga por lo cual da un valor de 0, para la Pb se tomó como contacto simple. v es la velocidad, B es el ancho de la cinta y lf es la longitud de guía para este caso se tomó como valor 1.5m.

Se reemplazó los datos de la potencia auxiliares y se halló la P3, resultando 0,195kW

Por último, para hallar la potencia total se reemplazó los valores de P1, P2 Y P3

Dando como resultado un valor de:

$$P_T = 1,13 \text{ kW}$$

Teniendo en cuenta una eficiencia del motor de 0,85 se dividido entre la potencia calculada para hallar la potencia de necesaria.

$$P_T = 1,332 \text{ kW}$$

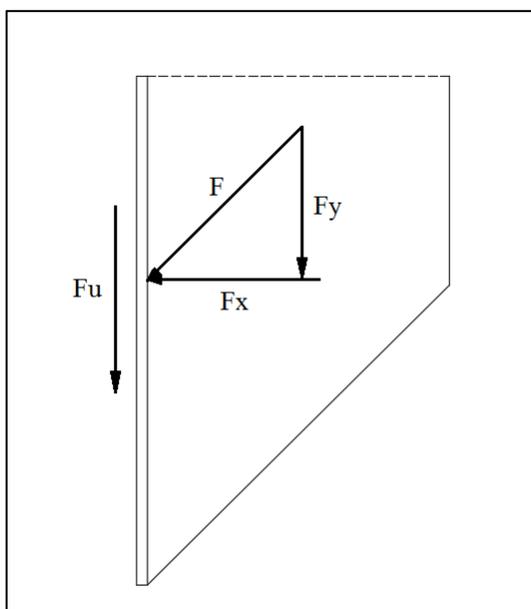
redondeando a:

$$P_T = 1,5 \text{ kW}$$

• **Cálculo de potencia del motor M3 para la apertura de la tolva**

Primero se halló las fuerzas de rozamiento F_u que será una de las variables necesarias para calcular la potencia para la apertura de la tolva

Imagen 37 D.C.L compuerta de tolva



Fuente: [Propia]

Se sabe que a la tolva entrar una masa de 77,175 kg la cual se utilizó para hallar la fuerza en el eje y (F_y) utilizando la siguiente formula:

$$F_y = m \cdot g$$

Dando como resultado un valor de:

$$F_y = 757,09 \text{ N}$$

Con F_y se buscó hallar la fuerza resultante (F) la cual depende del Angulo de inclinación el cual es de 45° debido a que se necesita que el material se deslice hacia la cámara de compactación, entonces para dicha fuerza resultante se utilizó la siguiente formula:

$$F_y = F \cdot \text{sen}(45^\circ)$$

Despejando la fuerza resultante tenemos:

$$F = \frac{F_y}{\text{Sen}(45^\circ)}$$

Resultando una fuerza de:

$$F = 889,74 \text{ N}$$

Además, hallamos la fuerza en el eje x (F_x) que es la que se necesita para encontrar la fuerza de rozamiento a que se consideró como la fuerza normal, por lo cual se utilizó la siguiente fórmula:

$$F_x = F \cdot \cos(45^\circ)$$

Reemplazando tenemos:

$$F_x = 467,65 \text{ N}$$

Por último, se calculó la fuerza de rozamiento (F_u), utilizando la siguiente fórmula:

$$F_u = F_x \cdot \mu_c$$

Para el cálculo se utilizó un coeficiente de rozamiento cinético de 0,3. Reemplazando tenemos:

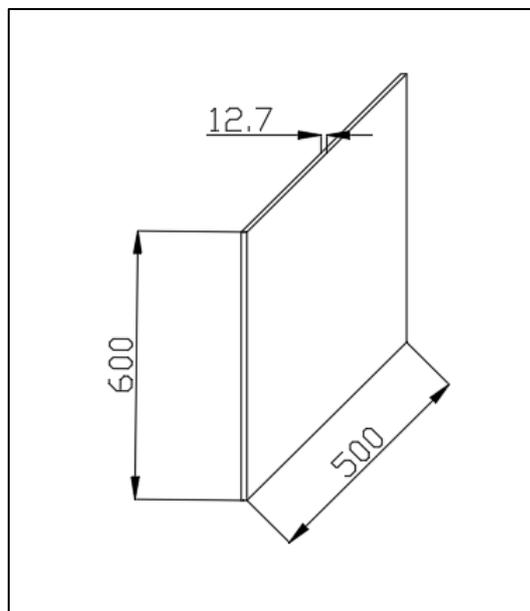
$$F_u = 140,22 \text{ N}$$

Otra de las fuerzas responsable para determinar cuanto potencia se necesita para desplazar la compuerta de la tolva es la fuerza que ejerce el peso de la compuerta, se determinara utilizando la siguiente fórmula:

$$F_c = m \cdot g$$

Para determinar la fuerza se necesitó conocer la masa de la compuerta, lo cual al depender de la densidad del material y las dimensiones de la compuerta. Para el material se utilizó un AISI 1045 el cual tiene una densidad de 7870 kg/m^3 y las dimensiones de la compuerta serán las que se muestran en la ilustración 19.

Imagen 38 Dimensiones de la compuerta de la tolva



Fuente: [Propia]

Teniendo la densidad y las dimensiones podemos hallar la masa la resultado un valor de 29,98 kg

Hallada la masa se reemplazó para determinar la fuerza debido al peso de la compuerta, dando como resultado un valor de:

$$F_c = 294,15 \text{ N}$$

Entonces la fuerza que requerirá mover el motor es de la suma entre la F_u y F_c dando como resultado un valor de 434,37 N

Para hallar la potencia se necesitó multiplicar la velocidad del desplazamiento de la compuerta la cual para este caso se dio un valor de 0,25 m/s y la fuerza de 434,37 N hallada anteriormente. Resultando:

$$P = 108,59 \text{ W}$$

Teniendo en cuenta una eficiencia para el motor de 0.85 se determinó la potencia necesaria.

$$P = 135,74 \text{ W}$$

Equivalente a

$$P = 0,182 \text{ hp}$$

Para la selección del motor se utilizó el catálogo de motores eléctricos WEG Línea W22.

ANEXO 3

b. Etapa de descarga.

• Cálculo de la potencia del motor M2 de la faja transportadora.

Para determinar el motor primero se necesitó hallar la potencia necesaria para retirar el material de la cámara de compactación, para ello se necesitó tener en cuenta los siguientes valores.

Tabla 36 Datos para el cálculo de la potencia del motor

Datos	Valores	Unidades
Longitud de la cinta	2	m
Angulo de inclinación	0°	
Ancho de banda	0,65	m
Velocidad de avance	0,8	m/s

Fuente: [Propia]

Para determinar la potencia primer se necesitó calcular la capacidad de transporte volumétrica de la faja utilizando la siguiente fórmula:

$$Q_v = 3600 \cdot v \cdot A \cdot k$$

Donde “v” es la velocidad de la banda la cual se muestra en la tabla 34, además se necesitó el área del material que será transportado el cual debido a que será triturado el material será reducido a unas dimensiones de 350x350mm aproximadamente. Por último, se necesitó hallar “k” el cual se calculó con la siguiente formula:

$$k = 1 - 1,64 \left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180} \right)^2$$

donde φ es el Angulo de inclinación mostrado en la tabla 34. Reemplazando tenemos que k es igual a 1.

Teniendo los datos se reemplazó en la fórmula para hallar la capacidad y obtenemos un valor de:

$$Q_v = 352,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dicho valor hallado se necesitó tener expresado en Tn/h, para lo cual se utilizó la densidad del material (γ) la cual se muestra en la tabla 7, para este caso se tomó el valor de $1.8 \text{ Tn}/\text{m}^3$. La capacidad de transporte en masa de la banda se calcula utilizando la siguiente formula.

$$Q_m = Q_v \cdot \gamma$$

Reemplazando tenemos:

$$Q_m = 635,04 \text{ Tn}/\text{h}$$

Para hallar la potencia total para el accionamiento de la cinta se utilizó la siguiente formula:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3$$

Para el cálculo de la potencia necesaria para mover la cinta P_1 la cual se determinó con la siguiente formula:

$$P_1 = \frac{C_b \cdot v \cdot Q_m}{C_i \cdot K_f}$$

Donde C_b es el factor de ancho de la banda el cual se halló utilizando la tabla 35 para lo cual se tuvo en cuenta el ancho de la banda y la densidad. Se seleccionó un valor de 92

Para el factor de longitud de la banda " C_i " se utilizó el mismo valor hallado para el cálculo de las fajas transportadoras de carga el cual tuvo un valor de 330.

También se necesitó el factor de servicio el cual para este caso se tomó 1 es decir que trabaja en condiciones estándar. Teniendo los datos se halló la potencia:

$$P_1 = 2,15 \text{ kW}$$

Para la potencia necesaria para elevar la carga P_2 se tomó un valor de 0 debido a que en la salida no habrá una elevación.

Por último, para la potencia necesaria para vencer rozamiento P₃ se utilizó la siguiente fórmula.

$$P_3 = P_A \cdot P_B \cdot P_C$$

Para hallar las potencias A, B y C se utilizó la tabla 37

Para la P_a se tuvo en cuenta que no se instalaran Trippers por lo cual da un valor de 0, para la P_b se tomó como contacto simple y por último la P_c que se consideró como 0 no se instalar faldones.

Se reemplazo los datos de la potencia auxiliares y se halló la P₃, resultando 0,156 kW

Por último, para hallar la potencia total se sumaron los valores de P₁, P₂ Y P₃

Dando como resultado un valor de:

$$P_T = 2,30 \text{ kW}$$

Teniendo en cuenta una eficiencia del motor de 0,85 se dividido entre la potencia calculada para hallar la potencia de necesaria.

$$P_T = 2,71 \text{ kW}$$

Redondeando a:

$$P_T = 3,00 \text{ kW}$$

Para la selección de los motorreductores de las fajas transportadoras en la etapa de carga y descarga se utilizó el catálogo de SEW EURODRIVE, ANEXO 5 y 6 respectivamente.

Selección de conductores para los motores M1, M2 y M3

Para la selección de los conductores dependerá de la corriente de cada motor, teniendo en cuenta los catálogos de donde se seleccionaron dichos motores se obtuvo las siguientes corrientes para cada motor.

Tabla 37 Corriente nominal de los Motores.

Motores	Corriente nominal [A]
M1	0.754
M2	3.29
M3	6.45

Teniendo en cuenta que el diámetro mínimo para cualquier circuito de fuerza es de 2,5 mm², se seleccionaron los conductores utilizando el catálogo INDECO. ANEXO 7

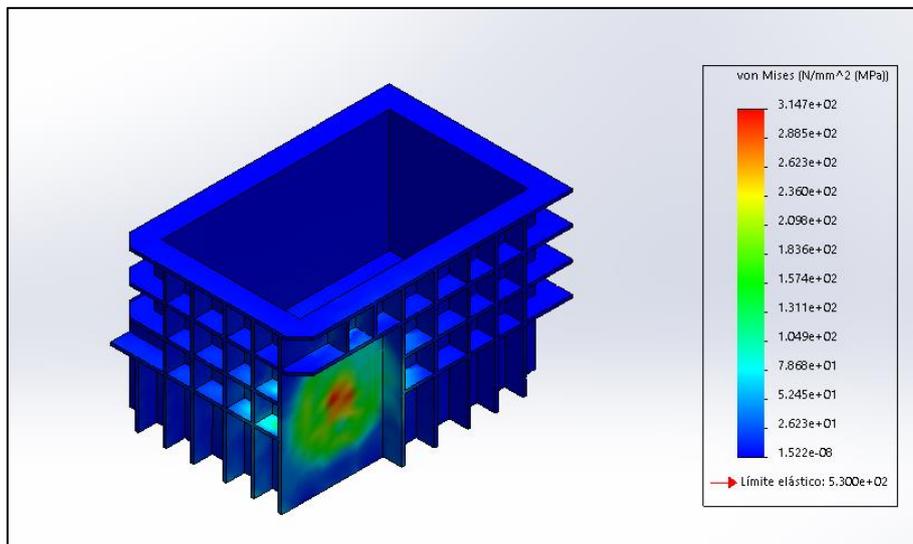
Realizar el análisis estático estructural de la cámara de compactación, de las placas compactadora de la tapa prensora, la compuerta y de los vástagos de los cilindros hidráulicos mediante el uso del software SolidWorks.

Para el análisis estático estructural se tomó en cuenta algunos elementos del sistema de compactación, los cuales están sometidos a los máximos esfuerzos. Utilizando el software SolidWorks se realizaron las siguientes simulaciones.

Análisis de la cámara de compactación.

Para el análisis de la cámara de compactación se simulo al final de la compactación replicando el área de la paca en todas las paredes, para ello se utilizó el material AISI 1045.

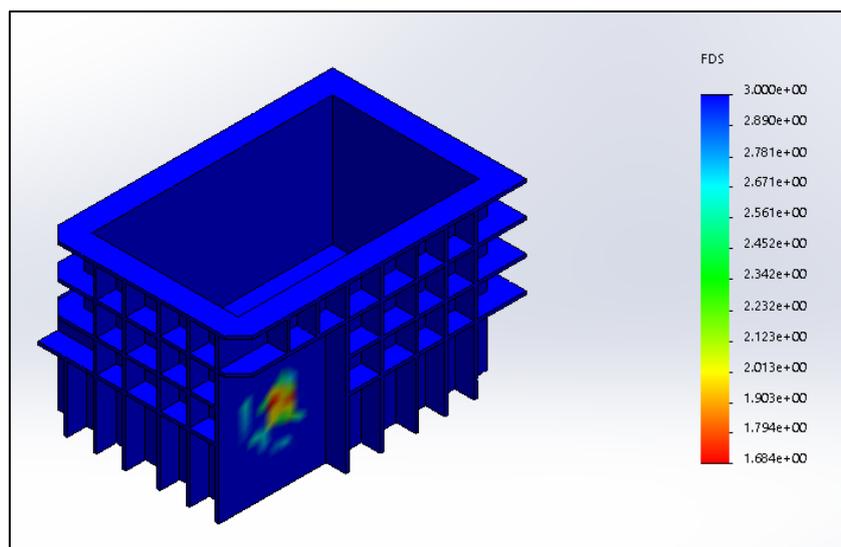
Imagen 39 Máximos esfuerzos en la cámara de compactación



Fuente: [Propia]

En la ilustración 26 se muestra los máximos esfuerzos que se verán ejercidos en la cámara de compactación, como máximo esfuerzo resulto un valor de 314,7 MPa siendo este menor al límite elástico del material. Esto quiere decir que el material no se verá muy afectado antes esos esfuerzos.

Imagen 40 Factor seguridad de la cámara de compactación



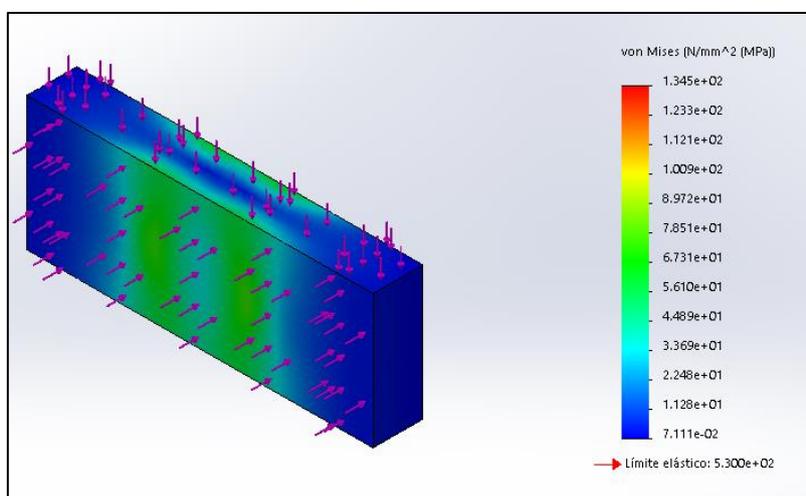
Fuente: [Propia]

En la ilustración 27 se puede observar que las zonas azules están por encima de un factor de seguridad de 3 y que las zonas rojas tienen un factor de seguridad 1,684 el cual es el mínimo. Esto quiere decir que el diseño es aceptable debido que el mínimo valor del factor de seguridad es mayor que 1

Análisis de la placa compactadora del cilindro A.

Para el análisis de la placa compactadora A se utilizó una fuerza en el eje x de 85 Tn como reacción debido a que es la fuerza que aplicara el cilindro A y se le aplicó una fuerza en el eje y de 100 Tn debido a la tapa prensora, para la placa se utilizó un AISI 1045.

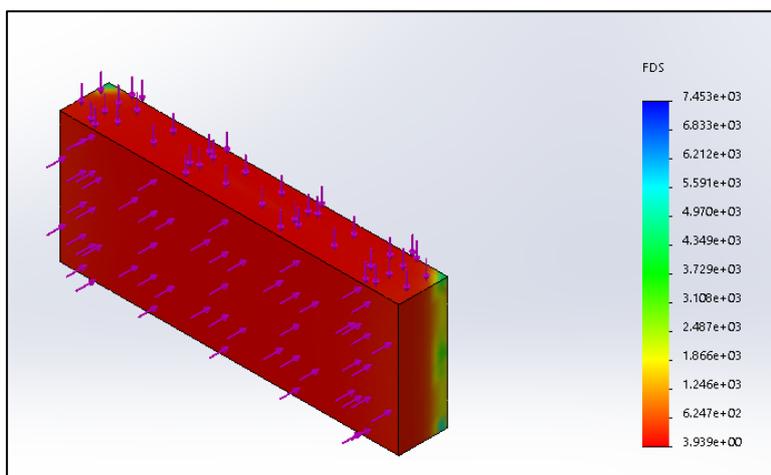
Imagen 41 Máximos esfuerzos de la placa compactadora del cilindro A



Fuente: [Propia]

En la ilustración 28 Se observó que el esfuerzo máximo que será aplicado a la placa es de 134,5 MPa, dicho valor es menor al límite elástico lo que significa que no se verá muy afectado.

Fig. 42 Factor de seguridad de la placa compactadora del cilindro A



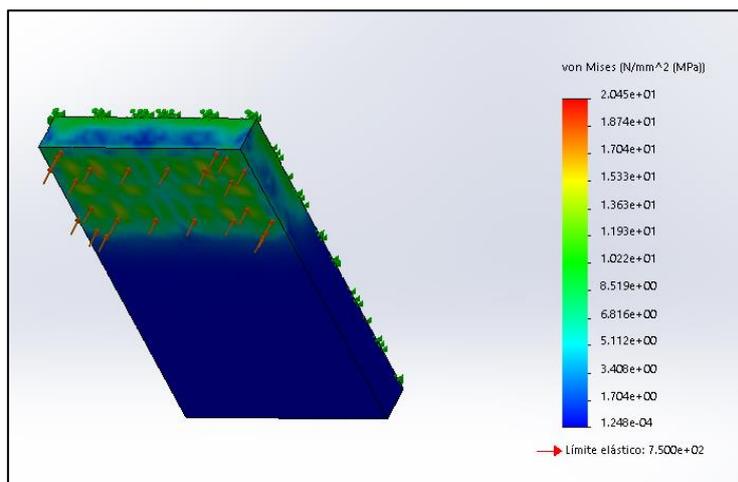
Fuente: [Propia]

En la ilustración 29 se pueden observar que la placa tiene un factor de seguridad mínimo de 3,94 y aun así supera al valor de 1, lo que quiere decir que el diseño es aceptable.

Análisis de la tapa prensora del cilindro B.

Para la tapa prensora se aplicó una fuerza de 100 Tn debido a que es la reacción que ejerce la fuerza del cilindro B, además, para el análisis se aplicó la fuerza en el área más afectada de la tapa prensora. Se utilizó como material un AISI 431.

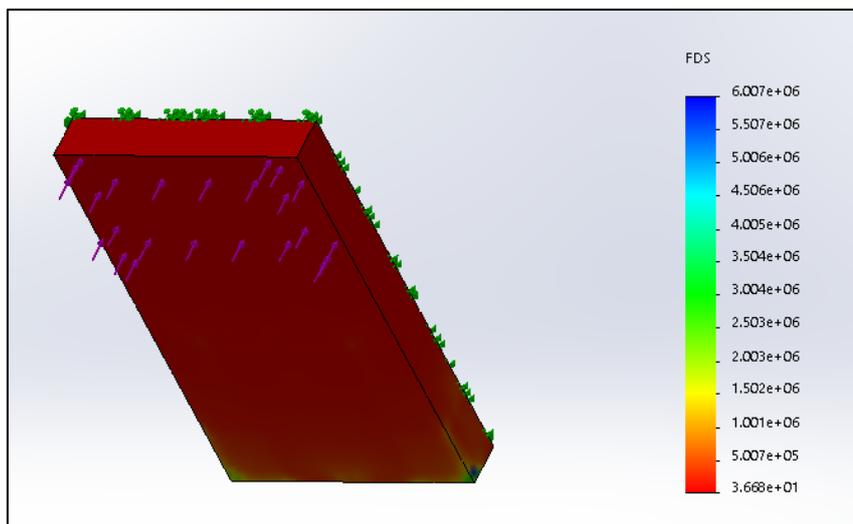
Imagen 43 Máximos esfuerzos de la tapa prensora



Fuente: [Propia]

En la ilustración 30 se observó que el esfuerzo máximo que será aplicado a la tapa prensora es de 20,45 MPa, dicho valor es menor al límite elástico del material utilizado lo que significa que no se verá muy afectado.

Imagen 44 Factor de seguridad de la tapa prensora



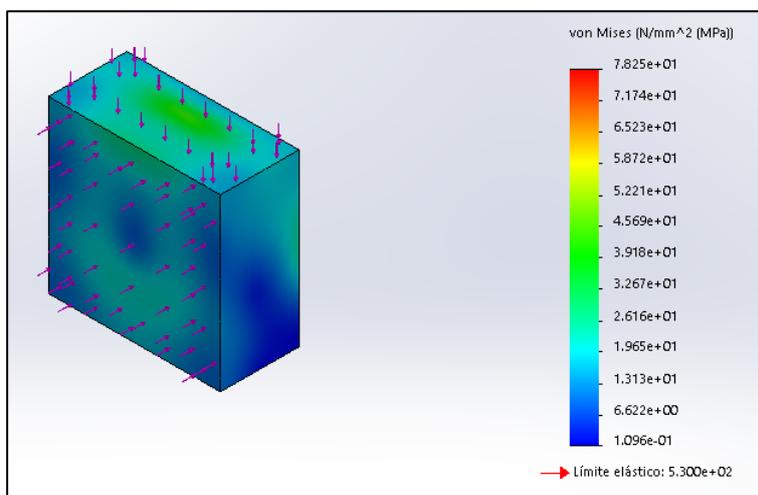
Fuente: [Propia]

En la ilustración 31 se pueden observar que la placa tiene un factor de seguridad mínimo de 36,68 este factor es muy grande por lo que se puede decir que esta sobre dimensionado sin embargo cumple objetivo de soportar los máximos esfuerzos.

Análisis de la placa compactadora del cilindro C.

Para el análisis de la placa compactadora C se utilizó una fuerza en el eje “x” de 125 Tn como reacción debido a que es la fuerza que aplicara el cilindro C y se le aplicó una fuerza en el eje “y” de 100 Tn debido a la tapa prensora, para la placa se utilizó un AISI 1045.

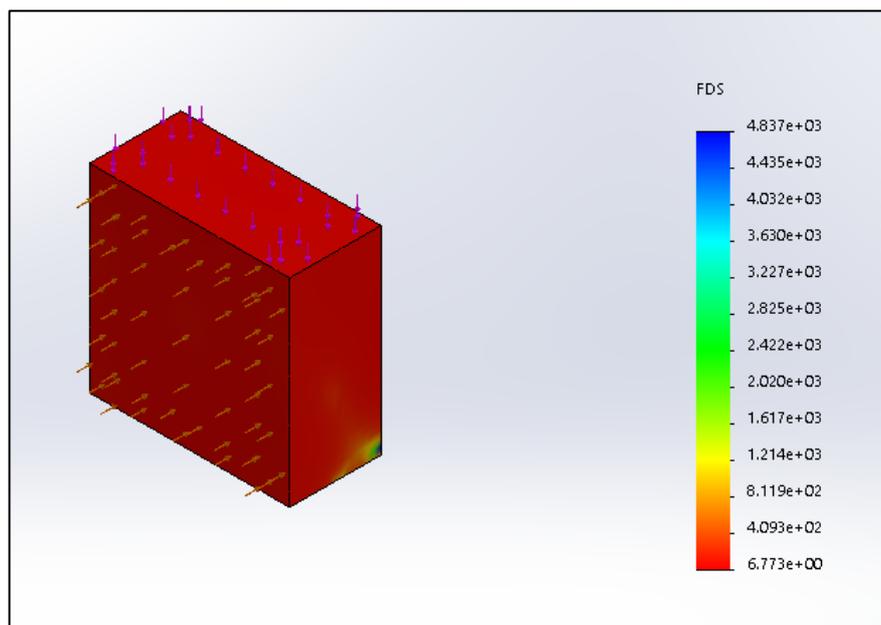
Fig. 45 Máximos esfuerzos de la placa compactadora del cilindro C



Fuete: [Propia]

En la ilustración 32 Se observó que el esfuerzo máximo que será aplicado a la tapa prensora es de 78,25 MPa, dicho valor es menor al límite elástico del material utilizado lo que significa que no se verá muy afectado.

Imagen 46 Factor de seguridad de la Placa compactadora del cilindro C



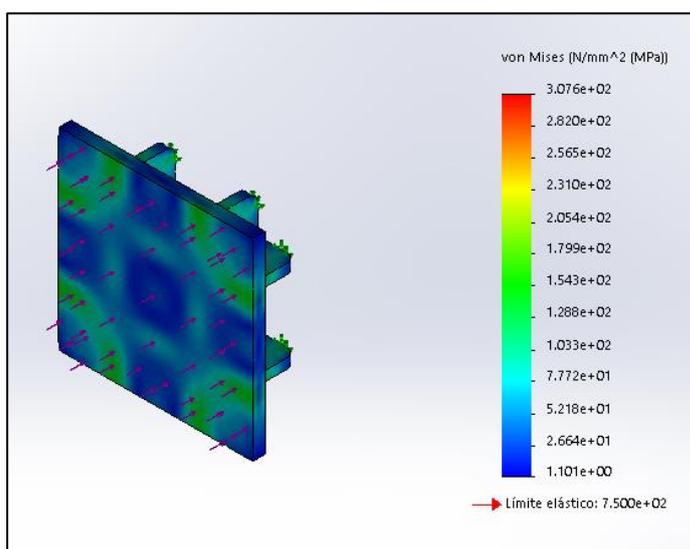
Fuente: [Propia]

En la ilustración 33 se pueden observar que la placa tiene un factor de seguridad mínimo de 6,77 lo cual significa que el dimensionado de la pieza esta diseñada de manera correcta ya el factor de seguridad supera al valor mínimo de 1.

Análisis de compuerta de la cámara de compactación.

Para el análisis de la compuerta se le aplicara la fuerza máxima del sistema la cual es la que aplica el cilindro C, con un valor de 125 Tn.

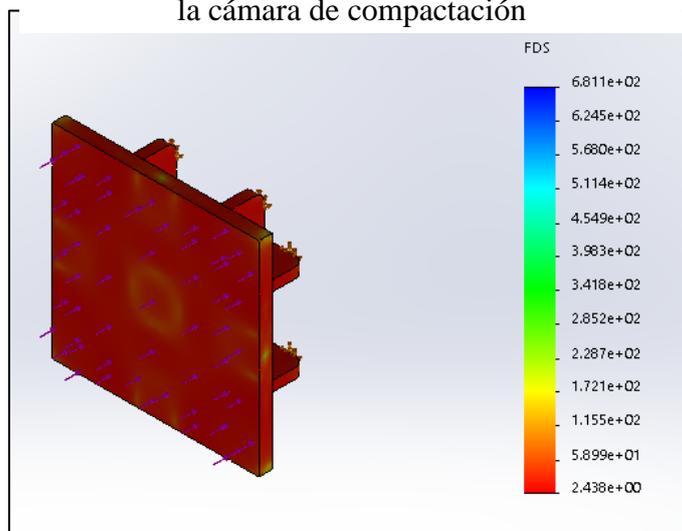
Imagen 47 Máximo esfuerzo de la compuerta de la cámara de compactación



Fuente: [Propia]

En la ilustración 34 Se observó que el esfuerzo máximo que será aplicado a la tapa prensora es de 307,6 MPa, dicho valor es menor al límite elástico del material utilizado, lo que significa que no se verá muy afectado.

Imagen 48 Factor de seguridad de la compuerta de la cámara de compactación



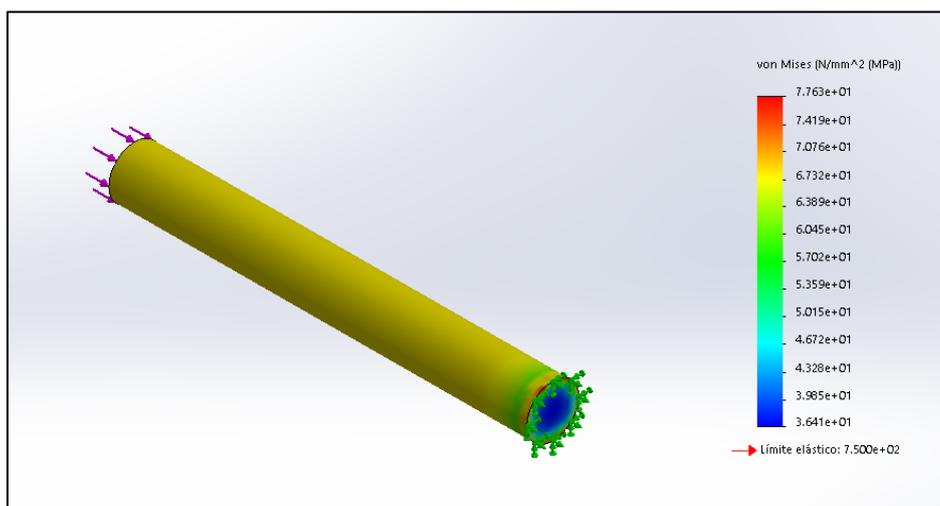
Fuente: [Propia]

En la ilustración 35 se pueden observar que la compuerta de la cámara de compactación tiene un factor de seguridad mínimo de 2,44 lo cual significa que el dimensionado de la pieza esta diseñada de manera correcta ya el factor de seguridad supera al valor mínimo de 1.

Análisis de los vástagos de los cilindros.

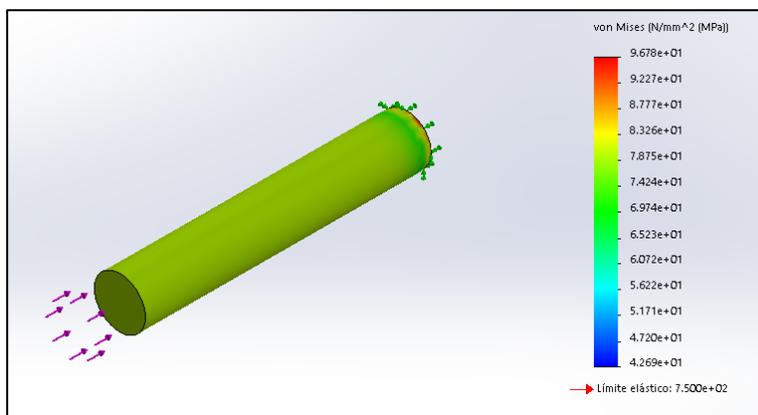
Para el análisis de los vástagos vamos a tener en cuenta la longitud de la carrera y la fuerza dependiendo de los cilindros.

Imagen 49 Maximo esfuerzo del vástago del cilindro A



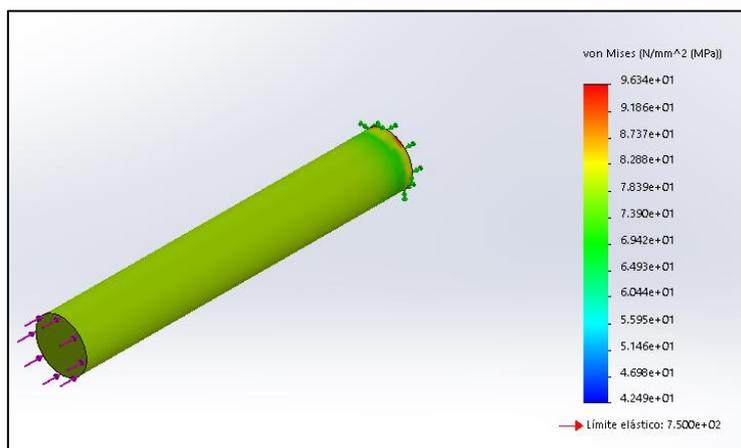
Fuente: [Propia]

Imagen 50 Maximo esfuerzo del vástago del cilindro B



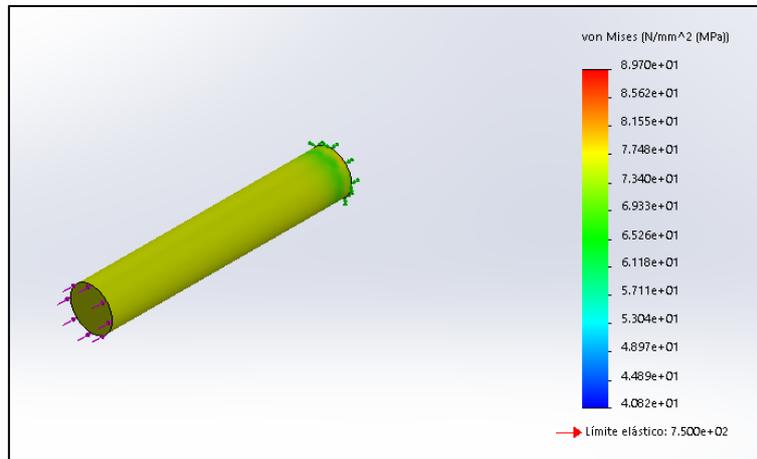
Fuente: [Propia]

Imagen 51 Maximo esfuerzo del vástago del cilindro C



Fuente: [Propia]

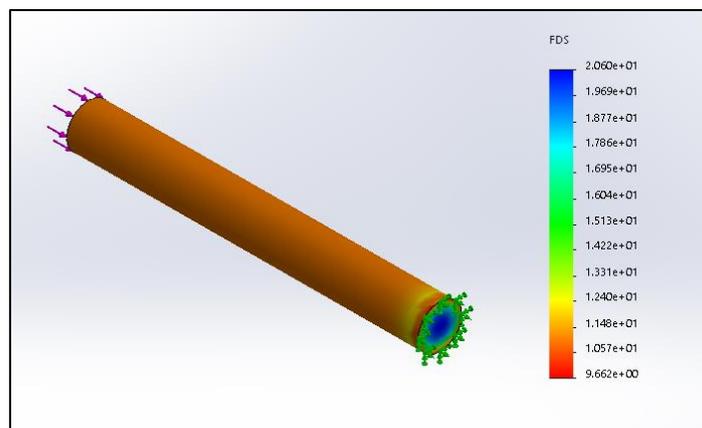
Imagen 52 Maximo esfuerzo del vástago del cilindro D



Fuente: [Propia]

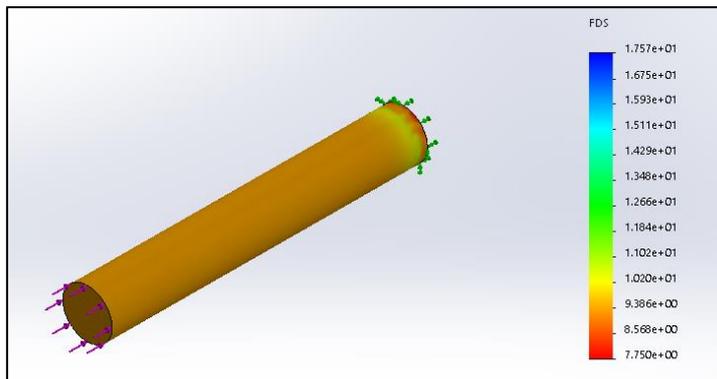
Para el caso de todas de los vástagos resulto que los esfuerzos máximos no superan el límite elástico dado por el material AISI 431.

Imagen 53 Factor de seguridad del vástago A



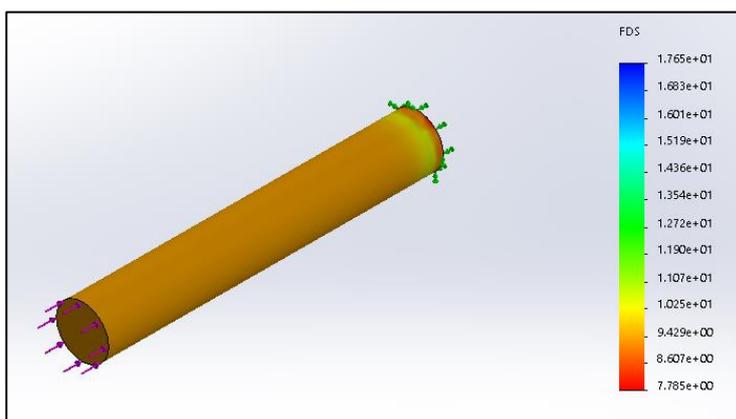
Fuente: [Propia]

Imagen 54 Factor de seguridad del vástago B



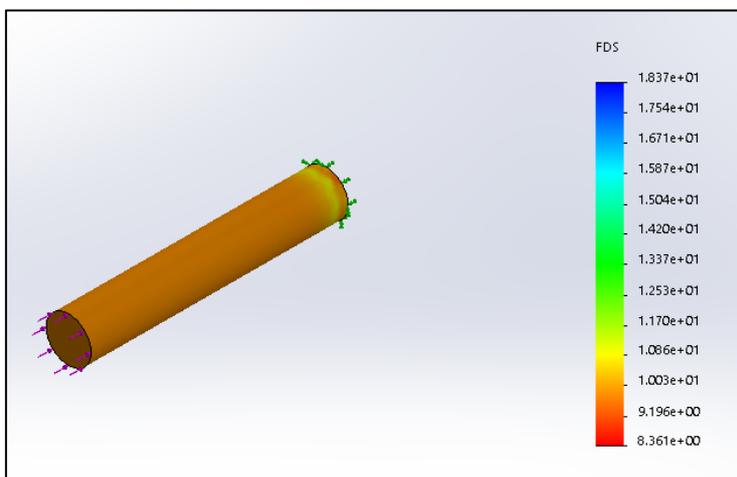
Fuente: [Propia]

Fig. 55 Factor de seguridad del vástago C



Fuente: [Propia]

Fig. 56 Factor de seguridad del vástago D



Fuente: [Propia]

Además, el factor de seguridad para todos los vástagos sobrepasa el valor de 1 por lo que se asegura que el vástago soporte los esfuerzos máximos en el sistema.

Diseñar el diagrama de fuerza del sistema de compactación y el sistema de control con PLC para el funcionamiento automatizado.

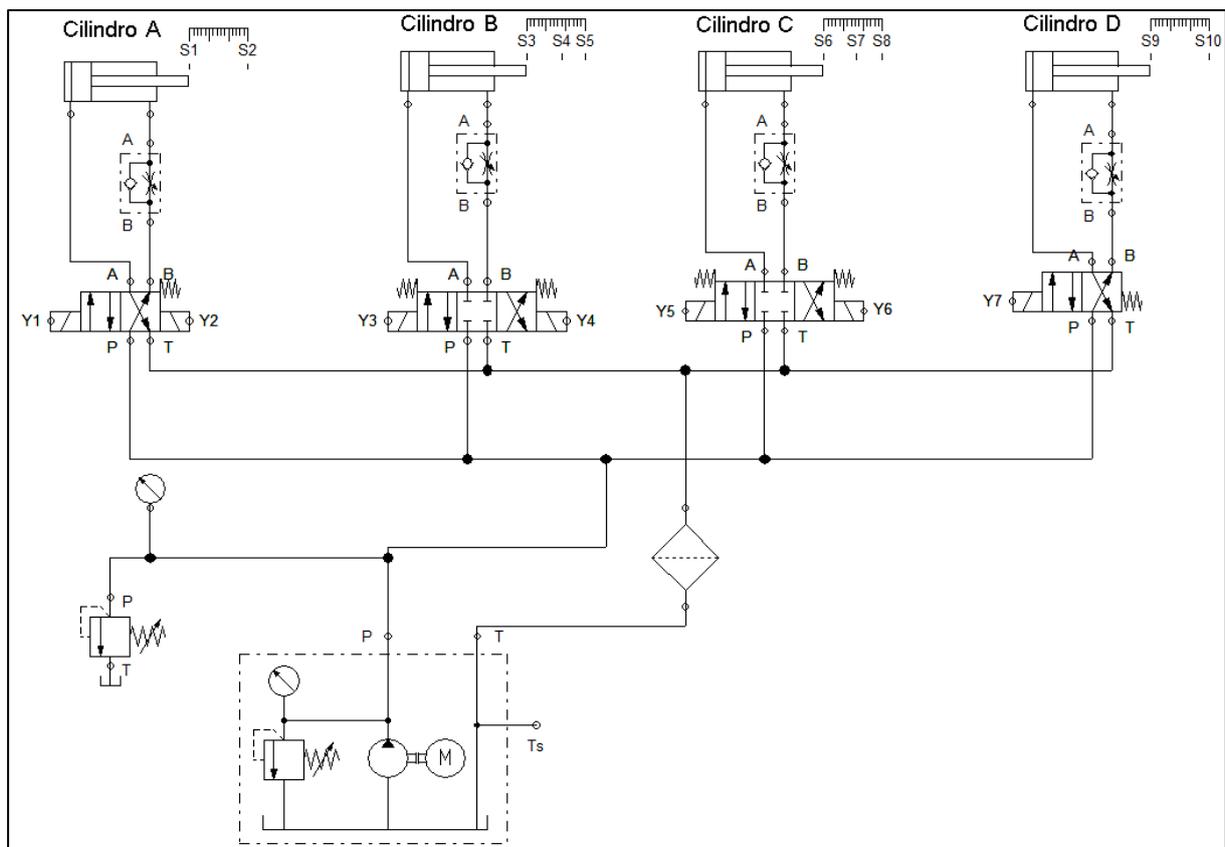
Diseño del diagrama de fuerza del sistema de compactación.

Para el diagrama de fuerza del sistema de compactación se separó en un diagrama para el sistema hidráulico y sistema eléctrico.

Diseño del diagrama de fuerza del sistema hidráulico.

Se realizó el diagrama de fuerza para el control de los cilindros hidráulicos presentes en el sistema.

Imagen 57 Diagrama de fuerza del sistema hidráulica



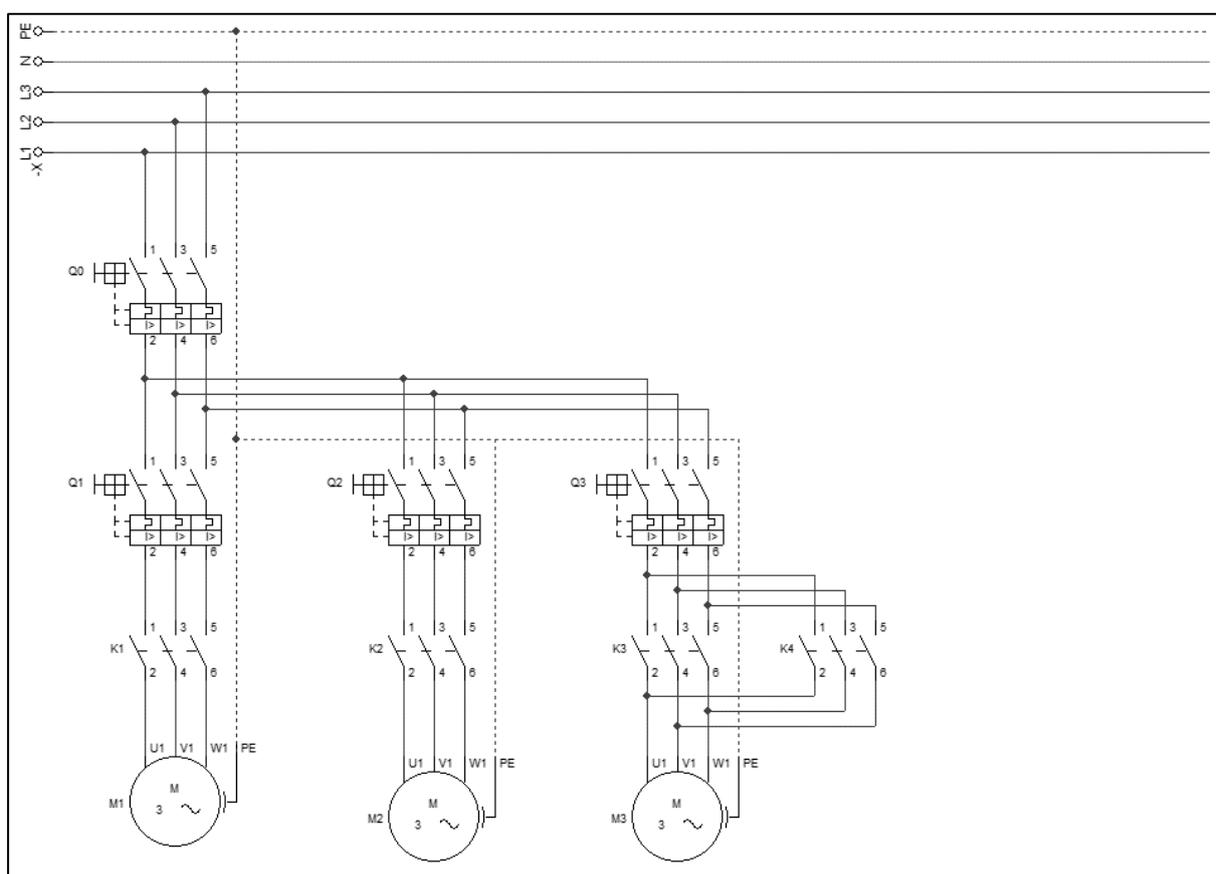
Fuente: [Propia]

Para el diseño del sistema hidráulico se utilizó 2 electroválvulas 4/3 y 2 electroválvulas 4/2, además de 4 reguladoras de velocidad, también se utilizaron 4 cilindros hidráulicos con sensores inductivos montados al final y al inicio de la carrera, dichos sensores vienen integrados en los cilindros.

Diseño del diagrama de fuerza del sistema eléctrico.

Se realizó el diagrama de fuerza para el control de los motores para el accionamiento de las fajas transportadoras de carga y descarga del sistema además del motor que accionara la compuerta de la tolva.

Imagen 58 Diagrama de fuerza del sistema eléctrico



Fuente: [Propia]

Para los dos motores M1 y M2 los cuales son los encargados de accionara las fajas transportadoras de carga y descarga respectivamente se utilizó un arranque directo y para el motor M3 que accionara la compuerta se utilizó un arranque con inversión de giro debido a que este estará anclado a un tornillo sin fin. Los motores se utilizaron las siguientes características.

Tabla 38 Características de los motores

Motores	Potencia [kW]	RPM	Corriente nominal [A]
M1	1.5	1767	0.754
M2	3	1763	3.29
M3	0.25	1710	6.45

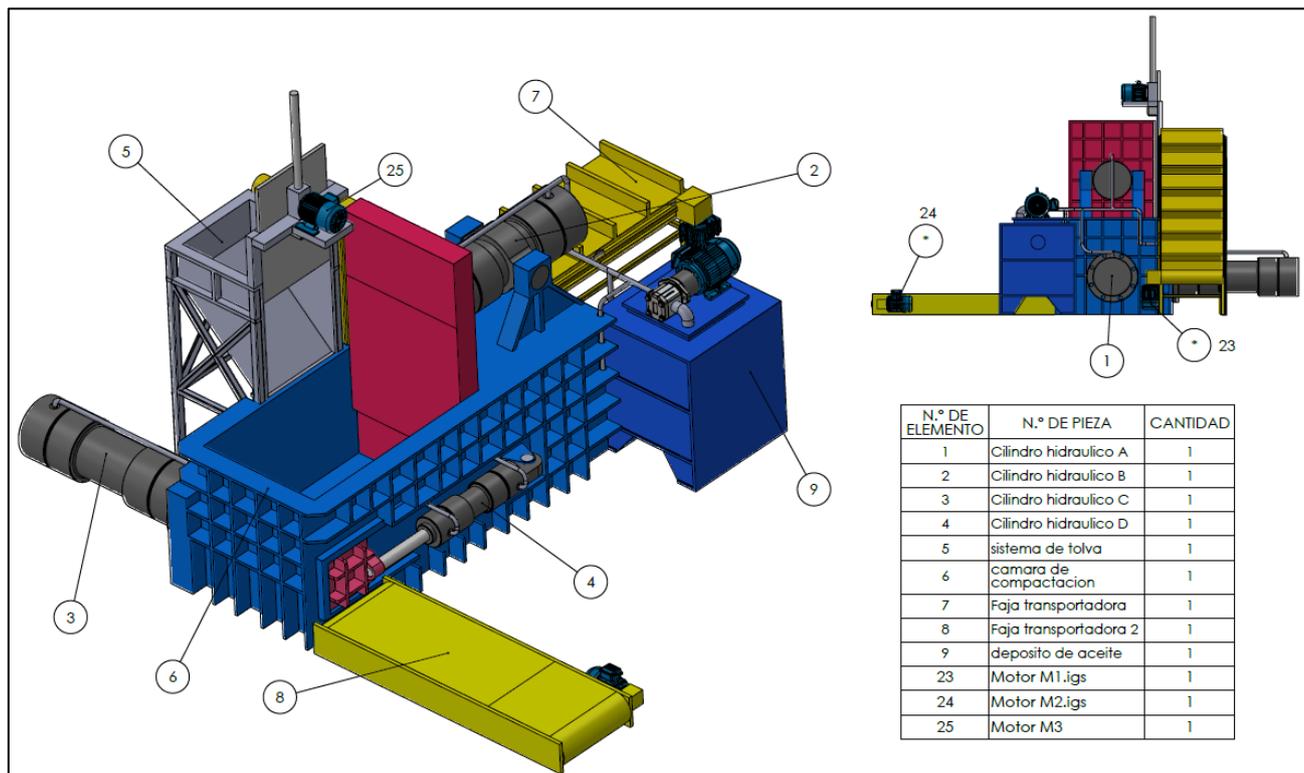
Fuente: [Propia]

Teniendo en cuenta el diseño de los diagramas de fuerza de la parte hidráulica y eléctrica se determinó las entradas y salidas que deberá tener el PLC, las cuales serán 16 entradas (conformadas por sensores, pulsadores y motores) y 10 salidas (conformadas por bobinas). Se selección un PLC de la marca siemens con 14 entradas y 10 salidas, para lo cual se seleccionó un módulo de 8 entradas y 8 salidas con la cual se completarán las entras y salidas que se requieren. Por último, se seleccionó fuente de poder 220/24 V. ANEXO 9,10 Y11.

Una vez seleccionado los equipos para el control del sistema se realizó el programa para la automatización utilizando es software Tia Portal V15, dicho se encuentra en el ANEXO 13

Finalmente se dibujó el sistema de compactación de residuos metálicos en el software SolidWorks, para los planos del sistema se adjuntaron en el ANEXO 12.

Imagen 60 Sistema de compactación



Fuente: [Propia]

• Funcionamiento del sistema de compactación

1. Para el inicio del funcionamiento del sistema, primero se acciona el botón de marcha activando la faja transportadora 1 el cual llena la tolva y se accionara el cilindro hidráulico D cerrando la compuerta de la cámara de compactación.
2. Una vez la tolva cargada con el peso configurado (77 kg) mediante un sensor se accionará el motor M3, el cual elevará la compuerta dejando caer el material metálico dentro de la cámara de compactación.
3. Llena la cámara de compactación se cerrará la compuerta de tolva y se activará el cilindro hidráulico A el cual recorrerá el total de la carrera, controlado con los sensores inductivos integrados en el cilindro.
4. Una vez termine el recorrido activará el cilindro hidráulico B el cual recorrerá una distancia menor al total de su carrera controlado con un sensor externo debido a que los cilindros seleccionados tienen sus sensores inductivos al inicio y al final de la carrera.
5. Activando el sensor externo se detendrá el cilindro hidráulico B y se activará el cilindro hidráulico C el cual recorrerá una distancia de 550 mm, controlado con un sensor externo.

6. Activados todos los cilindros hidráulicos, se mantiene por 10 seg aproximadamente y luego se empezará a retirar el cilindro hidráulico A y B, además se contraerá el cilindro hidráulico D abriendo la compuerta.
7. Una vez abierta la compuerta continuará la carrera del cilindro hidráulico C lo que expulsará la paca metálica hacia la faja transportadora, la que se activará la faja transportadora 2, terminado el proceso se repetirá.

Realizar un análisis económico de la maquina compactadora

Se realizo la evaluación económica de la máquina compactadora teniendo en cuenta el análisis de costos unitarios que se necesita para la fabricación de dicha máquina, además de los gastos por el transporte. Esto con el fin de realizar una valorización del proyecto para determina la viabilidad mediante en VAN y también determinar la rentabilidad mediante el TIR.

Análisis de costos unitarios de la maquina compactadora.

ANALISIS DE COSTOS UNITARIOS DE FABRICACION DE LA MAQUINA COMPACTADORA.

PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPACTACION AUTOMATICO DE RESIDUOS
SOLIDOS RECICLABLES UTILIZANDO UN PLC PARA REDUCIR EL COSTO DE
TRANSPORTE

UBICACIÓN: Chiclayo

MONEDA: Nuevo Sol (S/.)

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT	P. UNITARIO	P. PARCIAL
	OPERARIOS				
1.00	<u>Ingeniería</u>				
1.01	Un Supervisor de Fabricación, montaje y prueba en vacío.	día	30	S/ 200.00	S/ 6,000.00
1.02	Un Ingeniero de seguridad e higiene ocupacional	día	30	S/ 150.00	S/ 4,500.00
2.00	<u>Personal técnico</u>				
2.01	3 oficiales armadores caldereros	día	30	S/ 81.22	S/ 2,436.55
2.02	Un Maestro caldero	día	30	S/ 102.37	S/ 3,071.00
2.03	Un Soldador 3G/4G	día	10	S/ 102.37	S/ 1,023.67
2.04	Un Técnico mecánico electricista	día	10	S/ 102.37	S/ 1,023.67
3.00	<u>Oficina técnica</u>				
3.01	2 dibujantes de planos as-build	Und	10	S/ 70.00	S/ 700.00
				SUBTOTAL	S/ 18,754.88
	MATERIALES				
1.00	<u>Materiales para elaboración de la maquina</u>				
1.01	Plancha de 30 mm Acero 1045 de 1.2x2.4	Und	5	S/ 2,450.00	S/ 12,250.00
1.02	Plancha de 25.4 mm Acero 1045 de 1.2x2.4	Und	4	S/ 1,995.00	S/ 7,980.00
1.02	Soldadura supercito E-6013	Und	1	S/ 35.00	S/ 35.00
1.03	Soldadura supercito E-7018	Und	20	S/ 40.00	S/ 800.00
				SUBTOTAL	S/ 21,065.00
	EQUIPOS				
1.00	<u>Equipos Hidráulicos</u>				
1.01	Cilindro hidráulico 250 mmø	Und	2	S/ 1,200.00	S/ 2,400.00
1.02	Cilindro hidráulico 125 mmø	Und	1	S/ 1,000.00	S/ 1,000.00
1.03	Cilindro hidráulico 250 mmø	Und	1	S/ 1,200.00	S/ 1,200.00
1.04	Bomba PGM 640	Und	1	S/ 1,000.00	S/ 1,000.00
1.05	Electroválvula 4/3	Und	2	S/ 75.00	S/ 150.00
1.06	Electroválvula 4/2	Und	2	S/ 75.00	S/ 150.00
1.07	Manguera 15 mmø	m	5	S/ 25.00	S/ 125.00
1.08	Manguera 22.2 mmø	m	5	S/ 30.00	S/ 150.00
1.09	Manguera 25.4 mmø	m	5	S/ 40.00	S/ 200.00

2.00	<u>Equipos Eléctricos</u>				
2.01	Motor trifásico de 0.33 HP	Und	1	S/ 767.00	S/ 767.00
2.02	Motor trifásico de 40 HP	Und	1	S/ 11,312.00	S/ 11,312.00
3.00	<u>Equipos electrónicos</u>				
3.01	Cables THW 2.5 mm2	m	10	S/ 50.00	S/ 500.00
3.02	(PLC) - Simatic S7-1200	Und	1	S/ 2,429.00	S/ 2,429.00
3.03	Módulo 8DI/8DO 24V	Und	1	S/ 1,245.00	S/ 1,245.00
3.04	Fuentes de alimentación 24 VDC - 2.5A	Und	1	S/ 390.00	S/ 390.00
				SUBTOTAL	S/ 23,018.00
	ALQUILER DE HERRAMIENTAS				
1.00	<u>Equipos</u>				
1.01	Taladro con broca	día	30	S/ 120.79	S/ 3,623.70
1.02	2 máquina de soldar Invertec VPRO 350	día	30	S/ 84.92	S/ 2,547.60
1.03	Herramientas manuales para mecánico	día	30	S/ 22.00	S/ 660.00
1.04	Herramienta para izaje, liviana (Grilletes, cáncamo, eslingas, estrobos)	día	30	S/ 22.00	S/ 660.00
				SUBTOTAL	S/ 7,491.30
	SERVICIOS				
1.00	<u>Maquinado de piezas</u>				
1.01	SVT Servicio de torneado	GLB	1	S/ 5,000.00	S/ 5,000.00
1.02	SVT Servicio de pulido y bruñido	GLB	1	S/ 3,000.00	S/ 3,000.00
				SUBTOTAL	S/ 8,000.00
				TOTAL	S/ 78,329.18

El total que se gastara en la elaboración de la maquina compactadora es de 78,329.18 soles.

1.1.1 Gastos por transporte

Se calculó los gastos de transporte actuales y se comparó con los gastos de transporte generados con los datos esperados, producto de la realización de este proyecto, de esta manera verificar si existe algún ahorro en dicho rubro.

Para la obtención de los datos actuales se contactó con un centro de acopio de materiales reciclables, para que se nos brinde los siguientes datos al mes.

Tabla 39 Datos mensuales

	Datos actuales	Datos generados
Salario	S/ 2,500.00	S/ 2,500.00
Viajes	12 viajes	8 viajes
Kilómetros	465 km	465 km
Toneladas	16 Tn	24 Tn

Teniendo en cuenta dicha tabla se utilizó la siguiente fórmula para calcular los gastos de transporte.

$$T = CF + CV(D)$$

Donde:

T: Costo del transporte al mes.

CF: Costos fijos (Salario mensual de los transportistas).

CV: Costos variables (Gastos de combustible).

D: Distancia en Kilómetros por el número de viajes.

Teniendo los datos mostrados en la Tabla 39. Faltaría hallar los costos variables, para lo cual se calculó el gasto de combustible por kilómetro.

1.1.1.1 Cálculo de los costos variables.

Primero tuvimos en cuenta que aproximadamente se gastan 12 litros de combustible cada 100 Km y teniendo en cuenta que al mes se recorre aproximadamente 465 kilómetros nos dio un total de 669.6 litros que se consumirían al mes.

Por último, actualmente el galón de petróleo está en 20.49 s/. según el diario la república. Sin embargo, los datos están en litros por lo cual se convirtió a dichas unidades y nos da un valor de 5.41 s/. por litro. Entonces para hallar cuanto se gasta por kilómetro se multiplicó los siguientes datos, los litros por kilómetros (12 L/100Km) con los soles por litro (5.41 s./L), dando como resultado el siguiente valor (0.65 s./Km).

El dato calculado se utilizó para el cálculo de los gastos de transporte actuales y los gastos de transporte generados con los datos esperados

1.1.1.2 Cálculo del costo anual de transporte.

Primer caso

Con lo calculado anteriormente se calculó el costo de transporte actuales al mes.

$$T = CF + CV(D)$$

$$T = 2500 \text{ s./} + (0.65 \text{ s./Km}) (465 \text{ Km} \times 12)$$

$$T = 6,124.47 \text{ s./}$$

Y al año sería un total de:

$$T = 6,124.47 \text{ s./} \times 12$$

$$T = 73,493.637 \text{ s./}$$

Segundo caso

Ahora se realizará el cálculo de los gastos al año teniendo en cuenta los siguientes cambios

Los primeros datos que se modificaron son los viajes ya que se transportara a la carga máxima gracias a la optimización de espacios lo que reducirá los viajes a 8.

Con dichos datos y teniendo en cuenta que el cálculo del combustible va ser la misma para ambos casos se realizó el cálculo anual con estos cambios.

$$T = CF + CV(D)$$

$$T = 2500 \text{ s./} + (0.65 \text{ s./Km}) (465 \text{ Km} \times 8)$$

$$T = 4,916.31.47 \text{ s./}$$

Y al año sería un total de:

$$T = 4,916.31 \text{ s./} \times 12$$

$$T = 58,995.76 \text{ s./}$$

Restando ambos valores tenemos un ahorro de 14,490.14 s/.

1.1.2 Valorización de la maquina compactadora.

Por lo cual se analizó realizando un VAN para determinar la viabilidad del proyecto a lo largo de 15 años de propuesta y un TIR para determinar la rentabilidad que tendrá el proyecto.

Tabla 40 Viabilidad del proyecto a lo largo de 15 años

AÑO	B (/S)	C (/S)	F.E (/S)	PAYBACK	
0	-	78,329.18	-78,329.18	-78,329.18	72.65
1	14,490.14	-	14,490.14	-65,391.55	67.93
2	14,490.14	-	14,490.14	-53,840.10	62.64
3	14,490.14	-	14,490.14	-43,526.30	56.72
4	14,490.14	-	14,490.14	-34,317.55	50.09
5	14,490.14	-	14,490.14	-26,095.46	42.66
6	14,490.14	-	14,490.14	-18,754.30	34.33
7	14,490.14	-	14,490.14	-12,199.69	25.02
8	14,490.14	-	14,490.14	-6,347.37	14.58
9	14,490.14	-	14,490.14	-1,122.08	2.89
10	14,490.14	-	14,490.14	3,543.36	-10.21
11	14,490.14	-	14,490.14	7,708.93	-24.87
12	14,490.14	-	14,490.14	11,428.19	-41.30
13	14,490.14	-	14,490.14	14,748.96	-59.69
14	14,490.14	-	14,490.14	17,713.93	-80.30
15	14,490.14	-	14,490.14	20,361.22	12.00

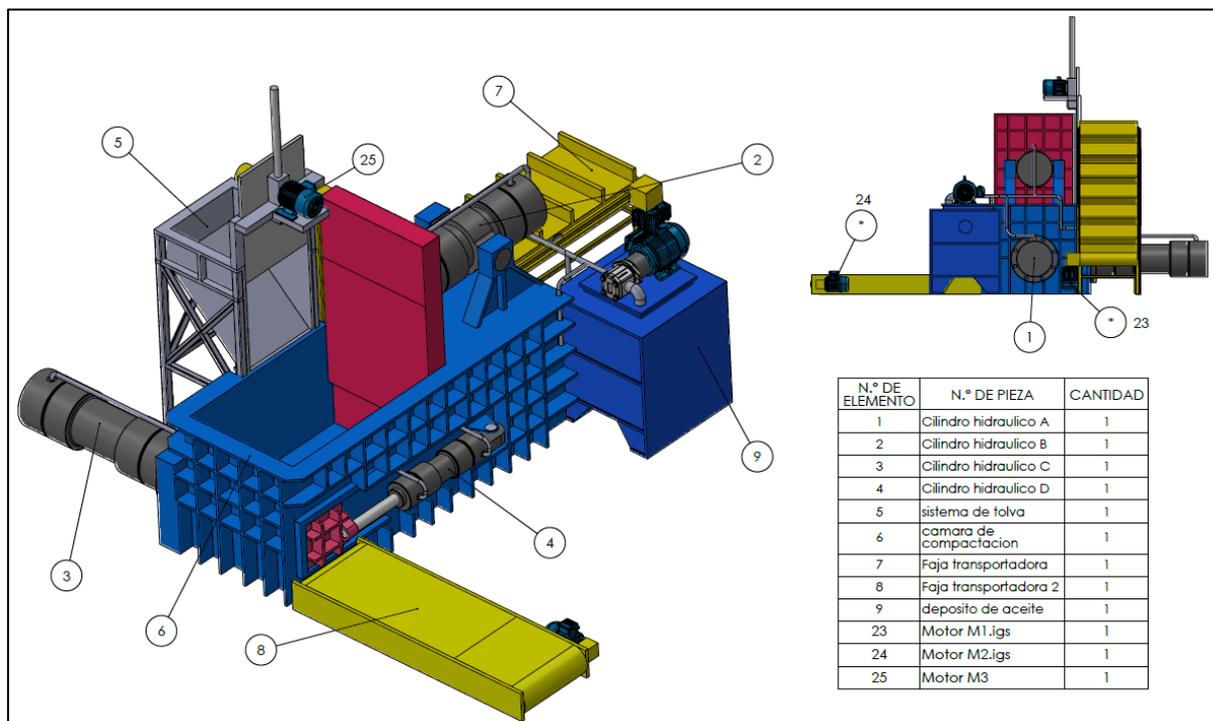
Tabla 41 VAN y TIR

INVERSIÓN	S/ 78,329.18		VAN	S/ 20,361.22	
TASA DE DESCUENTO	12%		TIR	17%	
VAN COSTOS	S/ 78,329.18		PAYBACK	2	Años
VAN BENEFICIOS	S/ 98,690.41		B/C	1.26	

Los resultados que se obtiene es un VAN positivo con un valor de S/. 20,361.22 nuevos Soles y el TIR mayor al 12% (17%) entonces confirma la viabilidad del proyecto y se puede llevar a cabo sin ningún problema.

Finalmente se dibujó el sistema de compactación de residuos metálicos en el software SolidWorks, para los planos del sistema se adjuntaron en el ANEXO 12.

Imagen 60 Sistema de compactación



Fuente: [Propia]

- **Funcionamiento del sistema de compactación**

1. Para el inicio del funcionamiento del sistema, primero se acciona el botón de marcha activando la faja transportadora 1 el cual llena la tolva y se accionara el cilindro hidráulico D cerrando la compuerta de la cámara de compactación.
2. Una vez la tolva cargada con el peso configurado (77 kg) mediante un sensor se accionará el motor M3, el cual elevará la compuerta dejando caer el material metálico dentro de la cámara de compactación.
3. Llena la cámara de compactación se cerrará la compuerta de tolva y se activará el cilindro hidráulico A el cual recorrerá el total de la carrera, controlado con los sensores inductivos integrados en el cilindro.
4. Una vez termine el recorrido activará el cilindro hidráulico B el cual recorrerá una distancia menor al total de su carrera controlado con un sensor externo debido a que los cilindros seleccionados tienen sus sensores inductivos al inicio y al final de la carrera.
5. Activando el sensor externo se detendrá el cilindro hidráulico B y se activará el cilindro hidráulico C el cual recorrerá una distancia de 550 mm, controlado con un sensor externo.
6. Activados todos los cilindros hidráulicos, se mantiene por 10 seg aproximadamente y luego se empezará a retirar el cilindro hidráulico A y B, además se contraerá el cilindro hidráulico D abriendo la compuerta.
7. Una vez abierta la compuerta continuará la carrera del cilindro hidráulico C lo que expulsará la paca metálica hacia la faja transportadora, la que se activará la faja transportadora 2, terminado el proceso se repetirá.

Conclusiones

- Se evaluó cual es el mejor mecanismo de compactación y se seleccionó mediante el uso de una matriz de ponderación. Teniendo en cuenta los criterios dando como resultado que el sistema hidráulico es el mejor mecanismo de compactación ya que tuvo la mayor puntuación ponderada.
- Se determinaron los parámetros para el dimensionamiento de la cámara de compactación, de la placa compactadora del cilindro A, tapa prensora, la placa compactadora del cilindro C y la compuerta de la cámara de compactación también se seleccionaron los equipos hidráulicos (motor, bomba, mangueras, válvulas y del depósito hidráulico) y eléctricos (motores reductores, conductores).

	Piezas			Dimensiones	
	Alto	Largo	Ancho	Refuerzos	
				Sección	largo
Cámara de compactación	800 mm	1350 mm	900mm	16x18	120mm
Placa compactadora del cilindro A	350 mm	130 mm	900mm		
Tapa prensora	31,75 mm	1350 mm	900 mm	18x20	130 mm
Placa compactadora del cilindro C	350 mm	160 mm	350 mm		
Compuerta de la cámara de compactación.	400 mm	400 mm	25,4 mm	15x15	90 mm

Equipos hidráulicos	Catalogo
Cilindros hidráulicos	HYDBA
Bomba hidráulica	PARKER
Motor hidráulico	WEG
Manguera	PARKER
Válvulas	REXROTH
Equipos eléctricos	
Motores reductores M1 Y M2	SEWEURODRIVE
Motor M3	WEG
Conductores	INDECO

- Se realizó el análisis estático estructural de la cámara de compactación, las placas compactador, la compuerta y de los vástagos de los cilindros hidráulicos mediante el uso del software SolidWorks donde se pudo observar que todas las piezas las cuales se sometieron a dicho análisis resisten los esfuerzos presentes en el sistema.
- Se diseñó el diagrama de fuerza del sistema de compactación utilizando el software Fluidsim y CADE Simu y el sistema de control con PLC para la automatización se utilizó el software TiaPortal V15. De esta manera se concluyó con el diseño sistema de compactación automático.
- Se realizó la evaluación económica de la máquina compactadora para lo cual se empezó hallando la inversión de S/ 78,329.18, y también se determinó que mediante la ejecución de este proyecto se ahorrar en transporte S/ 14,490.14 soles al año, con estos datos el proyecto fue estudiado con los indicadores VAN y TIR en un plazo de 15 años dando un resultado VAN de S/. 20,361.22 soles y un TIR 17 %, dando la confiabilidad que el diseño de este sistema de compactación será rentable y sin complicaciones.

Recomendaciones

- Se recomienda que se realice un ensayo de compresión dependiendo del material que se quiera compactar, de esta manera se podrá determinar de forma más exacta la fuerza necesaria que requerirá el sistema. Así se podrá realizar una automatización que compacte materiales en específico ajustando la configuración del sistema de compactación.
- Se recomienda que para la fase de carga y descarga donde se encuentran las fajas transportadoras se realice un dimensionamiento más profundo.
- Para la selección de materiales que se utilizara en el diseño de la cámara de compactación se recomienda usar un matriz de selección y determinar que material es más adecuado de acuerdo a criterios como precio en el mercado, resistencia entre otras.
- Se recomienda realizar un análisis correspondiente a la alimentación del circuito para poder observar que tipo de sistema de utilización será necesario para este sistema de compactación.

Referencias

- [1] «Perú limpio,» de *Estrategia multisectorial y descentralizada para mejorar el manejo de los residuos solidos del pais*, ministerio del ambiente, 2019, pp. 2-4.
- [2] «Reciclaje y disposicion final segura de residuos solidos,» lima, Ministerio de ambiente, 2007, pp. 5-15.
- [3] R. Tipan, V. Mora y E. Altamirano, «Diseño e Implementación de un Sistema Automático,» vol. I, nº 1, p. 1, 2019.
- [4] s. s. enrique martinez, «La teoria general de sistemas,» [En línea]. Available: <https://educomunicacion.es/didactica/0012sistemas.htm#:~:text=Los%20elementos%20que%20componen%20un,%C3%A9ste%20se%20propone%2C%20ya%20cons eguido..> [Último acceso: 29 septiembre 2020].
- [5] V. M. E. A. Rolando Tipán, «Diseño e implementacion de un sistema automatico compactador PET utilizando elementos hidraulicos,» *Revista tecnico - cientifica perspectivas*, vol. I, nº 1, pp. 36-40, 2019.
- [6] C. Rodríguez y J. Zuluaga, *Diseño de un sistema de comapactacion de papel y carton para la empresa MAC anillados y acabados impresos SAS*, Bogota, 2018.
- [7] J. Jiménez y O. Rosas, *Diseño de una maquina compactadora de chatarra de aluminio para producir pacas de 65 Kg*, Quito, 2009.
- [8] C. Melvin y V. Melvin, *Diseño y simulacion de una maquina compactadora de desechos solidos. Caso: Latas de aluminio*, Caracas, 2004.
- [9] D. Almache y A. Chiluisa, *Diseño y construccion de una enfardadora automatica para la compactacon de carto, papel, PET con capacidad de hasta 30 toneladas para la empresa Green Point*, Sangolqui, 2014.
- [10] D. Cunalata, *Diseño y analisis estructural de un prototipo de compactadora de*

chatarras de aluminio para el reciclaje, Latacunga, 2011.

- [11] C. Lopez y J. Bajaña, *Diseño y construcción de un compactador de latas y envases*, Guayaquil, 2016.
- [12] E. Baltuano, *Diseño de una máquina compactadora de latas de bebidas de aluminio*, Lima, 2013.
- [13] R. Alzamora, *Diseño de compactadora de chatarra metálica*, Arequipa, 2017.
- [14] B. Calderon, *Diseño de un sistema compactador de heno de alfalfa para obtener 8 pacas/hora de 50x50x110 cm*, Trujillo, 2018.
- [15] D. Aguila, *Máquina compactadora de hojalata para incrementar la producción de paquetes de 70 kg. Para la recicladora del oriente S.A.C de tarapoto*, 2018, Tarapoto, 2018.
- [16] M. Patiño, *Diseño de una máquina compactadora de botellas de plástico*, Lima, 2012.
- [17] M. Patiño, *Diseño y construcción de una máquina compactadora manual de botellas de plástico PET*, Lima, 2013.
- [18] D. Zuñiga, *Diseño de máquina compactadora de viruta metálica con capacidad de 20 Kg/h para la empresa "INGLEBY SAC"*, Pimentel, 2019.
- [19] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Mexico: Camara Nacional de la Industria Editorial Mexicanca,S.A. de C.V., 2006.
- [20] «weebly,» [En línea]. Available: <https://leopoldoriverahidalgoa01167627.weebly.com>. [Último acceso: 30 06 2021].
- [21] Gelacio Juarez, «Criterios de falla,» Madrid, UAM, p. 122.
- [22] R. G. Budynas y Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Mexico: Interamericana Editores, S.A. DE C.V., 2008.

- [23] «cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidraulicos,» *Roemheld*, pp. 1-21.
- [24] L. Masferrer, *Analisis y diseño de volantes de inercia de materiales compuestos*, 2005.
- [25] G. Reyes, «Calculo y seleccion del equipo hidraulico para maquina de compactacion de material reciclable como papel, carton, plastico y aluminio,» instituto politecnico naciol, Ciudad de mexico, 2010.
- [26] L. Monchón, «Diseño de una compactadora de chatarra de alto tonelaje,» Madrid, 2014.
- [27] D. a. p. montenegro, «Programa computacional didactico para el aprendizaje del diseño estatico y dinamico en ingenieria mecanica,» Escuela politecnica nacional, Quito, 2011.
- [28] g. saenz, «slideshare,» 25 agosto 2015. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/gsaenz/matriz-de-ponderacion#:~:text=Matriz%20de%20Ponderaci%C3%B3n%20Se%20usan,de%20forma%20global%20y%20simultanea..> [Último acceso: 14 mayo 2020].
- [29] «Controladores Industriales Inteligentes,» Uned, 2011.
- [30] R. hibbeler, *Dinamica*, mexico: camara nacional de la industria editorial mexicana, 2010.
- [31] C. Melvil y V. Melvin, «DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA,» Ilustre Universidad central de venezuela, caracas, 2004.
- [32] s. moya, «intech,» 24 diciembre 2018. [En línea]. Available: <https://www.isamex.org/intechmx/index.php/2018/12/24/conceptos-basicos-sistemas-de-control/>. [Último acceso: 28 junio 2020].
- [33] A. Sanger, «“LAS FUERZAS Y SU MEDICIÓN”: LEY DE HOOKE,» Escuela de Enseñanza Media, santa fe.

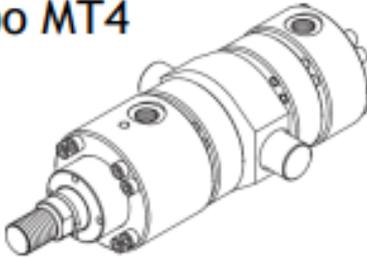
- [34] «el chatarrero,» [En línea]. Available: <https://www.elchatarrero.com/>. [Último acceso: 27 Octubre 2020].
- [35] GUÍA OIML G – 14: Medicion de densidad, Francia, 2011.
- [36] «Donde reciclo,» 21 Enero 2015. [En línea]. Available: <https://www.dondereciclo.org.ar/blog/reciclar-metales/>. [Último acceso: 29 Octubre 2020].
- [37] «lyrsa,» 30 Abril 2020. [En línea]. Available: <https://www.lyrsa.es/que-metales-son-reciclables/>. [Último acceso: 29 Octubre 2020].
- [38] E. Santos, O. Rojas, J. Yenque y A. Lavado, «Diseño y contruccion de piston hidraulico,» *UNMSM*, vol. VIII, nº 1, pp. 13-17, 2005.
- [39] «areatecnologia,» [En línea]. Available: <https://www.areatecnologia.com/NEUMATICA.htm>. [Último acceso: 28 Junio 2021].
- [40] R. 401, «LoctiteTeroson,» [En línea]. Available: <https://blog.reparacion-vehiculos.es/volante-de-inercia-bimasa>. [Último acceso: 28 Junio 2021].
- [41] «GTM,» [En línea]. Available: <http://www.gtmediterraneo.com/productos/depuracion-de-aguas-residuales/sistemas-de-debaste/sinfin-compactador/>. [Último acceso: 28 Junio 2021].

Anexos

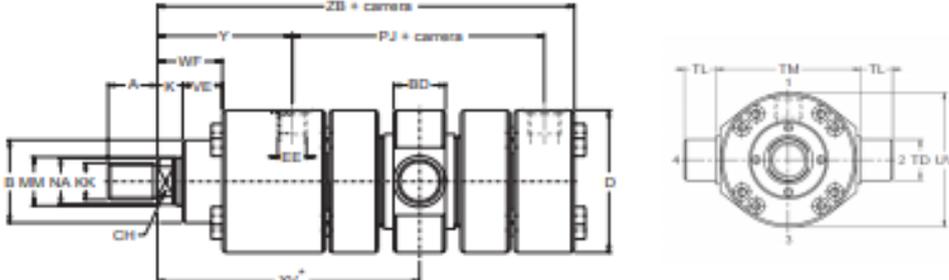
ANEXO 1 SLELECCION DE CILINDROS HIDRAULICOS

Cilindros hidráulicos HMDF Serie ISO 6022
HYDBA

Tipo MT4



Muñones intermedios



Pst. Ø	MM Ø	A	R ¹ Ø	CH	D _{max} Ø	EE (RSP)	KK (Métrico)	NA Ø	K	VE	WF	BD	TD ² Ø	TL	TM ³⁺³	UV Ø	XV mínimo	XV+carrera máximo	Y	PJ	ZB _{max}	Carrera mínima
50	32	38	63	28	105	1/2"	M27x2	31	18	29	47	38	32	25	112	105	180	144	98	120	244	45
	35																					
63	40	45	75	34	122	3/4"	M33x2	38	21	32	53	48	40	32	125	122	195	160	112	133	274	45
	43																					
80	50	56	90	43	145	3/4"	M42x2	48	24	38	80	58	50	40	150	145	220	175	120	155	305	60
	54																					
100	63	70	110	53	175	1"	M48x2	60	27	41	88	73	63	50	180	175	245	185	134	171	340	80
	67																					
125	80	90	132	65	210	1"	M64x3	77	31	45	76	88	80	63	224	210	290	220	153	205	396	95
	87																					
140	90	100	145	75	255	1" 1/4	M72x3	87	31	45	76	98	90	70	265	255	330	240	181	208	430	115
	95																					
160	100	110	160	85	270	1" 1/4	M80x3	95	35	50	85	108	100	80	280	270	340	255	185	235	467	115
	106																					
180	110	125	185	95	315	1" 1/4	M90x3	106	40	55	95	118	110	90	320	315	390	270	205	250	505	150
	121																					
200	125	140	200	-	330	1" 1/4	M100x3	121	40	61	101	133	125	100	335	330	430	280	220	278	550	180
	136																					
250	160	125	250	-	410	1" 1/2	M125x4	155	42	71	113	180	160	125	425	410	505	320	260	325	652	220
	175																					
320	200	160	320	-	510	2"	M160x4	195	48	88	136	220	200	160	530	510	590	380	310	350	764	260
	214																					
400	250	200	400	-	628	2"	M200x4	242	53	110	163	270	250	200	630	628	630	340	310	355	775	340
	270																					

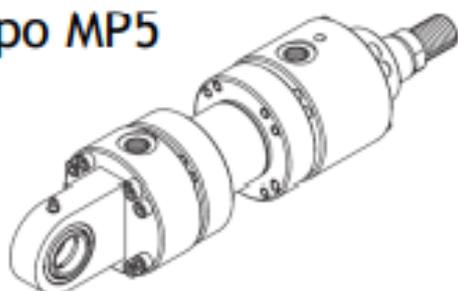
¹ Diámetro no según norma ISO 6022.
² Especificar dimensión en caso de pedido.
 Todas las medidas están indicadas en milímetros.

C/ Cerámica 6 Nave 12 Pol. Ind. Sud Magarola - 08292 Espinassera (Barcelona) SPAIN - Tel: +34 937708797 Fax: +34 937 779 522 - www.hydba.com - info@hydba.com
07

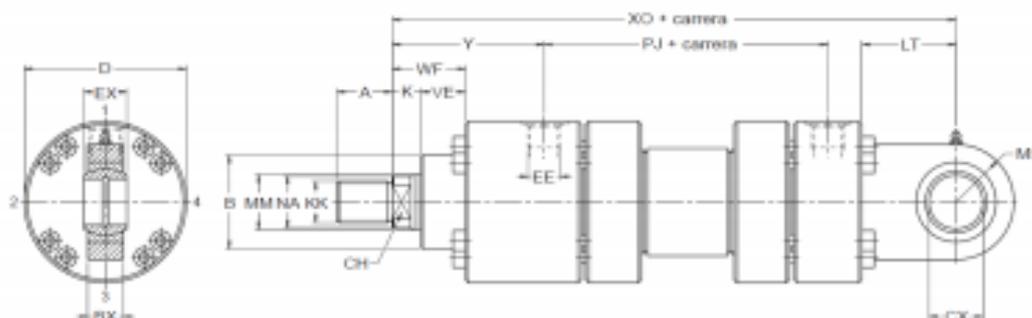
Cilindros hidráulicos HMDF Serie ISO 6022

HYDBA

Tipo MP5



Charnela con rótula



Pist. Ø	MM Ø	A	B ¹ Ø	CH	D _{max} Ø	EE (GGP)	KK (MMxL)	NA Ø	K	VE	WF	BX	CX ¹⁴⁰ Ø	EX ¹¹²	LT	MS _{max}	XO	Y	PJ
50	32	36	63	28	105	1/2"	M27x2	31	18	29	47	27	32	32	61	35	305	98	120
	36			32				35											
63	40	45	75	34	122	3/4"	M33x2	38	21	32	53	35	40	40	74	50	348	112	133
	45			36				43											
80	50	56	90	43	145	3/4"	M42x2	48	24	36	60	40	50	50	90	61,5	395	120	155
	56			46				54											
100	63	63	110	53	175	1"	M48x2	60	27	41	68	50	63	63	102	72,5	442	134	171
	70			60				67											
125	80	85	132	65	210	1"	M64x3	77	31	45	76	60	80	80	124	90	520	153	205
	90			75				87											
140	90	90	145	75	255	1" 1/4	M72x3	87	31	45	76	65	90	90	150	113	580	181	208
	100			85				96											
160	100	95	160	85	270	1" 1/4	M80x3	96	35	50	85	70	100	100	150	125	617	185	235
	110			95				106											
180	110	105	185	95	315	1" 1/4	M90x3	106	40	55	95	80	110	110	185	147,5	690	205	250
	125			-				121											
200	125	112	200	-	330	1" 1/4	M100x3	121	40	61	101	102	125	125	206	160	756	220	278
	140							136											
250	160	125	250	-	410	1" 1/2	M125x4	155	42	71	113	130	160	160	251	200	903	260	325
	180							175											
320	200	160	320	-	510	2"	M160x4	195	48	85	136	162	200	200	316	250	1080	310	350
	220							214											
400	250	200	400	-	628	2"	M200x4	242	53	110	163	192	250	250	300	320	1075	310	355
	280							270											

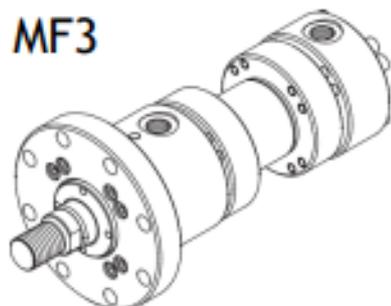
¹ Diámetro no según norma ISO 6022.

Todas las medidas están indicadas en milímetros.

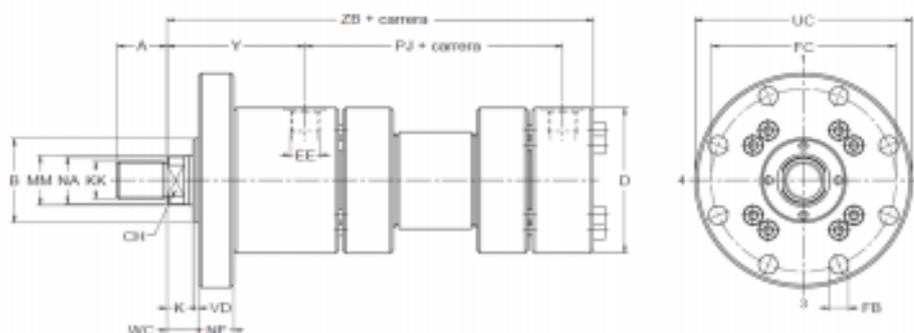
Cilindros hidráulicos HMDF Serie ISO 6022

HYDBA

Tipo MF3



Brida delantera



Pist. Ø	MM Ø	A	B ¹ Ø	CH	D _{max} Ø	EE (GSP)	KK (Métrico)	NA Ø	K	VD	WC	NF	FB Ø	FC Ø	UC Ø	Y	PJ	ZB _{max}
50	32	36	63	28	105	1/2"	M27x2	31	18	4	22	25	13,5	132	155	98	120	244
	36		35	8 agujeros														
63	40	45	75	34	122	3/4"	M33x2	38	21	4	25	28	13,5	150	175	112	133	274
	45		43	8 agujeros														
80	50	56	90	43	145	3/4"	M42x2	48	24	4	28	32	17,5	180	210	120	155	305
	56		54	8 agujeros														
100	63	63	110	53	175	1"	M48x2	60	27	5	32	36	22	212	250	134	171	340
	70		67	8 agujeros														
125	80	85	132	65	210	1"	M64x3	77	31	5	36	40	22	250	290	153	205	398
	90		87	8 agujeros														
140 ¹	90	90	145	75	255	1" 1/4	M72x3	87	31	5	36	40	26	300	340	181	208	430
	100		96	8 agujeros														
160	100	95	160	85	270	1" 1/4	M80x3	96	35	5	40	45	26	315	360	185	235	467
	110		106	8 agujeros														
180 ¹	110	105	185	95	315	1" 1/4	M90x3	108	40	5	45	50	33	365	420	205	250	505
	125		121	8 agujeros														
200	125	112	200	-	330	1" 1/4	M100x3	121	40	5	45	56	33	385	440	220	278	550
	140		136	8 agujeros														
250	160	125	250	-	410	1" 1/2	M125x4	155	42	8	50	63	39	475	540	260	325	652
	180		175	8 agujeros														
320	200	160	320	-	510	2"	M160x4	195	48	8	56	80	45	600	675	310	350	764
	220		214	8 agujeros														
400	250	200	400	-	628	2"	M200x4	242	53	10	63	100	45	720	800	310	355	775
	280		270	12 agujeros														

¹ Diámetros no según norma ISO 6022.

Todas las medidas están indicadas en milímetros.

ANEXO 2 SELECCIÓN DE BOMBA

Catalogue HY30-3300/UK
Technical Data / Dimensions

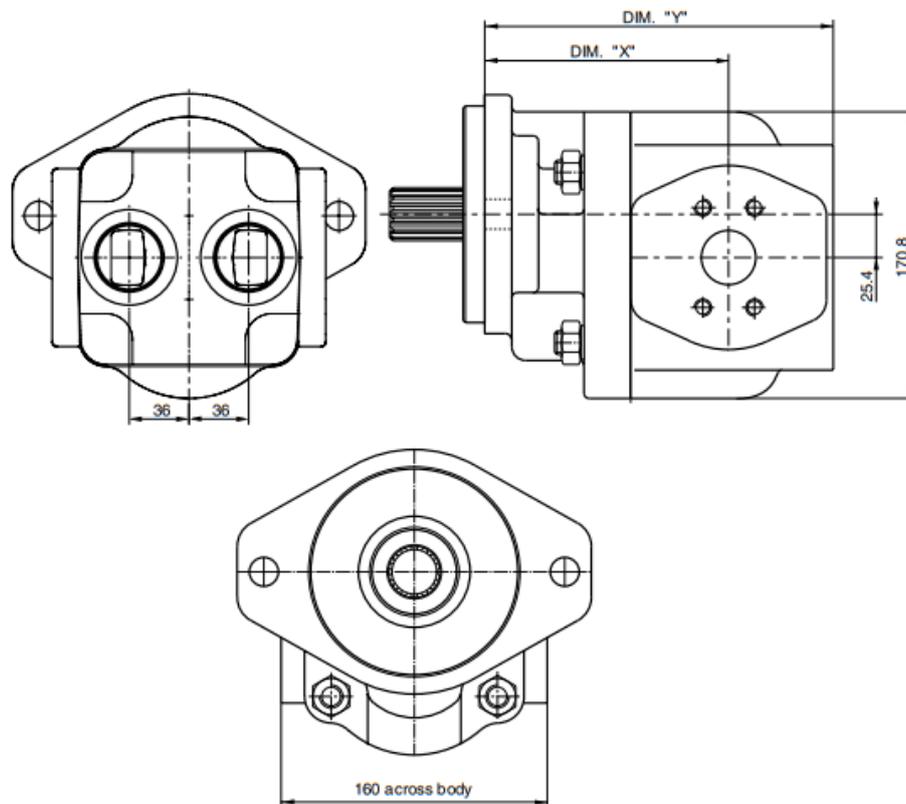
Heavy-duty cast-iron Pumps and Motors
Series PGP, PGM 640

PGP/PGM 640 Specification - Standard Displacements - Single Unit

Pump Displ	Code	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000
	cm ³ /rev	30.0	35.0	40.0	45.0	50.0	55.0	60.0	65.0	70.0	75.0	80.0	90.0	100.0
Max. Continuous Pressure	bar	310	310	310	310	310	310	290	265	245	225	210	190	180
Minimum Speed at max. outlet pressure	rpm	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Maximum Speed at = inlet & max. Outlet pressure	rpm	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Dimension "X"	mm	128.6	128.6	131.8	131.8	135.6	135.6	138.4	138.4	142.2	142.2	142.2	149.8	149.8
Dimension "Y"	mm	176.1	176.1	182.7	182.7	189.3	189.3	195.8	195.8	203.2	203.2	203.2	216.4	216.4
Aprox. Weight	Kg	20.6	20.6	21.2	21.2	22.0	22.0	22.6	22.6	23.3	23.3	25.0	25.5	25.5

Dimension Flanges see pages 73 to 74

Dimension Shafts see page 77



ANEXO 3 SELECCIÓN DE MOTORES



W22 - IE3 Premium Efficiency - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado Tl/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	380 V							
kW	HP							% de la potencia nominal				RPM	Rendimiento			Factor de potencia			Corriente nominal In (A)
												50	75	100	50	75	100	In (A)	
IV Polos																			
0,12	0,16	63	0,068	5,0	2,7	3,3	0,0005	48	106	6,7	48	1715	53,0	61,0	64,0	0,45	0,56	0,65	0,438
0,18	0,25	63	0,103	5,0	2,5	3	0,0006	39	86	7,7	48	1710	62,0	67,0	70,0	0,49	0,61	0,70	0,558
0,25	0,33	63	0,142	5,5	2,9	3,2	0,0007	30	66	8,2	48	1710	66,0	71,0	73,0	0,46	0,59	0,69	0,754
0,37	0,5	71	0,213	5,1	2,8	2,9	0,0007	52	114	8,5	47	1690	71,5	74,5	75,0	0,49	0,62	0,70	1,07
0,55	0,75	71	0,320	4,9	2,8	2,9	0,0008	43	95	11,5	47	1675	75,5	77,0	77,5	0,49	0,62	0,71	1,52
0,75	1	90S	0,416	7,6	2,6	3,2	0,0049	24	53	18,5	51	1755	80,0	84,0	85,5	0,60	0,72	0,79	1,89
1,1	1,5	L90S	0,610	7,6	2,7	3,2	0,0060	18	40	22,0	51	1755	82,5	85,5	86,5	0,60	0,73	0,80	2,42
1,5	2	L90S	0,832	7,7	2,8	3,3	0,0066	15	33	23,0	51	1755	84,0	86,0	86,5	0,59	0,72	0,80	3,29
2,2	3	100L	1,23	7,6	3,8	3,7	0,0097	24	53	33,0	54	1740	86,6	88,2	89,5	0,59	0,72	0,79	4,72
3	4	112M	1,66	7,8	2,6	3,5	0,0156	27	59	42,0	56	1760	87,2	89,0	89,5	0,58	0,70	0,79	6,45
3,7	5	112M	2,05	7,6	2,4	3,3	0,0181	23	51	44,0	56	1755	88,1	89,3	89,5	0,61	0,74	0,80	7,85
4,5	6	112M	2,51	7,0	2,4	3	0,0180	17	37	44,0	56	1745	88,7	89,5	89,5	0,61	0,74	0,80	9,55
5,5	7,5	132S	3,04	8,4	2,4	3,6	0,0488	16	35	67,0	58	1765	89,9	91,2	91,7	0,63	0,76	0,82	11,1
7,5	10	132S	4,14	8,2	2,3	3,5	0,0563	13	29	72,0	58	1765	90,8	91,6	92,0	0,66	0,78	0,84	14,7
9,2	12,5	132M/L	5,08	8,5	2,4	3,5	0,0676	9	20	86,0	58	1765	91,0	91,8	92,4	0,66	0,78	0,84	18,1
11	15	160M	6,07	7,0	2,5	3	0,1188	15	33	112	64	1765	90,6	92,4	92,7	0,63	0,75	0,81	22,2
15	20	160M	8,23	7,7	3	3,5	0,1471	13	29	133	64	1775	91,6	93,2	93,4	0,64	0,75	0,82	29,8
18,5	25	160L	10,2	7,3	2,7	3,2	0,1813	12	26	148	64	1770	92,4	93,6	93,8	0,64	0,75	0,81	36,9
22	30	180M	12,1	7,2	3	3	0,1919	20	44	176	64	1775	93,0	93,8	94,0	0,68	0,78	0,83	42,8
30	40	200M	16,5	6,6	2,2	2,8	0,3202	22	48	215	66	1775	93,6	94,2	94,4	0,70	0,79	0,84	57,4
37	50	200L	20,3	6,4	2,5	2,7	0,3728	20	44	243	66	1775	94,0	94,5	94,6	0,70	0,80	0,84	70,7
45	60	225S/M	24,6	7,5	2,4	2,8	0,6367	14	31	404	67	1780	94,2	94,7	95,1	0,71	0,80	0,85	84,5
55	75	225S/M	30,1	7,5	2,4	2,8	0,7346	12	26	430	67	1780	94,5	95,0	95,4	0,74	0,83	0,87	101
75	100	250S/M	41,0	7,5	2,5	2,8	1,01	12	26	505	68	1780	94,6	95,2	95,5	0,74	0,83	0,87	137
90	125	280S/M	49,1	7,2	2	2,7	1,87	24	53	683	73	1785	94,7	95,3	95,6	0,75	0,83	0,86	167
110	150	280S/M	60,0	7,9	2,4	2,9	2,33	20	44	753	73	1785	94,8	95,5	95,8	0,75	0,83	0,86	203
132	180	315S/M	71,8	7,4	2,4	2,6	3,00	24	53	958	75	1790	94,5	95,5	96,2	0,74	0,82	0,86	243
150	200	315S/M	81,6	7,8	2,7	2,7	3,55	20	44	1029	75	1790	94,9	95,9	96,2	0,73	0,82	0,86	276
185	250	315S/M	101	7,6	2,4	2,5	3,89	20	44	1072	75	1790	95,3	96,0	96,3	0,75	0,83	0,87	336
200	270	355M/L	109	7,4	2,3	2,4	5,76	25	55	1388	78	1790	95,4	96,1	96,3	0,76	0,83	0,86	367
220	300	355M/L	120	7,3	2,5	2,4	6,30	22	48	1438	78	1790	95,6	96,2	96,4	0,77	0,84	0,87	398
260	350	355M/L	141	7,3	2,3	2,3	7,20	20	44	1519	78	1790	95,8	96,4	96,5	0,78	0,85	0,87	470
300	400	355M/L	163	7,8	2,5	2,4	8,09	12	26	1615	78	1790	95,9	96,4	96,6	0,76	0,84	0,87	542
330	450	355M/L	180	7,8	2,6	2,6	9,51	14	31	1751	78	1790	96,0	96,5	96,7	0,73	0,82	0,86	603
370	500	355M/L	201	7,6	2,7	2,4	11,1	18	40	1916	78	1790	96,3	96,6	96,8	0,74	0,83	0,86	675
400	550	355M/L	218	7,4	2,4	2,4	11,6	15	33	1966	78	1790	96,3	96,6	96,8	0,74	0,83	0,86	731
High-output design																			
132	180	280S/M	72,0	7,6	2,4	2,6	2,56	15	33	781	73	1785	94,8	95,6	95,9	0,76	0,83	0,87	241
150	200	280S/M	81,8	7,6	2,5	2,6	2,85	15	33	828	73	1785	95,2	95,7	96,2	0,74	0,83	0,86	276

ANEXO 4 SELECCIÓN DE ELECTROVALVULAS

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch GroupDirectional spool valves, direct operated,
with solenoid actuation

Type 5-.WE

RE 23352

Edition: 2015-09

Replaces: 2012-04



- ▶ 5-chamber version
- ▶ Size 10
- ▶ Component series 5X
- ▶ Maximum operating pressure 420 bar [6091 psi]
- ▶ Maximum flow 150 l/min [39.6 US gpm]

**Features**

- ▶ 4/3-, 4/2- or 3/2-way version
- ▶ Porting pattern according to ISO 4401-05-04-0-05 and NFPA T3.5.1 R2-2002 D05
- ▶ High-power solenoid, optionally rotatable by 90°
- ▶ Electrical connection as individual connection
- ▶ Cartridge optionally equipped with PWM connector (fast switching amplifier, energy reduction)
- ▶ Manual override, optional
- ▶ Spool position monitoring, optional
- ▶ CE conformity according to the Low-Voltage Directive 2006/95/EC for electrical voltages > 50 VAC or > 75 VDC
- ▶ Solenoid coil with UR approval UL 429
- ▶ Approval according to CSA C22.2 No. 139-10, optional

Contents

Features	1
Ordering codes	2 ... 4
Symbols	5, 6
Function, section	7, 8
Technical data	9 ... 11
Characteristic curves	12
Performance limits	13 ... 15
Dimensions	16 ... 18
Over-current fuse and switch-off voltage peaks	19
Electrical connections, assignment	19
Mating connectors	20
Project planning information	20
Additional information	21

ANEXO 5 SELECCIÓN DE MOTOR REDUCTORES



PE | Español | Inicio de sesión

Introducir el término de búsqueda o la designat

Productos | Soluciones | Servicios | Sectores | Online Support

Empresa

Online Support | Ingeniería y selección | Configurador de productos

Driveconfigurator

FA37DRN100L4

Opciones del usuario

Selección de productos

1 Búsqueda

>

2 Variantes

>

3 Opciones

>

4 Resumen

Siguiente

>

Búsqueda

Designación del tipo requerido: Búsqueda

Diseño del reductor:

Tipo motor:

País de uso:

Potencia del motor P [kW] / Par Ma [Nm]: ± / ±

Velocidad de salida na [1/min] / Índice de reducción i: ± / ±

Factor de servicio fB:

Clase con eficiencia internacional (IE): i

Nº de polos:

Factor de duración: Operación de convertidor de frecuencia

Velocidades de salida bajas especiales: i



Resultados de la búsqueda

Denominación	Clase eficiente	P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	fB	na2 [1/min]	Factor con duración cíclica
FA37DRN100L4	IE3	3	195	146	8,97	1,2	1763	S1-100%
FA37DRN100L4	IE3	3	168	170	10,42	1,1	1763	S1-100%
FA37DRN100L4	IE3	3	158	181	11,08	1,05	1763	S1-100%
FA27DRN100L4	IE3	3	215	133	8,13	0,9	1763	S1-100%
FA37DRN100L4	IE3	3	218	131	8,01	1,3	1763	S1-100%
FA27DRN100L4	IE3	3	253	113	6,91	1	1763	S1-100%
FA37DRN100L4	IE3	3,7	198	180	8,97	0,95	1758	S1-100%
FA37DRN100L4	IE3	3	260	110	6,74	1,25	1763	S1-100%
FA37DRN100L4	IE3	3,7	219	161	8,01	1,05	1758	S1-100%
FA37DRN100L4	IE3	3,7	169	210	10,42	0,9	1758	S1-100%

Nº de líneas

|< < 1 2 3 4 > >|

ANEXO 6 SELECCIÓN DE MOTORREDUCTORES



PE | Español ▼
Inicio de sesión ▼

Introducir el término de búsqueda o la designat

Productos
Soluciones
Servicios
Sectores
Online Support
Empresa

Online Support ▼
Ingeniería y selección ▼
Configurador de productos

Driveconfigurador
FA37DRN90L4
Opciones del usuario

Selección de productos

1 Búsqueda >

2 Variantes >

3 Opciones >

4 Resumen

Siguiente

Búsqueda

Designación del tipo requerido: Búsqueda

Diseño del reductor: ▼

Tipo motor: ▼

País de uso: ▼

Potencia del motor P [kW] / Par Ma [Nm]: ± / ±

Velocidad de salida na [1/min] / Índice de reducción i: ± / ±

Factor de servicio fB: ±

Clase con eficiencia internacional (IE): ▼

Nº de polos: ▼

Factor de duración: ▼ Operación de convertidor de frecuencia

Velocidades de salida bajas especiales:



Resultados de la búsqueda

Denominación	Clase eficiente	P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	fB	na2 [1/min]	Factor con duración cíclica
FA37DRN90L4	IE3	1,5	74	194	23,88	1,05	1787	S1-100%
FA37DRN90L4	IE3	1,5	86	167	20,57	1,2	1787	S1-100%
FA37DRN90L4	IE3	1,5	91	166	19,27	1,25	1787	S1-100%
FA27DRN90L4	IE3	1,5	108	132	16,28	1	1787	S1-100%
FA47DRN90L4	IE3	1,5	68	205	25,72	1,9	1787	S1-100%
FA37DRN90L4	IE3	1,5	103	138	17,03	1,45	1787	S1-100%
FA47DRN90L4	IE3	1,5	81	177	21,82	2,3	1787	S1-100%
FA37DRN90L4	IE3	1,5	111	128	15,81	1,55	1787	S1-100%
FA57DRN90L4	IE3	1,5	62	230	28,45	2,3	1787	S1-100%
FA47DRN100LM4	IE3	2,2	60	305	25,72	1,3	1782	S1-100%

Nº de líneas ▼ |< < 1 2 3 > >|

ANEXO 7 SELECCIÓN DE CONDUCTORES



TABLA DE DATOS TECNICOS THW - 90 (mm ²)								
CALIBRE CONDUCTOR	NUMERO HILOS	DIAMETRO HILO	DIAMETRO CONDUCTOR	ESPESOR AISLAMIENTO	DIAMETRO EXTERIOR	PESO	AMPERAJE (*)	
							AIRE	DUCTO
mm ²		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	A	A
2.5	7	0.66	1.92	0.8	3.5	32	37	27
4	7	0.84	2.44	0.8	4.1	47	45	34
6	7	1.02	2.98	0.8	4.6	67	61	44
10	7	1.33	3.99	1.1	6.2	117	88	62
16	7	1.69	4.67	1.5	7.7	186	124	85
25	7	2.13	5.88	1.5	8.9	278	158	107
35	7	2.51	6.92	1.5	10	375	197	135
50	19	1.77	8.15	2	12.3	520	245	160
70	19	2.13	9.78	2	13.9	724	307	203
95	19	2.51	11.55	2	15.7	981	375	242
120	37	2.02	13	2.4	18	1245	437	279
150	37	2.24	14.41	2.4	19.4	1508	501	318
185	37	2.51	16.16	2.4	21.1	1866	586	361
240	37	2.87	18.51	2.4	23.5	2416	654	406
300	37	3.22	20.73	2.8	26.5	3041	767	462
400	61	2.84	23.51	2.8	29.3	3846	908	541
500	61	3.21	26.57	2.8	32.3	4862	1037	603

ANEXO 8 SELECCIÓN DE MANGUERAS

Hidráulica
Racores y mangueras de goma

Racores y mangueras de media presión
301SN

1

Construcción	<ul style="list-style-type: none"> Tubo: Nitrilo (NBR). Refuerzo: doble malla de acero de alta resistencia. Cubierta: goma sintética.
Fluidos recomendados	<ul style="list-style-type: none"> Fluidos con base de petróleo y agua-glicol, aceites lubricantes, aire y agua. Si el aire supera los 1,7 MPa, la cubierta de la manguera debe estar picada.
Temperatura de trabajo	<ul style="list-style-type: none"> -40°C a +100°C (Aire máx. +70°C, Agua máx. +85°C).
Presión de rotura	<ul style="list-style-type: none"> Presión de trabajo x4.
Especificaciones aplicables	<ul style="list-style-type: none"> EN 853-2SN / SAE 100R2 AT / ISO 1436 Tipo 2.
Serie de racores	<ul style="list-style-type: none"> 48.
Aplicaciones	<ul style="list-style-type: none"> Aplicaciones hidráulicas generales de media presión
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> Construcción de manguera de cubierta fina No-Skive, tubo interior de nitrilo (NBR).
Beneficios	<ul style="list-style-type: none"> Para una mayor compatibilidad de fluidos y resistencia a bioaceites.

301SN - Manguera No-Skive - EN 853 2SN / ISO 1436 Tipo 2



Referencia	Diámetro interno de manguera				Diámetro externo mm	Presión de trabajo		Radio de curvatura mm
	DN	pulgada	módulos	mm		psi	Mpa	
301SN-4	6	1/4	-04	6.3	15.0	5800	40.0	100
301SN-5	8	5/16	-05	7.9	16.8	5075	35.0	115
301SN-6	10	3/8	-06	9.5	19.0	4775	33.0	130
301SN-8	12	1/2	-08	12.7	22.2	4000	27.5	180
301SN-10	16	5/8	-10	15.9	25.4	3600	25.0	200
301SN-12	20	3/4	-12	19.1	29.3	3100	21.5	240
301SN-16	25	1	-16	25.4	38.1	2400	16.5	300
301SN-20	32	1 1/4	-20	31.8	47.5	1800	12.5	420
301SN-24	40	1 1/2	-24	38.1	55.0	1300	9.0	500
301SN-32	50	2	-32	50.8	67.0	1150	8.0	630

La combinación de temperaturas elevadas y presión alta puede reducir la vida útil de la manguera.

SITASA

Suministros Industriales del Tajo S.A. C/ del Río Jarama 52 - 45007, Toledo - Spain
Tel.: 925 23 22 00 - Fax: 925 23 21 47 - Email: sitasa@sitasa.com - www.sitasa.com

ANEXO 9 SELECCIÓN DE DEPOSITO HIDRAULICO

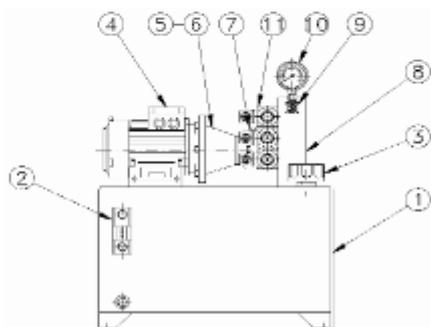
CENTRALES HIDRAULICAS SERIE "IDV"

CARACTERISTICAS GENERALES

Las centrales hidráulicas "IDV" están equipadas con bombas de pistones de caudal variable con regulación de desplazamiento y bajo nivel de ruido, son de concepción compacta con moto bomba vertical y con todos los componentes colocados sobre el depósito. Al tener la posibilidad de incorporar diferentes bloques hidráulicos (modulares, bloques especiales...) la serie "IDV" se adapta a mayoría de aplicaciones.

COMPONENTES ESTANDAR

Motor eléctrico trifásico de 2,2 a 45 kW.
 Bomba de caudal variable de 10 a 100 cc/rev
 Filtro de aire.
 Nivel Visual.
 Filtro de retorno
 Filtro de aspiración sumergido.
 Manómetro de glicerina con protector.
 Depósito de acero de 30-300 lts.



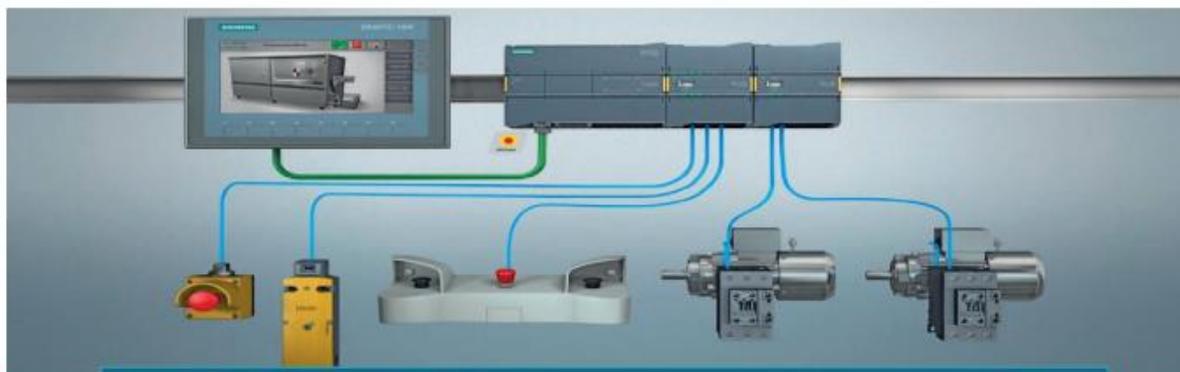
CODIFICACION

IDP	- 55	- 22	- 5,5	- R	- NG61	-10
Serie	Capacidad de depósito (lts)	Cilindrada bomba (cc/rev)	Potencia Motor (kW)	Filtro retorno	Placa base (Ver Tabla)	Nº Serie
IDV	30: 30 lts.	10: 10 cc/rev	2,2: 2,2 kW	R: Con filtro	C: Colector con manom.	10
	55: 55 lts.	16: 15,8 cc/rev	3: 3 kW		N61: NG8 1 estación	
	75: 75 lts.	22: 22,2 cc/rev	4: 4 kW		N62: NG8 2 estaciones	
	100: 100 lts.	37: 38,9 cc/rev	5,5: 5,5 kW		N63: NG8 3 estaciones	
	180: 180 lts.	56: 56,2 cc/rev	7,5: 7,5 kW		N64: NG8 4 estaciones	
	225: 225 lts.	71: 70,7 cc/rev	9: 9 kW		N65: NG8 5 estaciones	
	300: 300 lts.	100: 100,5 cc/rev	11: 11 kW		N66: NG8 6 estaciones	
			15: 15 kW		N67: NG8 6 estaciones	
		18,5: 18,5 kW	N101: NG10 1 estación			
		22: 22 kW	N102: NG10 2 estaciones			
		30: 30 kW	N103: NG10 3 estaciones			
		37: 37 kW	N104: NG10 4 estaciones			
		45: 45 kW	N105: NG10 5 estaciones			
			N106: NG10 6 estaciones			
			N107: NG10 6 estaciones			

ACCESORIOS OPCIONALES

Refrigerador aire-aceite para drenajes
 Nivel eléctrico.
 Termostato.
 Bloques hidráulicos especiales.
 Electroválvulas y valvulas modulares NG6 y 10.

ANEXO 10 SELECCIÓN DE PLC

CONTROLADORES LÓGICOS PROGRAMABLES
SIMATIC S7-1200

Spiridon	Código (MLFB)	Descripción	Precio Lista Unit. SI.
SIMATIC S7-1200 unidades centrales CPU's			
100286425	6ES7211-1BE40-0XB0	CPU 1211C AC/DC/RLY, 6 DI/4 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: AC 85 - 264 VAC BEI 47 - 63 HZ, conexión Ethernet Industrial RJ45.	1,333
100286426	6ES7211-1AE40-0XB0	CPU 1211C DC/DC/DC, 6 DI/4 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	1,333
100286427	6ES7211-1HE40-0XB0	CPU 1211C DC/DC/RLY, 6 DI/4 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	1,333
100286428	6ES7212-1BE40-0XB0	PU 1212C AC/DC/RLY, 8 DI/6 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: AC 85 - 264 VAC BEI 47 - 63 HZ, conexión Ethernet Industrial RJ45.	1,757
100286429	6ES7212-1AE40-0XB0	CPU 1212C DC/DC/DC, 8 DI/6 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	1,757
100286430	6ES7212-1HE40-0XB0	CPU 1212C DC/DC/RLY, 8 DI/6 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	1,757
100286431	6ES7214-1BG40-0XB0	CPU 1214C AC/DC/RLY, 14 DI/10 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: AC 85 - 264 VAC BEI 47 - 63 HZ, conexión Ethernet Industrial RJ45.	2,429
100286432	6ES7214-1AG40-0XB0	CPU 1214C DC/DC/DC, 14 DI/10 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	2,429
100286435	6ES7214-1HG40-0XB0	CPU 1214C DC/DC/RLY, 14 DI/10 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	2,429
100286436	6ES7215-1BG40-0XB0	CPU 1215C-2PN AC/DC/RLY, 14 DI/10 DO/2 AI, 0-10 VDC/2 AO, 0-20mA DC. Alimentación: AC 85 - 264 VAC BEI 47 - 63 HZ, conexión Ethernet Industrial RJ45.	4,003
100286437	6ES7215-1AG40-0XB0	CPU 1215C-2PN DQDQDC, 14 DI/10 DO/2 AI, 0-10 VDC/2 AO, 0-20mA DC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	4,003
100286438	6ES7215-1HG40-0XB0	CPU 1215C-2PN DQDQRLY, 14 DI/10 DO/2 AI, 0-10 VDC/2 AO, 0-20mA DC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	4,003
100286439	6ES7217-1AG40-0XB0	CPU 1217C-2PN DQDQDC, 14 DI (10 DI 24 VDC, 4 DI 1.5 VDC) /10 DO (6 DO 24 VDC, 4 DO 1.5 VDC) /2 AI, 0-10 VDC/2 AO, 0-20mA DC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	5,792
CPUs de Seguridad S7 1200			
	6ES7212-1AF40-0XB0	CPU 1212FC DC/DC/DC, 8 DI/6 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	3,641
	6ES7212-1HF40-0XB0	CPU 1212FC DC/DC/RLY, 8 DI/6 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	3,641
	6ES7214-1AF40-0XB0	CPU 1214FC DC/DC/DC, 14 DI/10 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	5,735
	6ES7214-1HF40-0XB0	CPU 1214FC DC/DC/RLY, 14 DI/10 DO/2 AI, 0-10 VDC. Alimentación: DC 20,4 - 28,8 VDC, conexión Ethernet Industrial RJ45.	5,735

ANEXO 11 MODULO DE SALIDAS DIGITALES

CONTROLADORES LÓGICOS PROGRAMABLES SIMATIC S7-1200

Spiridon	Código (MLFB)	Descripción	Precio Lista Unit. \$/.
	Fuente alimentación formato S7-1200		
100025717	6EP1 332-15H71	PM1207 fuente alimentación estabiliz. Entrada: AC 120/230 V. Salida: DC 24V/2,5A	617
	Módulos de entradas digitales		
100262793	6ES7 221-1BF32-0XBO	SM 1221, 8 DI, 24 VDC, Sink/Source.	783
100261352	6ES7 221-1BH32-0XBO	SM 1221, 16 DI, 24 VDC, Sink/Source.	1,245
	Módulos de salidas digitales		
100261065	6ES7 222-1BF32-0XBO	SM 1222, 8 DO, 24 VDC, transistor 0, 5A.	783
100262796	6ES7 222-1BH32-0XBO	SM 1222, 16 DO, 24 VDC, transistor 0, 5A.	1,245
100262171	6ES7 222-1HF32-0XBO	SM 1222, 8 DO, relés 2A.	783
100262168	6ES7 222-1HH32-0XBO	SM 1222, 16 DO, relés 2A.	1,245
	Módulos de salidas digitales		
100025516	6ES7 223-0BD30-0XBO	SB 1223, 2 DI / 2 DO, 2 DI 24 VDC / 2 DO 24 VDC.	458
100260613	6ES7 223-1BH32-0XBO	SM 1223, 8 DI / 8 DO, 8 DI DC 24 V, Sink/Source, 8 DO, transistor 0, 5A.	1,245
100260611	6ES7 223-1BL32-0XBO	SM 1223, 16 DI / 16 DO, 16 DI DC 24 V, Sink/Source, 16 DO, transistor 0, 5A.	1,972
100262797	6ES7 223-1PH32-0XBO	SM 1223, 8 DI / 8 DO, 8 DI DC 24 V, Sink/Source, 8 DO, rele 2A.	1,245
100262428	6ES7 223-1PL32-0XBO	SM 1223, 16 DI / 16 DO, 16 DI DC 24 V, Sink/Source, 16 DO, rele 2A.	1,972
100276827	6ES7 223-1QH32-0XBO	SM1223, 8 DI 120/230 VAC +8 salidas relés de 220 VAC, 2 A.	1,704
	Módulos de entradas analógicas		
100262429	6ES7 231-4HD32-0XBO	SM 1231, 4 AI (+/-10V, +/-5V, +/-2.5V, 0..20mA x 12 BIT + Signo).	1,513
100262443	6ES7 231-4HF32-0XBO	SM 1231, 8 AI (+/-10V, +/-5V, +/-2.5V, 0..20mA x 12 BIT + Signo).	2,459
100277345	6ES7 231-5PD32-0XBO	SM 1231 RTD, 4 AI RTD (termo-resistencia) x 16 BIT del tipo: Platino (Pt).	2,351
100280708	6ES7 231-5PF32-0XBO	SM 1231 RTD, 8 AI RTD (termo-resistencia) x 16 BIT del tipo: Platino (Pt), Cobre (Cu), Nickel (Ni) o Resistencia.	3,788
100273586	6ES7 231-5QD32-0XBO	SM 1231 TC, 4 AITC (termo-cuplas) x 16 BIT del tipo: J, K, T, E, R, S, N, C, TXK/XX(L) ó voltaje rango: ±80 mV.	2,351
100278033	6ES7 231-5QF32-0XBO	SM 1231 Tc, 8 AITC (termo-cuplas) x 16 BIT del tipo: J, K, T, E, R, S, N, C, TXK/XX(L) ó voltaje rango: ±80 mV.	3,394
	Módulos de salidas analógicas		
100025707	6ES7 232-4HA30-0XBO	SB1232, 1 AO (+/- 10V x 12 BIT ó 0..20mA x 13 BIT).	725
100260614	6ES7 232-4HB32-0XBO	SM1232, 2 AO (+/-10V x 14 BIT ó 0..20mA x 13 BIT).	1,780
100268764	6ES7 232-4HD32-0XBO	SM1232, 4 AO (+/-10V x 14 BIT ó 0..20mA x 13 BIT).	2,551
	Módulos de entradas/salidas analógicas		
100260612	6ES7 234-4HE32-0XBO	SM 1234, 4 AI / 2 AO, +/- 10V, resolución 14 BIT, ó 0-20 mA, resolución 13 BIT.	2,449
	Módulo de expansión de seguridad		
	6ES7 226-6BA32-0XBO	SIMATIC S7-1200, módulo de entradas digitales SM 1226, F-DI 16x DC 24V, PROFIsafe, ancho 70 mm, hasta PL e (ISO 13849-1) / SIL3 (IEC 61508)	1,864
	6ES7 226-6DA32-0XBO	SIMATIC S7-1200, módulo de salidas digitales SM 1226, F-DQ 4x DC 24V 2 A, PROFIsafe, ancho 70 mm, hasta PL e (ISO 13849-1) / SIL3 (IEC 61508)	1,864
	6ES7 226-6RA32-0XBO	SIMATIC S7-1200, salida por relé SM 1226, F-DQ 2x RLY 5A, PROFIsafe, ancho 70 mm, hasta PL e (ISO 13849-1) / SIL3 (IEC 61508)	2,559

ANEXO 12 FUENTE DE ALIMENTACION

FUENTES DE ALIMENTACIÓN SITOP Lite

SITOP lite es la serie de fuentes de alimentación para requisitos básicos en entornos industriales que ofrece todas las funciones principales a un precio económico y sin concesiones en calidad y fiabilidad.

El rango de tensión de entrada amplio permite conectar estas fuentes a las más diversas redes de alimentación monofásica.



Fuente SITOP Lite



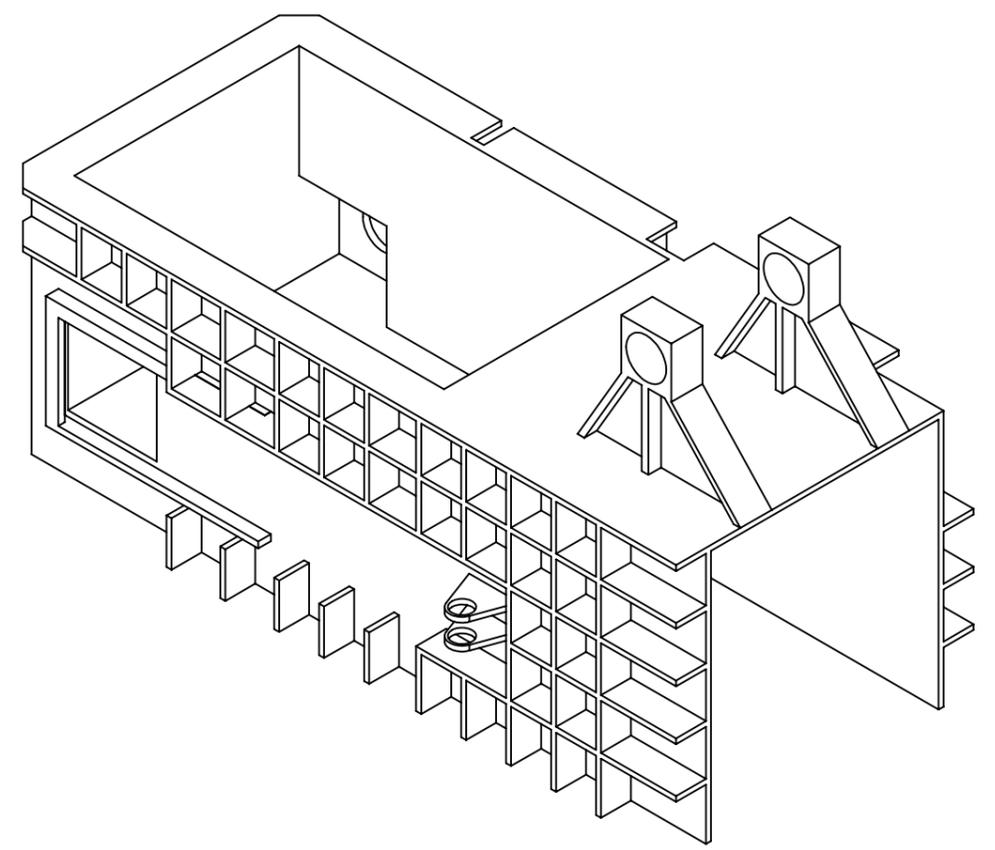
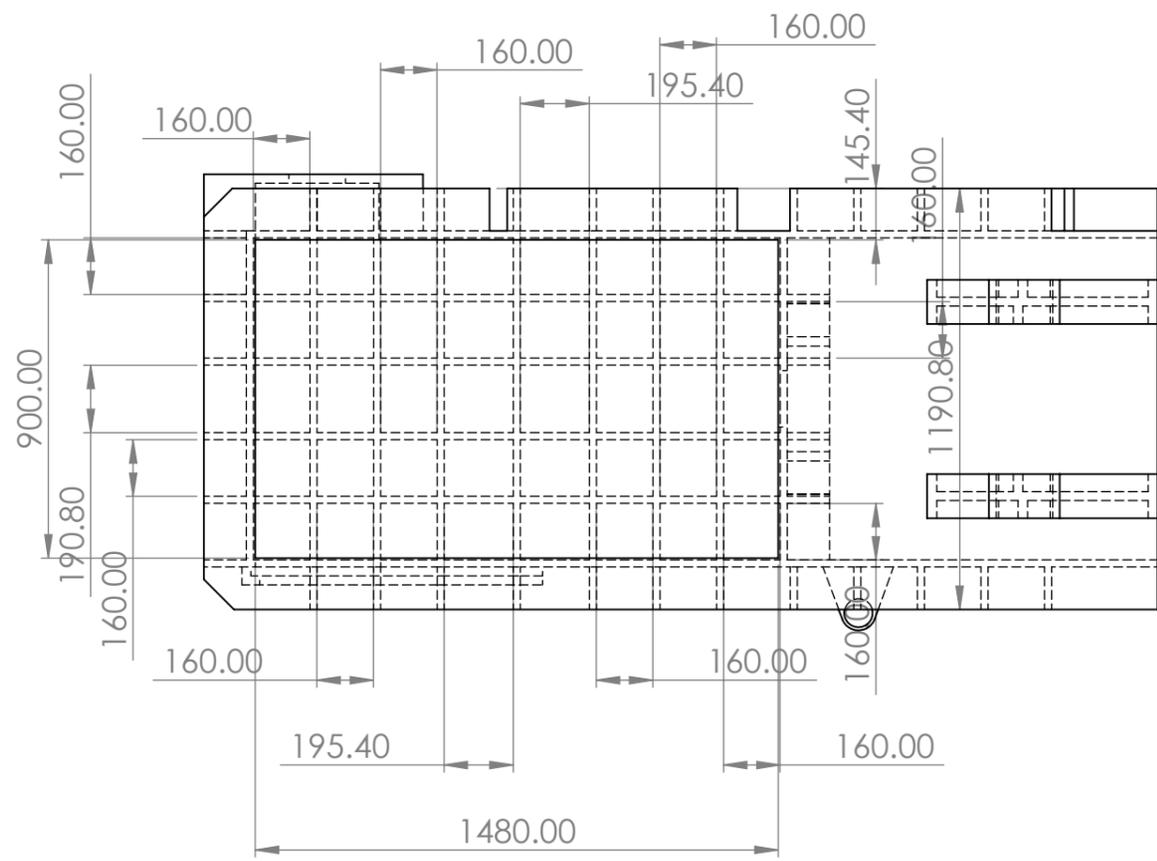
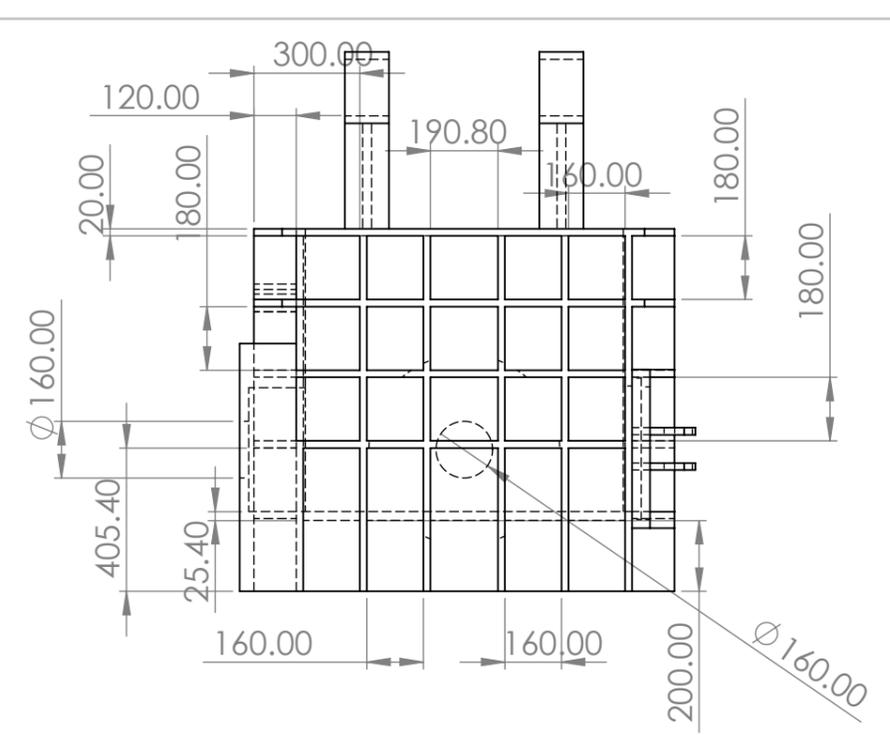
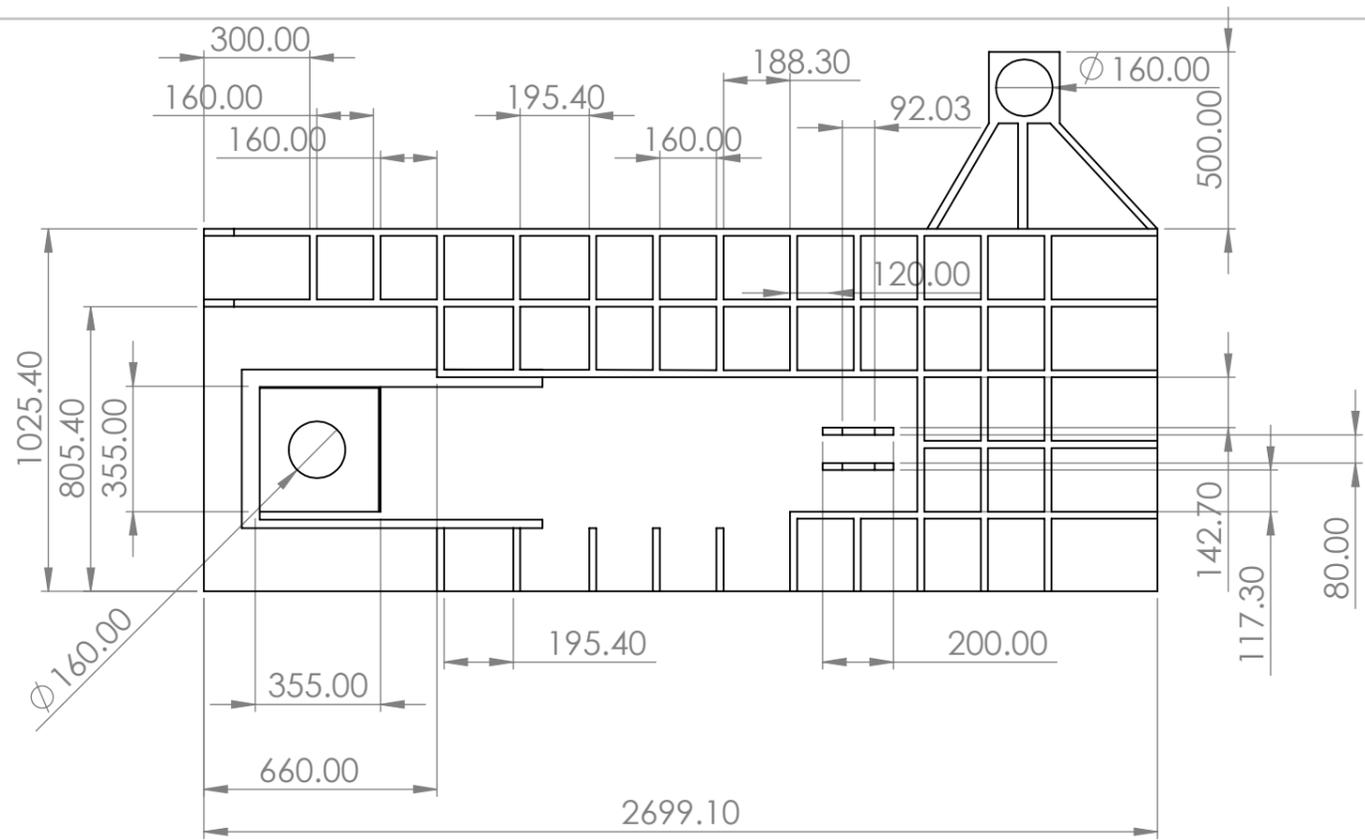
Ventajas:

- 24 VDC / 2,5 A, 5 A y 10 A para aplicaciones industriales con requisitos básicos.
- Entrada monofásica de rango amplio con conmutación manual.
- Ancho reducido.
- No es preciso respetar distancias libres a los lados.
- Rendimiento de hasta un 89%.
- LED verde para "24 V.O.K."
- Conectividad en paralelo.
- Rango de temperatura ambiente de 0 °C a +60 °C (ab 45 °C con derating).
- Refrigeración por convección natural.
- Protección contra cortocircuitos y sobrecarga.

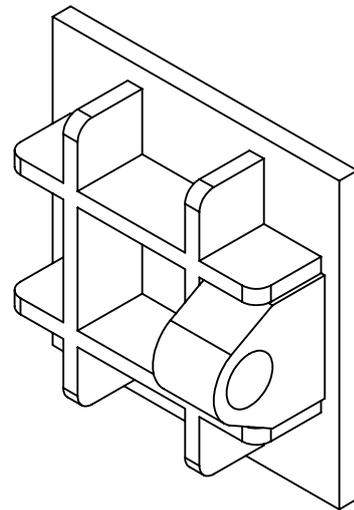
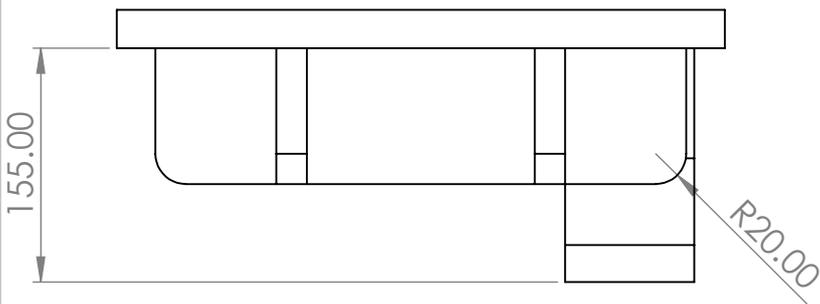
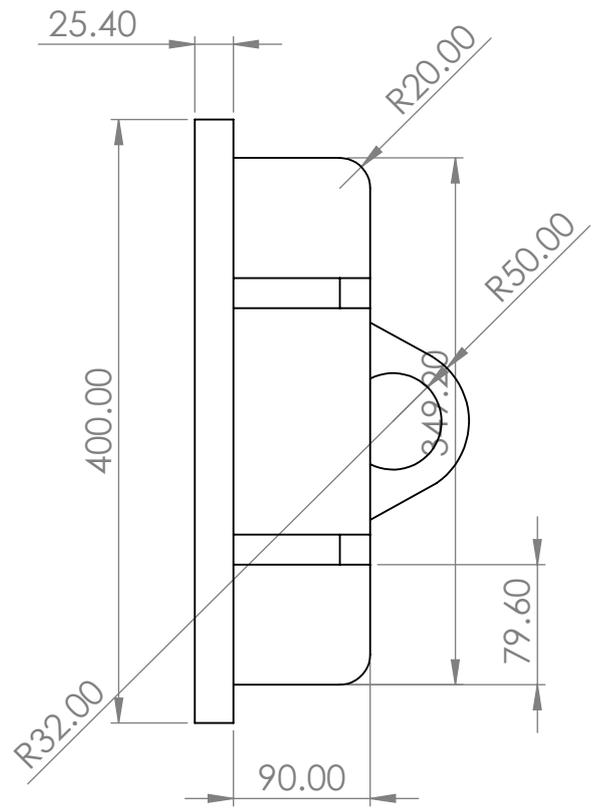
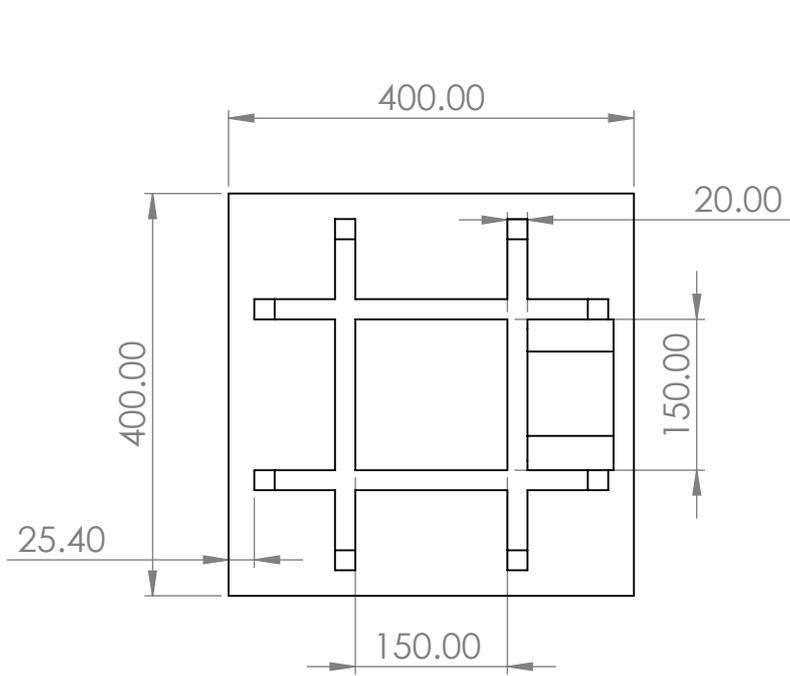
Spiridon	Código (MLFB)	Tensión de Entrada	Tensión de Salida	Corriente de Salida	Descripción	Precio Lista Unit. S/.
100199628	6EP1332-1LB00	100-230 VAC	24 VDC	2.5 A	SITOP PSU100L 24 V / 2.5 A Fuente de alimentación estabilizada.	390
100199650	6EP1333-1LB00	100-230 VAC	24 VDC	5 A	SITOP PSU100L 24 V / 5 A Fuente de alimentación estabilizada.	551
100199652	6EP1334-1LB00	100-230 VAC	24 VDC	10 A	SITOP PSU100L 24 V / 10 A Fuente de alimentación estabilizada.	906

Notas: Para mayor información visite: www.siemens.com/sitop

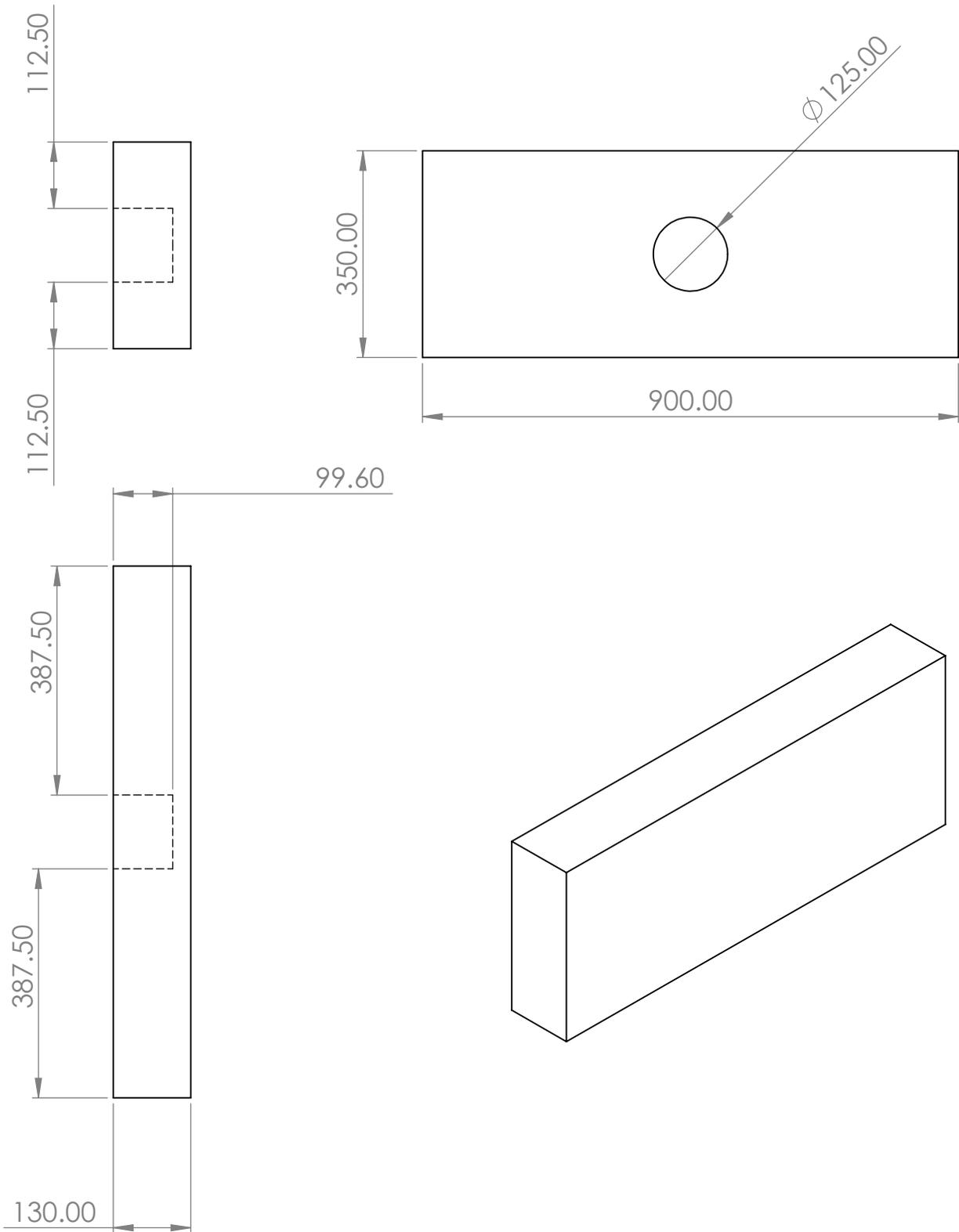
ANEXO 13 PLANOS DEL SISTEMA DE COMPACTACION



	Observaciones:	Título:	Plano N°:
		Camara de compactacion	1
	Un. dim. mm.	Escala:	Dibujado por:
		1:10	Omar saenz camacho
		Comprabado por:	Fecha:
			20/04/2023
			Fecha:
			20/04/2023



	Observaciones:	Título: Compuerta de la camara de compactacion		Plano N°: 02
	Un. dim. mm.	Escala: 1:10	Dibujado por: Omar saenz camacho	Hoja N°: 2
	 		Comprabado por:	Fecha: 20/04/2023
				Fecha: 20/04/2023



Observaciones:

Título:

Placa compactadora del cilindro A

Plano N°: 03

Hoja N°: 3

Un. dim. mm.

Escala:

1:10

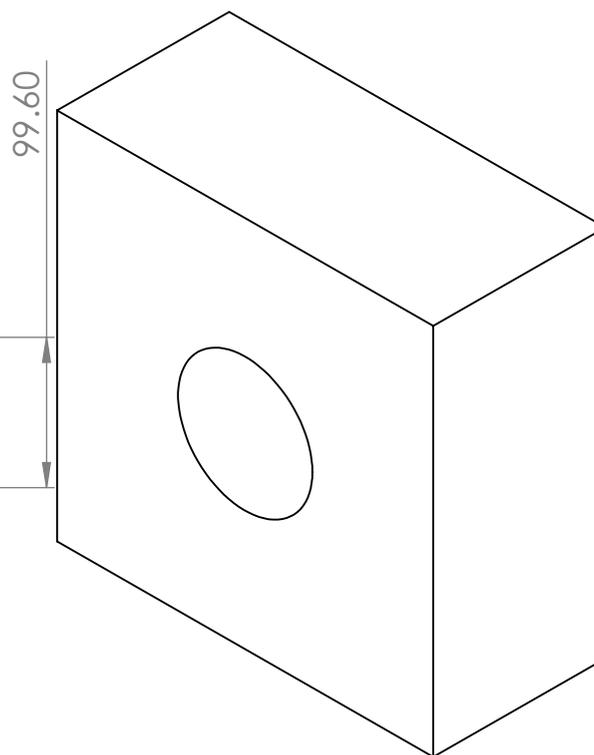
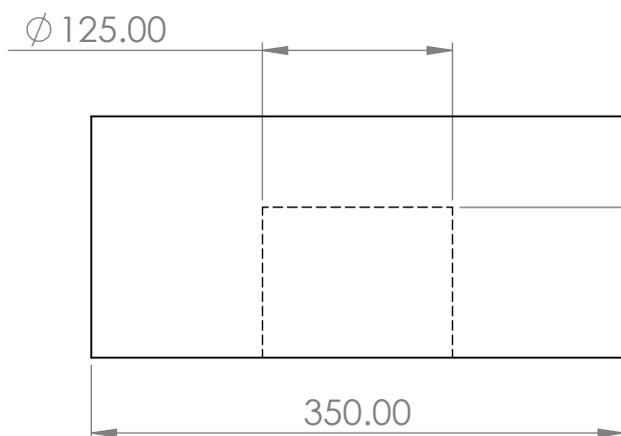
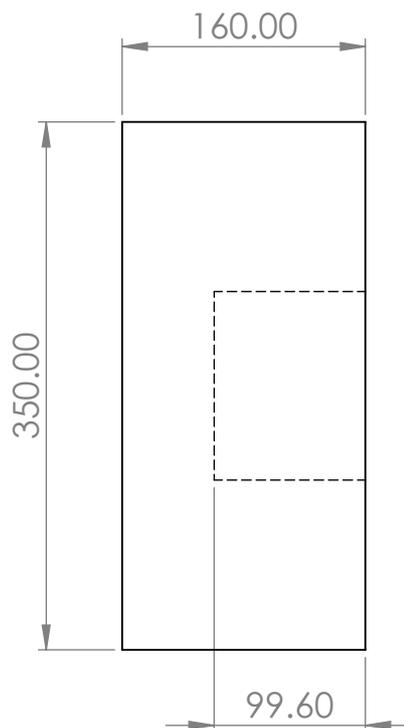
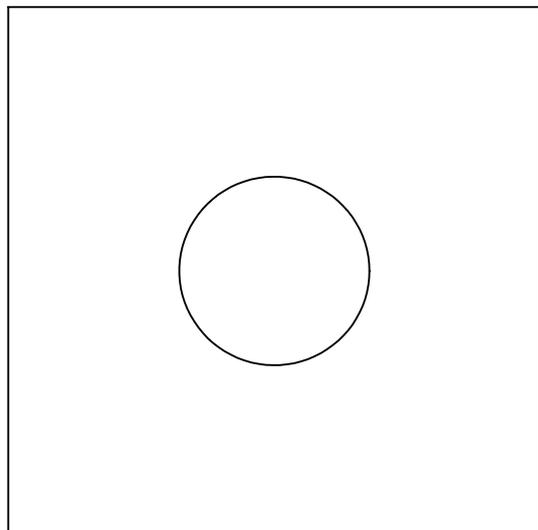
Dibujado por: Omar saenz camacho

Fecha: 20/04/2023

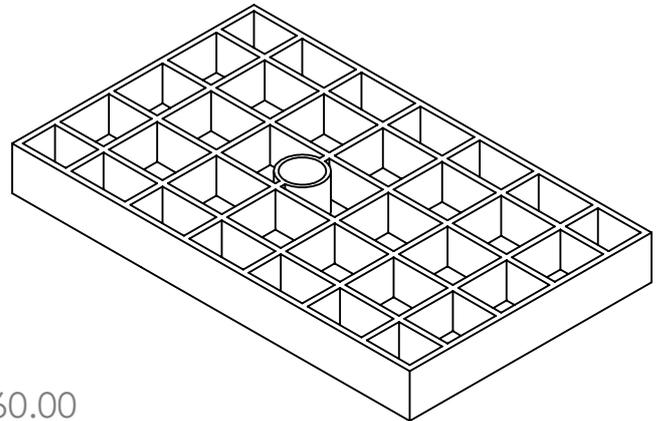
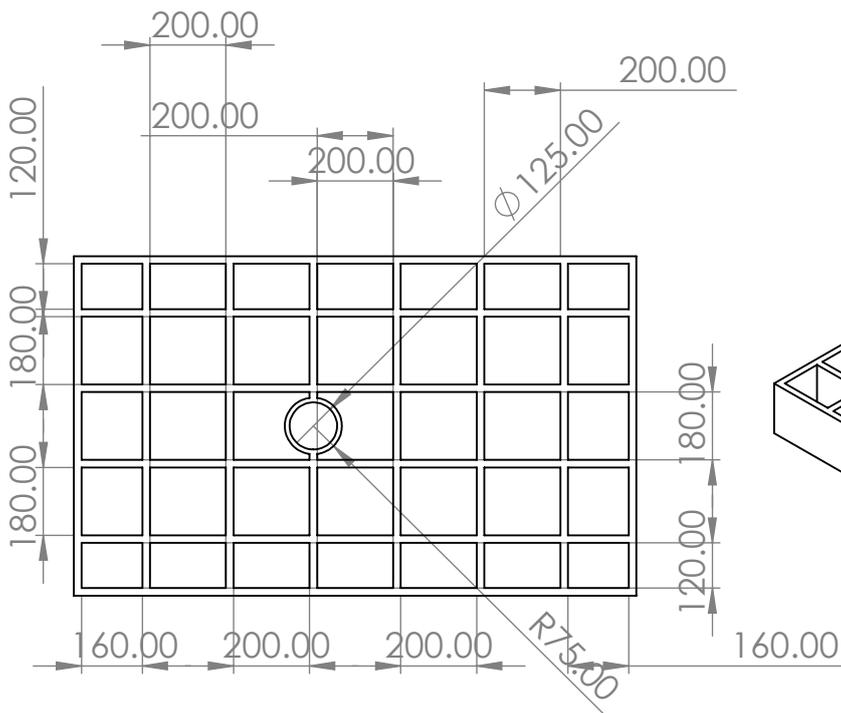
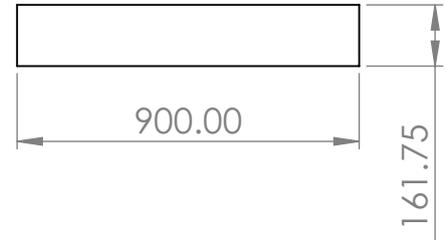
Comprabado por:

Fecha: 20/04/2023

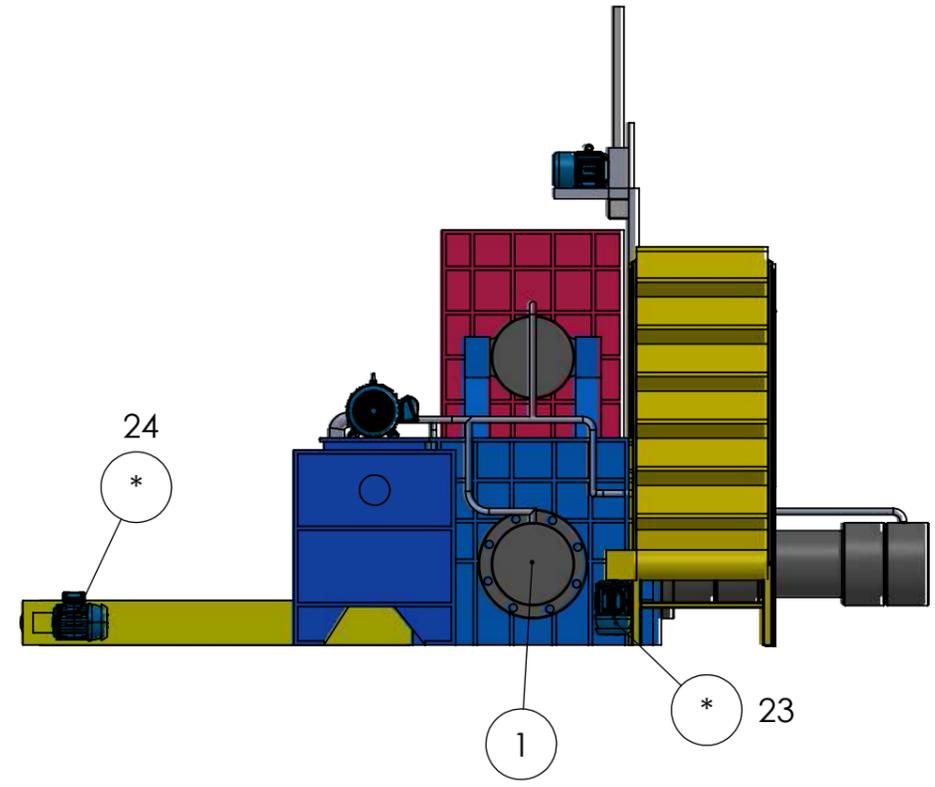
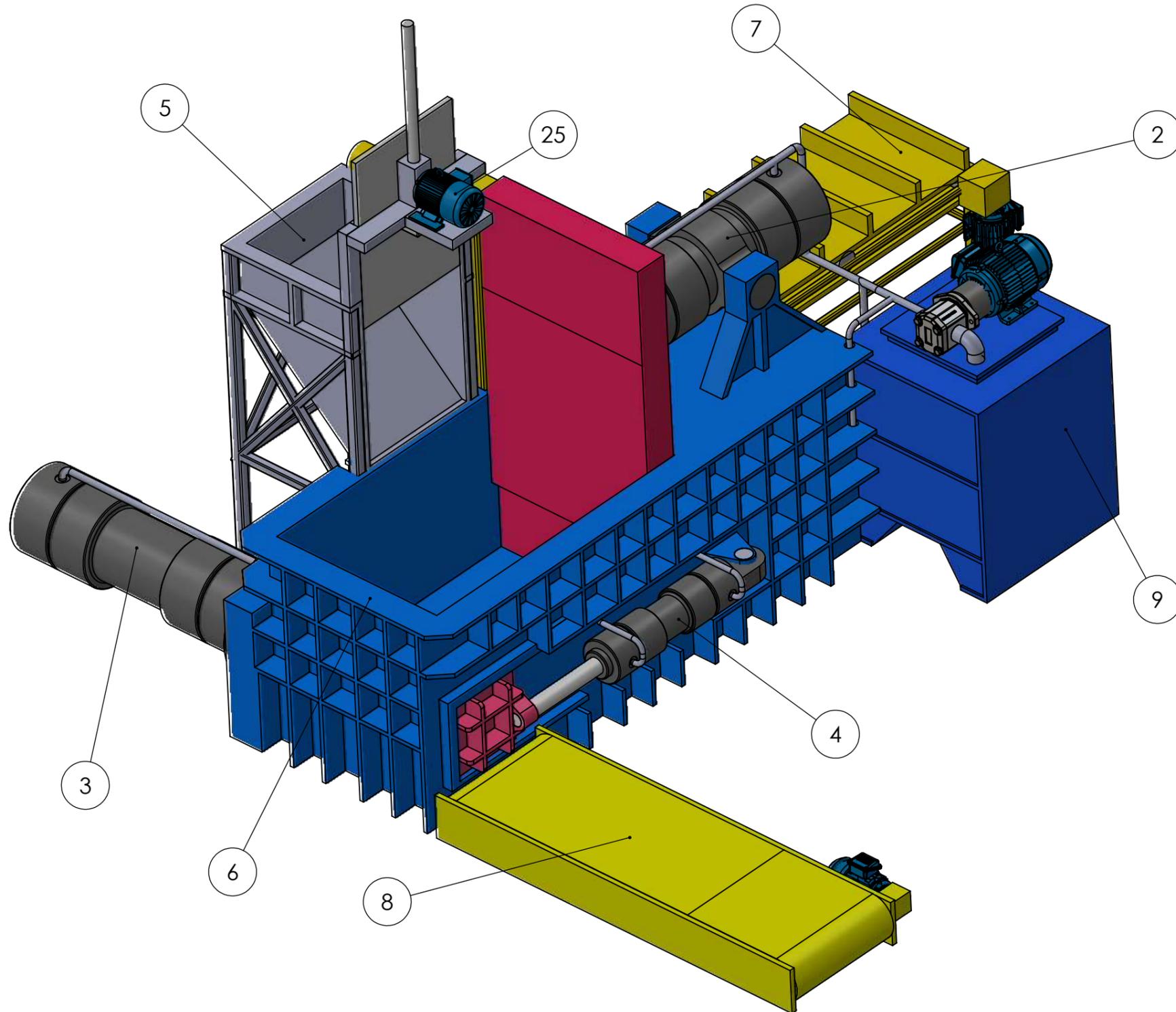




	Observaciones:	Título: Placa compactadora del cilindro C		Plano N°: 04
				Hoja N°: 4
	Un. dim. mm.	Escala: 1:5	Dibujado por: Omar saenz camacho	Fecha: 20/04/2023
			Comprabado por:	Fecha: 20/04/2023



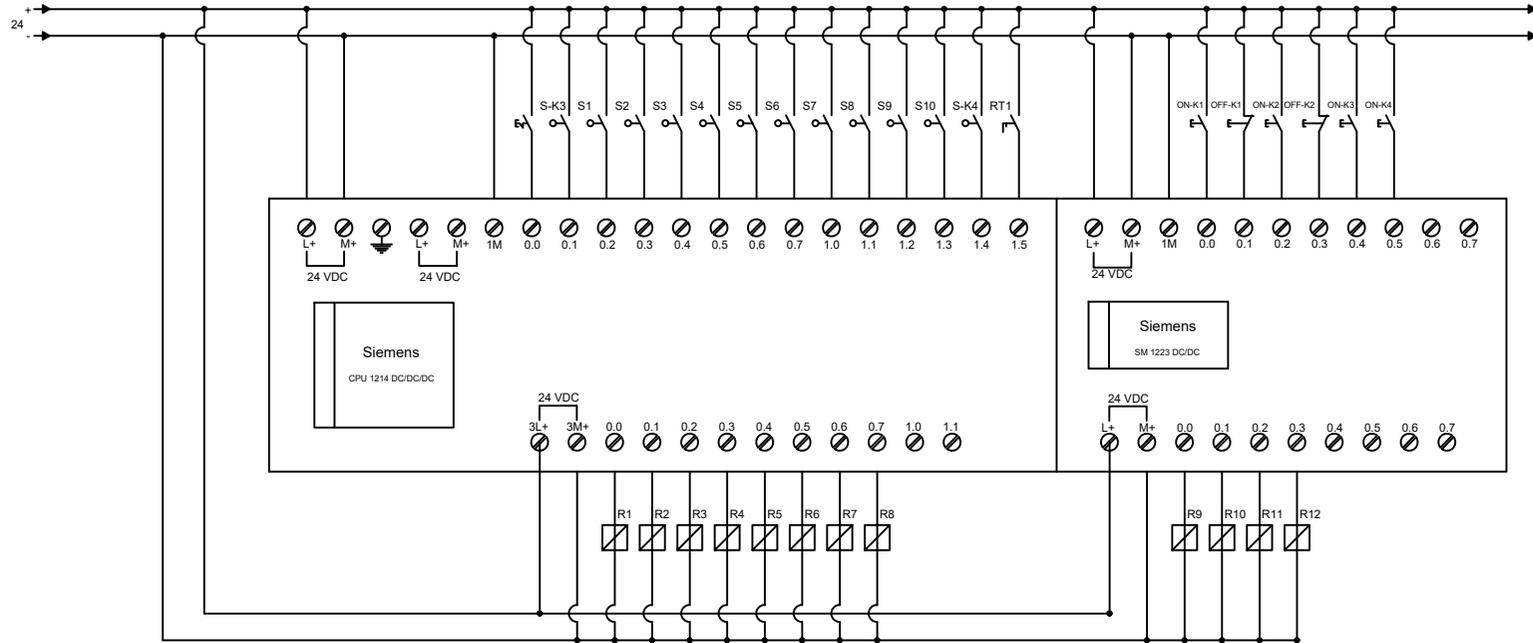
	Observaciones:	Título: Tapa prensora		Plano N°: 05
	Un. dim. mm.	Escala: 1:20	Dibujado por: Omar saenz camacho	Hoja N°: 5
			Comprobado por:	Fecha: 20/04/2023
				Fecha: 20/04/2023



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Cilindro hidraulico A	1
2	Cilindro hidraulico B	1
3	Cilindro hidraulico C	1
4	Cilindro hidraulico D	1
5	sistema de tolva	1
6	camara de compactacion	1
7	Faja transportadora	1
8	Faja transportadora 2	1
9	deposito de aceite	1
23	Motor M1.igs	1
24	Motor M2.igs	1
25	Motor M3	1

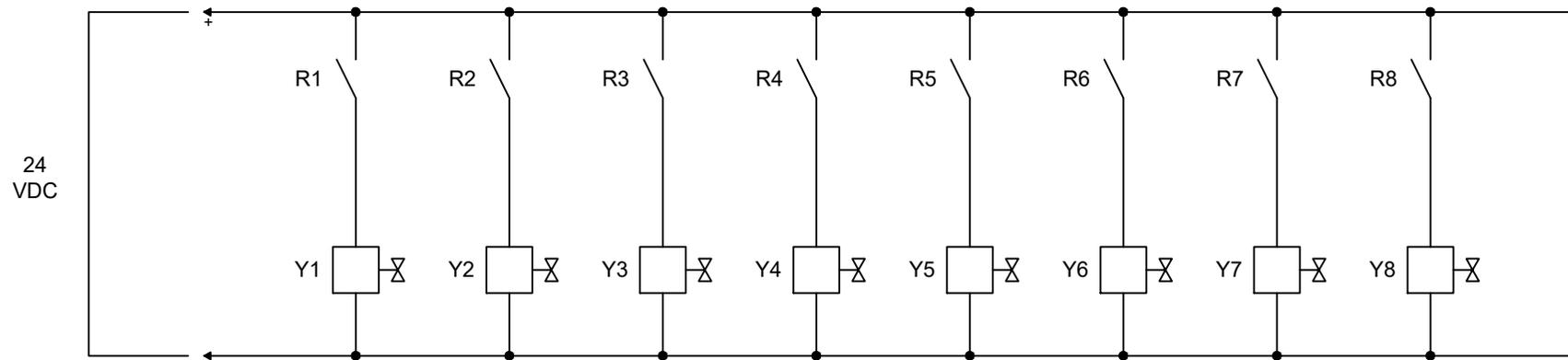
	Observaciones:	Titulo: Camara de compactacion	Plano N°: 06
	Un. dim. mm.	Escala: 1:10	Hoja N°: 06
	Dibujado por: Omar saenz camacho	Fecha: 20/04/2023	Fecha: 20/04/2023
	Comprabado por:		

ANEXO 14 DIAGRAMA DE MANDO PLC



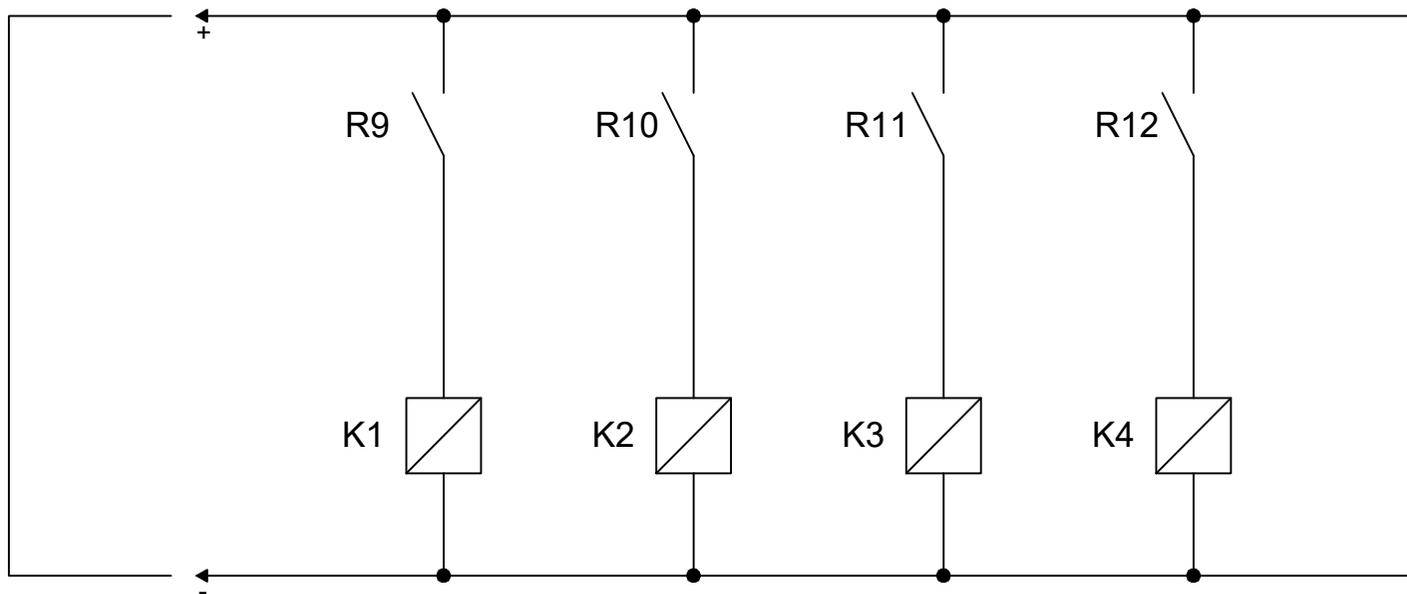
LEYENDA	
ON-K1	PULSADOR DE ENCENDIDO DE MOTOR DE CARGA
OFF-K1	PULSADOR DE APAGADO DE MOTOR DE CARGA
ON-K2	PULSADOR DE ENCENDIDO DE MOTOR DE DESCARGA
OFF-K2	PULSADOR DE APAGADO DE MOTOR DE DESCARGA
ON-K3	PULSADOR DE APERTURA DE COMPUERTA
ON-K4	PULSADOR DE CIERRE DE COMPUERTA

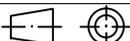
	Observaciones	Titulo: DIAGRAMA DE MANDO CON PLC		Plano n°: 1
	Un. dim. mm	ESCALA	Dibujado por: SAENZ CAMACHO, OMAR ALEXANDER	Hoja n°: 01
		1 : 1	Comprobado por: ING. VILLANUEVA ZAPATA, JORGE ALBERTO	Fecha: 15/11/2022



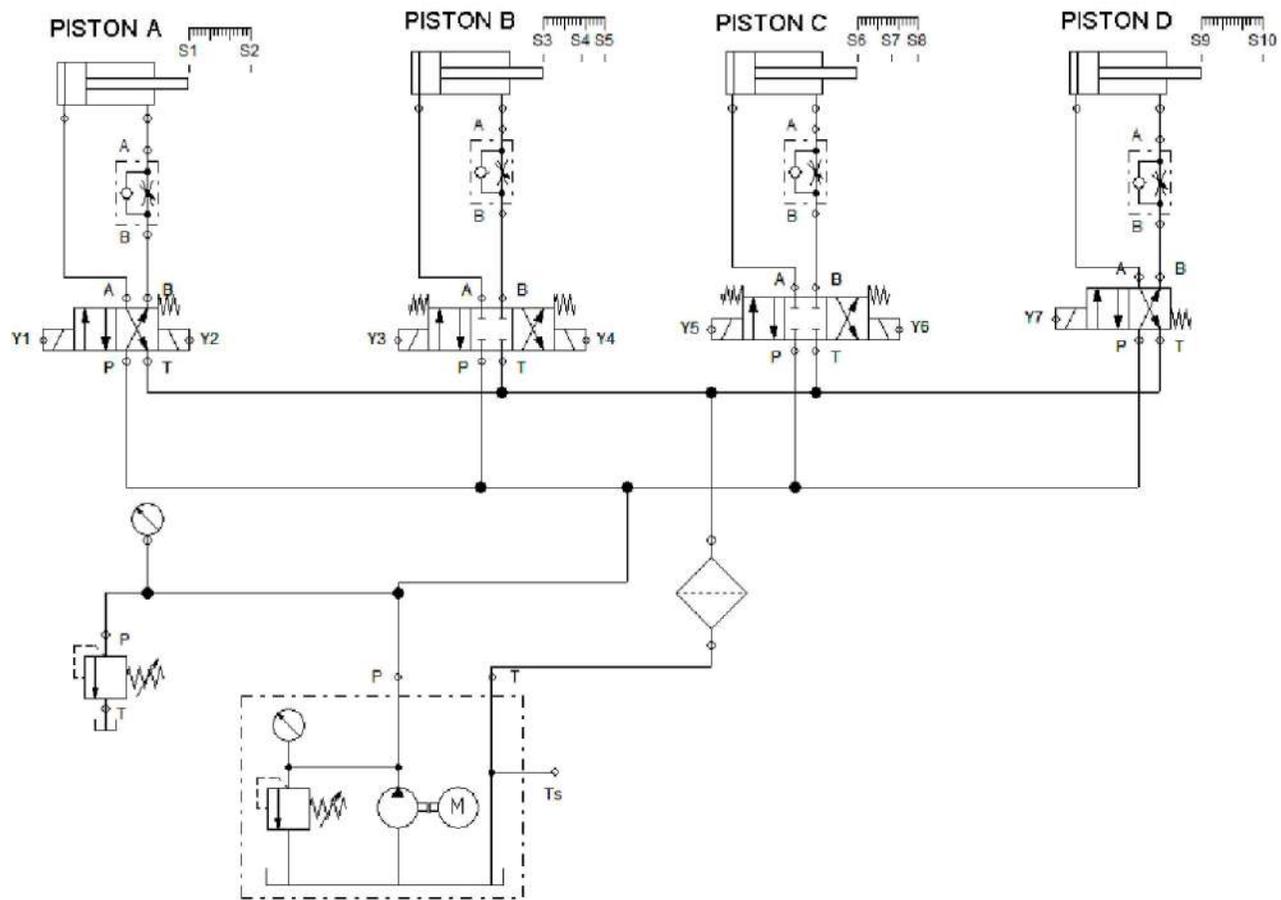
	Observaciones	Titulo: DIAGRAMA DE MANDO CON PLC		Plano n°: 2
	Un. dim. mm	ESCALA	Dibujado por: SAENZ CAMACHO, OMAR ALEXANDER	Hoja n°: 02
	 	1 : 1	Comprobado por: ING. VILLANUEVA ZAPATA, JORGE ALBERTO	Fecha: 20/04/2023

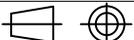
220
VAC

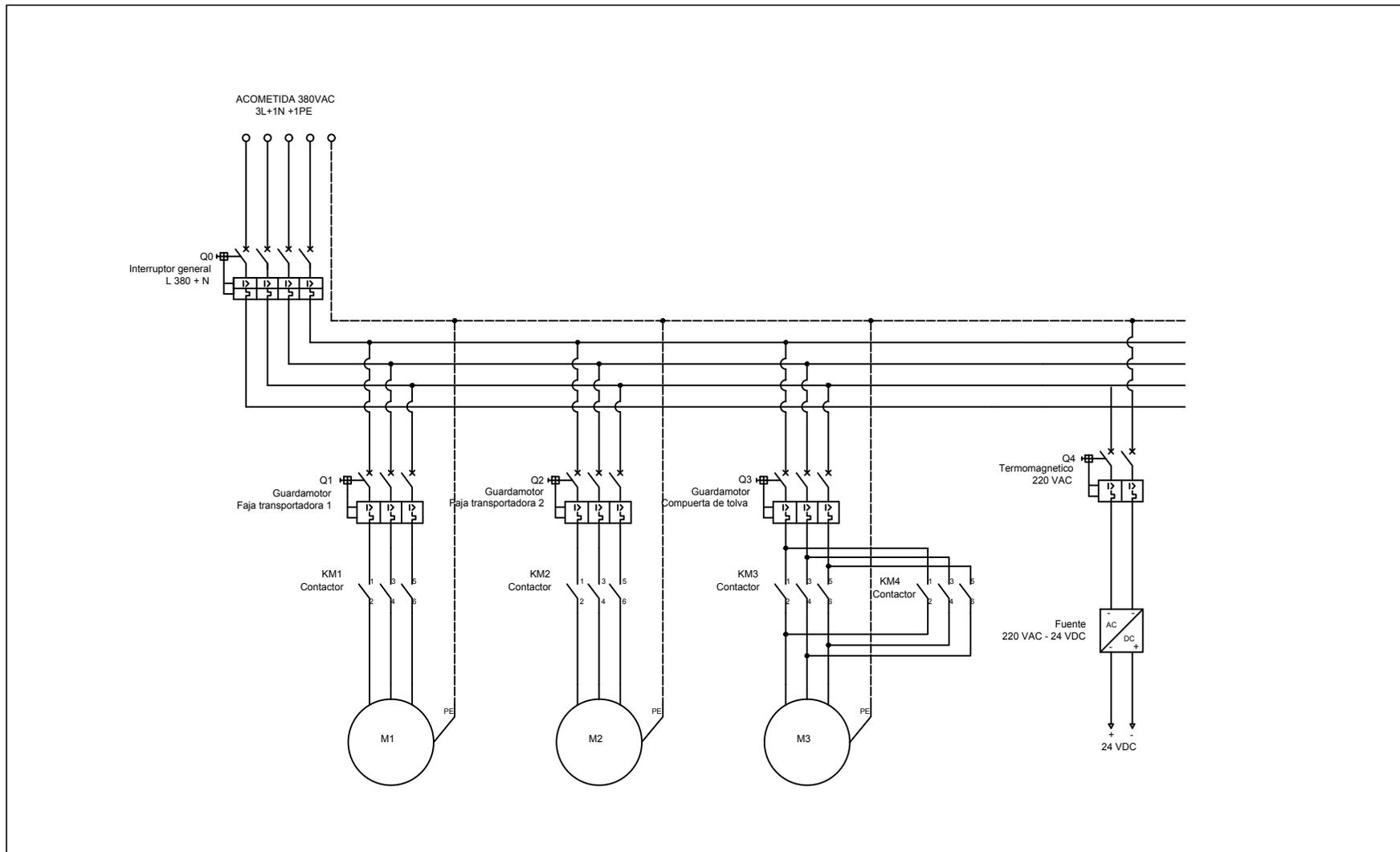


	Observaciones	Titulo: DIAGRAMA DE MANDO CON PLC		Plano n°: 3
	Un. dim. mm	ESCALA	Dibujado por: SAENZ CAMACHO, OMAR ALEXANDER	Hoja n°: 03
		1 : 1	Comprobado por: ING. VILLANUEVA ZAPATA, JORGE ALBERTO	Fecha: 15/11/2022
				Fecha: 15/11/2022

**ANEXO 15 DIAGRAMA DE FUERZA DEL SISTEMA HIDRAULICO Y
ELECTRICO**



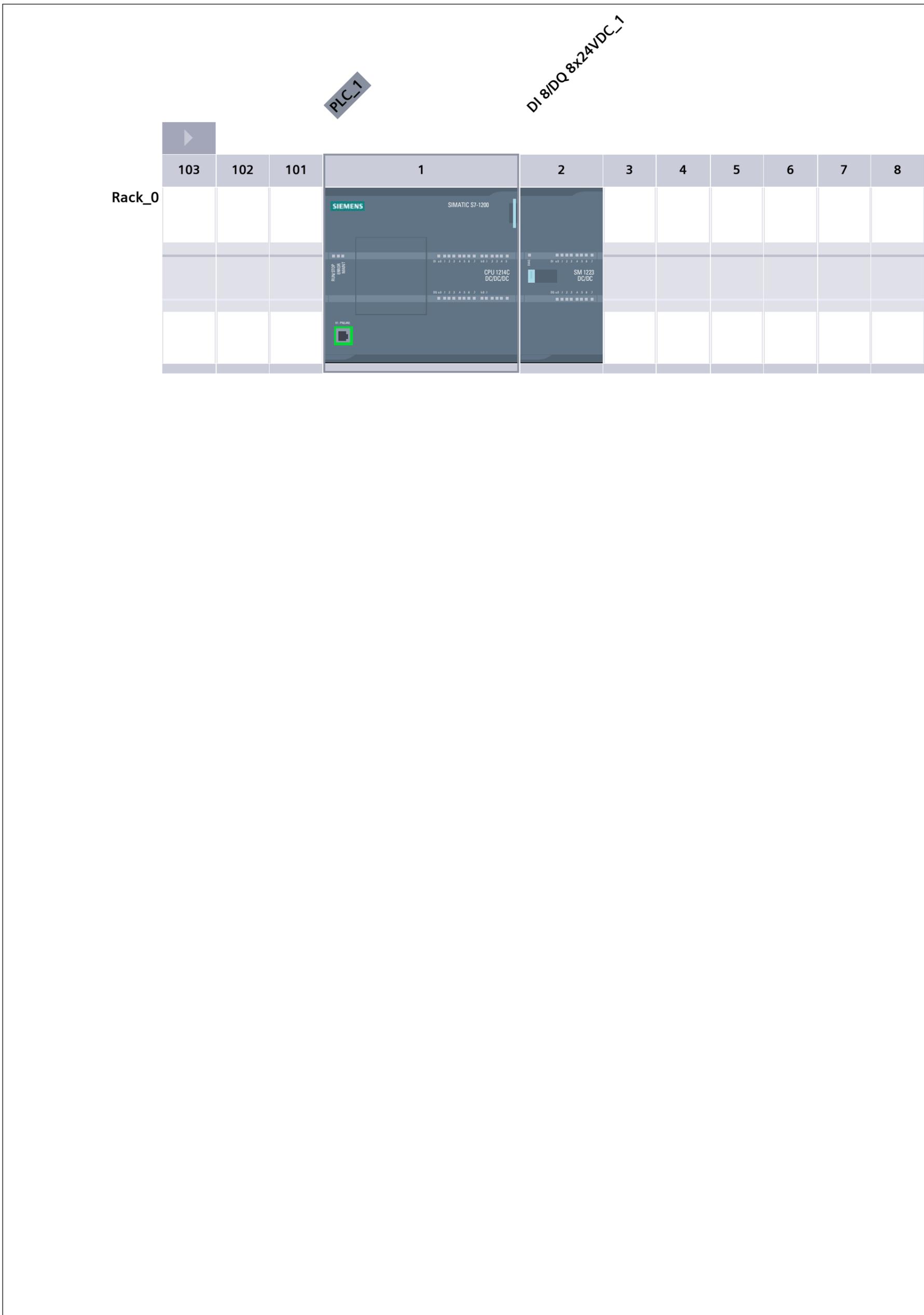
	Observaciones	Título: Diagrama de fuerza del sistema hidraulico		Plano n°: 1
	Un. dim. mm	Escala: 1 : 1	Dibujado por: SAENZ CAMACHO, OMAR ALEXANDER	Hoja n°: 01
			Comprobado por: ING. VILLANUEVA ZAPATA, JORGE ALBERTO	Fecha: 20/04/2023



	Observaciones	Título: Diagrama electrico de fuerza		Plano n°: 2
	Un. dim. mm	Escala: 1 : 1	Dibujado por: SAENZ CAMACHO, OMAR ALEXANDER	Hoja n°: 02
	 		Comprobado por: ING. VILLANUEVA ZAPATA, JORGE ALBERTO	Fecha: 20/04/2023

ANEXO 16 PROGRAMA DE AUTOMATIZACION

Vista de dispositivos (1.1 / 1.2)



SISTEMA DE COMPACTACION / PLC_1 [CPU 1214C DC/DC/DC]

Variables PLC

	Nombre	Tipo de datos	Dirección	Remanencia	Accesible desde HMI/OPC UA	Escribible desde HMI/OPC UA	Visible en HMI Engineering	Supervisión	Comentario
	Y1	Bool	%Q0.0	False	True	True	True		
	Y2	Bool	%Q0.1	False	True	True	True		
	Y3	Bool	%Q0.2	False	True	True	True		
	Y4	Bool	%Q0.3	False	True	True	True		
	Y5	Bool	%Q0.4	False	True	True	True		
	Y6	Bool	%Q0.5	False	True	True	True		
	Y7	Bool	%Q0.6	False	True	True	True		
	Y8	Bool	%Q0.7	False	True	True	True		
	K1	Bool	%Q8.0	False	True	True	True		
	K2	Bool	%Q8.1	False	True	True	True		
	K4	Bool	%Q8.2	False	True	True	True		
	START	Bool	%I0.0	False	True	True	True		INICIO
	S1	Bool	%I0.2	False	True	True	True		
	S2	Bool	%I0.3	False	True	True	True		
	S3	Bool	%I0.4	False	True	True	True		
	S4	Bool	%I0.5	False	True	True	True		
	S5	Bool	%I0.6	False	True	True	True		
	S6	Bool	%I0.7	False	True	True	True		
	S7	Bool	%I1.0	False	True	True	True		
	S8	Bool	%I1.1	False	True	True	True		
	S9	Bool	%I1.2	False	True	True	True		
	S10	Bool	%I1.3	False	True	True	True		
	ON_K1	Bool	%I8.0	False	True	True	True		ENCIENDE MOTOR CARGA
	OFF_K1	Bool	%I8.1	False	True	True	True		APAGA MOTOR CARGA
	ON_K2	Bool	%I8.2	False	True	True	True		ENCIENDE MOTOR DESCARGA
	OFF_K2	Bool	%I8.3	False	True	True	True		APAGA MOTOR DESCARGA
	ON_K3	Bool	%I8.4	False	True	True	True		ABRECOMPURTA
	ON_K4	Bool	%I8.5	False	True	True	True		CIERRA COMPUERTA
	k3	Bool	%Q8.3	False	True	True	True		
	Tag_1	Bool	%M0.0	False	True	True	True		
	Tag_2	Bool	%M0.7	False	True	True	True		
	Tag_3	Bool	%M0.1	False	True	True	True		
	Tag_4	Bool	%M1.1	False	True	True	True		
	Tag_5	Bool	%M0.2	False	True	True	True		
	Tag_6	Bool	%M0.4	False	True	True	True		
	Tag_7	Bool	%M0.3	False	True	True	True		
	Tag_8	Bool	%M0.6	False	True	True	True		
	Tag_9	Bool	%M0.5	False	True	True	True		
	Tag_10	Bool	%M1.0	False	True	True	True		
	Tag_11	Bool	%M1.2	False	True	True	True		
	Tag_12	Bool	%M1.3	False	True	True	True		
	RT1	Bool	%I1.5	False	True	True	True		
	RT2	Bool	%I8.6	False	True	True	True		
	RT3	Bool	%I8.7	False	True	True	True		
	S_K3	Bool	%I0.1	False	True	True	True		
	S_K4	Bool	%I1.4	False	True	True	True		

SISTEMA DE COMPACTACION / PLC_1 [CPU 1214C DC/DC/DC] / Bloques de programa

Main [OB1]

Main Propiedades

General

Nombre	Main	Número	1	Tipo	OB	Idioma	KOP
Numeración	Automático						

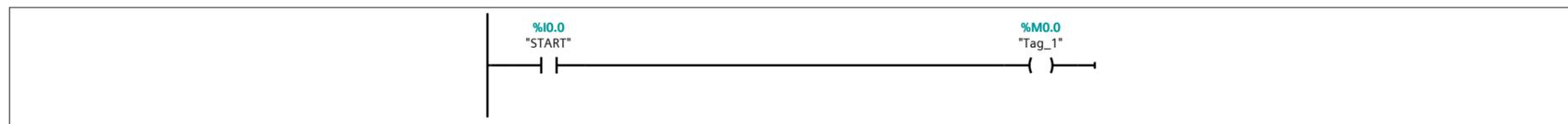
Información

Título	"Main Program Sweep (Cycle)"	Autor		Comentario		Familia	
Versión	0.1	ID personalizada					

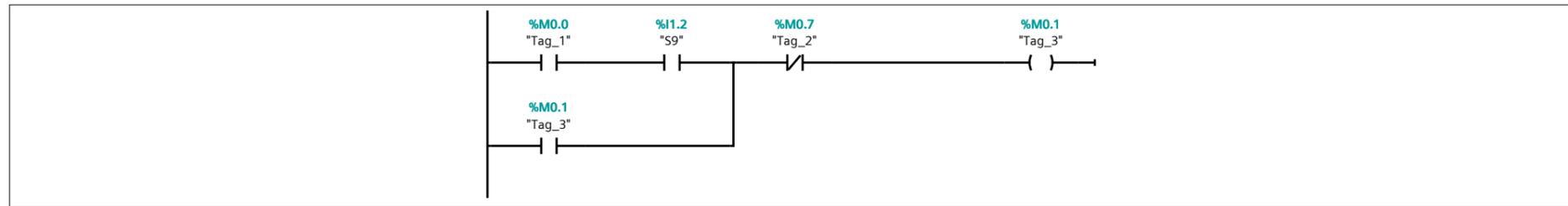
Main

Nombre	Tipo de datos	Valor predet.	Comentario
▼ Input			
Initial_Call	Bool		Initial call of this OB
Remanence	Bool		=True, if remanent data are available
Temp			
Constant			

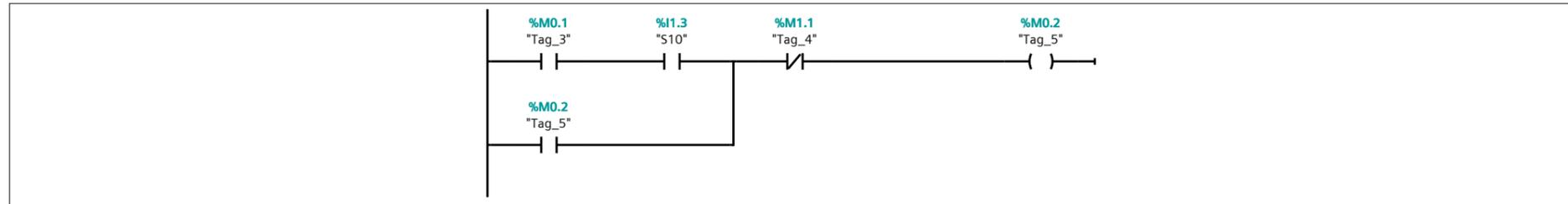
Segmento 1:



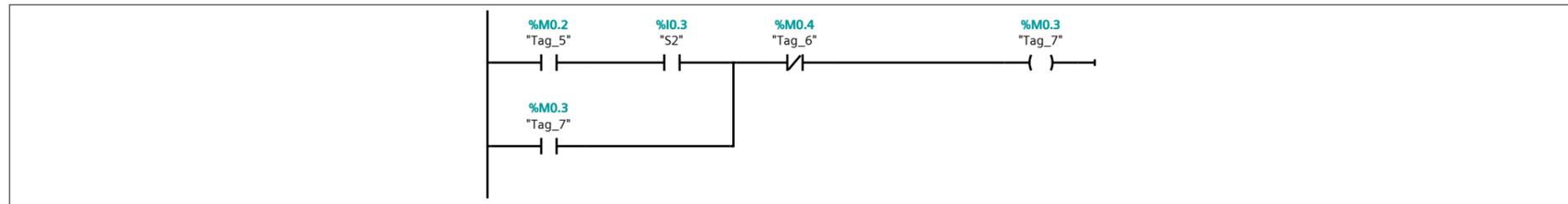
Segmento 2:



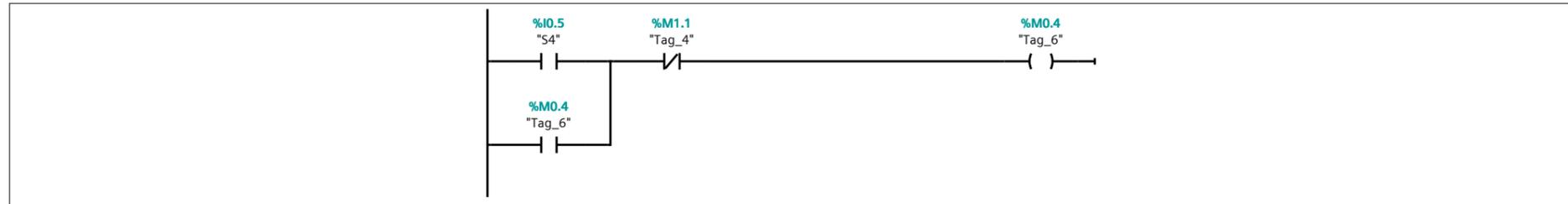
Segmento 3:



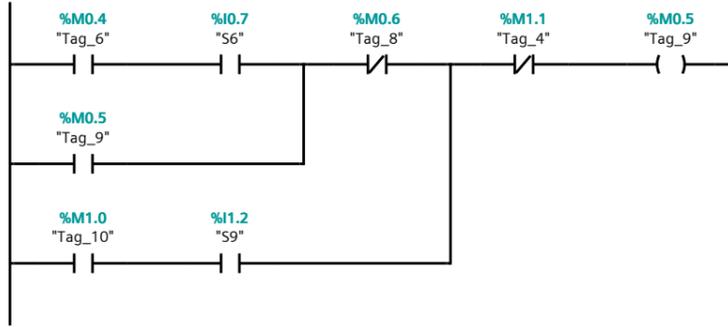
Segmento 4:



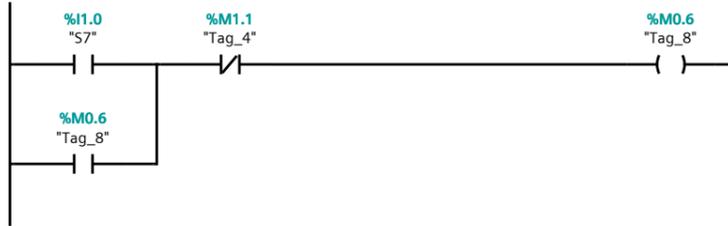
Segmento 5:



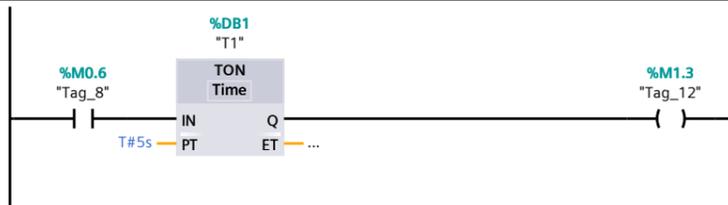
Segmento 6:



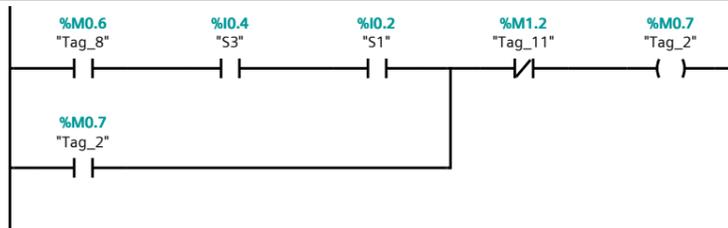
Segmento 7:



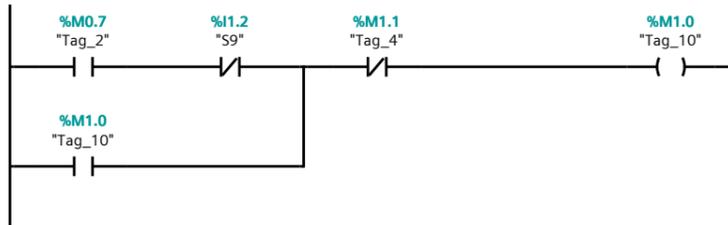
Segmento 8:



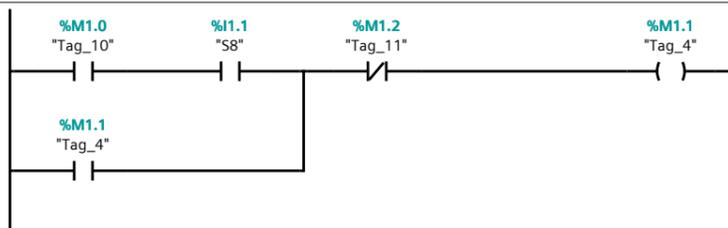
Segmento 9:



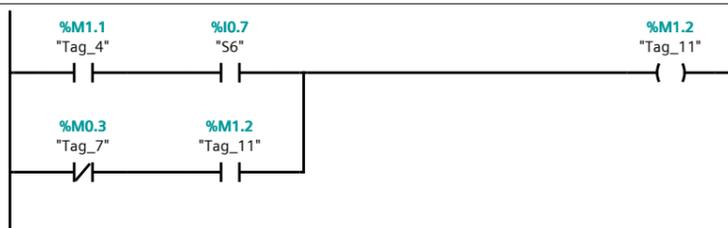
Segmento 10:



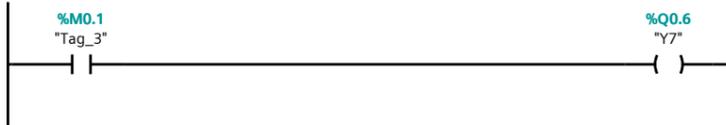
Segmento 11:



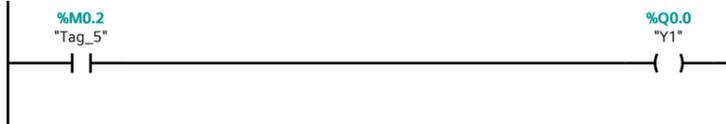
Segmento 12:



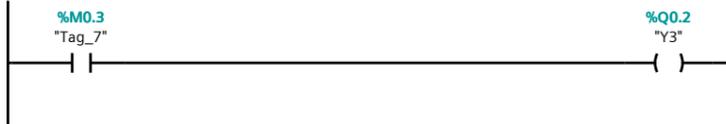
Segmento 13:



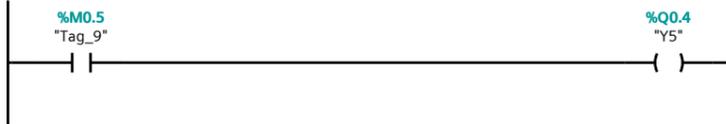
Segmento 14:



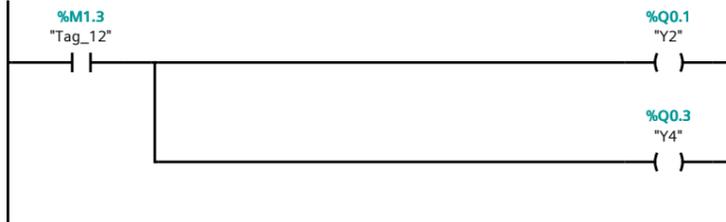
Segmento 15:



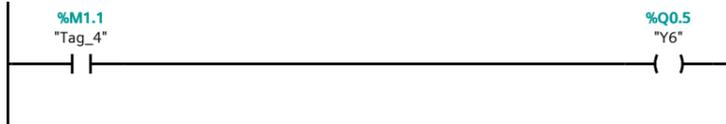
Segmento 16:



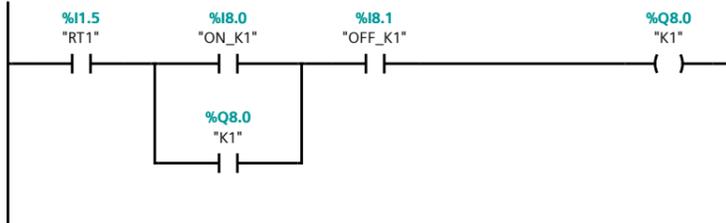
Segmento 17:



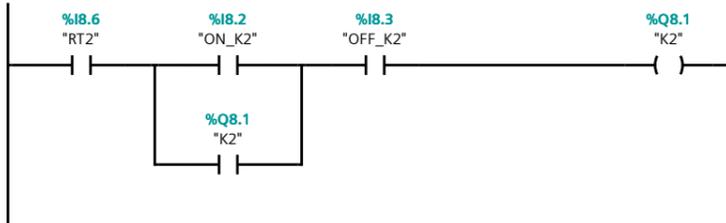
Segmento 18:



Segmento 19: MOTOR DE CARGA



Segmento 20: MOTOR DESCARGA



Segmento 21: MOTOR COMPUERTA

