



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

## **FACULTAD DE INGENIERIA**

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA  
ELÉCTRICA**

**“DISEÑO DE EXTRACTOR HIDRAULICO DE PINES PARA CADENAS  
DE CARRILERIA EN MAQUINARIA PESADA PARA LA EMPRESA  
FERREYROS TRUJILLO S.A.”**

**TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECANICO ELECTRICISTA**

**AUTOR:**

**DEIVI ELMER RAFAEL VACA**

**ASESOR ESPECIALISTA:**

**Mg. Ing. MARIO FELIX OLIVERA ALDANA**

**ASESOR METODOLOGICO:**

**Mg. Ing. EDWARD JAVIER LEON LESCANO**

**LINEA DE INVESTIGACION:**

**MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECAÑICOS.**

**TRUJILLO – PERÚ**

**2017**

.....  
Ing. Jorge Antonio Inciso Vásquez  
(Presidente)

.....  
Ing. Mario Félix Olivera Aldana  
(Secretario)

.....  
Ing. Javier León Lescano  
(Vocal)

## **DEDICATORIA**

Esta tesis la dedico a mi esposa Leyden Velázquez Reyes por haberme apoyado incondicionalmente en los momentos más difíciles que he pasado durante el tiempo que vivimos.

A mí amado hijo Joaquín por ser mi fuente de motivación e inspiración para poder superarme cada día más y darle un futuro mejor.

También dedico a mi hermana Alicia con quien soñamos en obtener una carrera profesional, fuiste la motivación alentadora con tus palabras de superación, gracias por creer en mí y depositar tu confianza para llegar a cumplir este objetivo.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por haberme guiado en el buen camino y dado la fortaleza de seguir adelante en los momentos difíciles de mi vida.

Esposa amada gracias por tu paciencia y comprensión hoy hemos alcanzado un triunfo más porque los dos somos uno y mis logros son tuyos; dios nos ha bendecido con un hermoso hijo quien también es partícipe de este proyecto alcanzado.

También al Ing. Cesar Rodríguez por darme la oportunidad de seguir estudiando y trabajar en la empresa donde laboramos.

A los ing. De la Universidad Cesar Vallejo por contribuir en mi formación académica.

## DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo Rafael Vaca, Deivi Elmer, con DNI N°70283268, A EFECTO DE CUMPLIR CON LAS DISPOSICIONES vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de **Ingeniería**, Escuela de **Ingeniería Mecánica Eléctrica**, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

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

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

Trujillo, 11 de Junio del 2017

DEIVI ELMER RAFAEL VACA  
DNI. 70283268

## **PRESENTACION:**

### **SEÑORES MIEMBROS DEL JURADO:**

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la tesis titulada “Diseño de extractor hidráulico de pines para cadenas de carrilería en maquinaria pesada para la empresa Ferreyros Trujillo s.a. “, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

DEIVI ELMER RAFAEL VACA

## INDICE:

Página de jurado .....	i
Dedicatoria .....	ii
Agradecimiento .....	iii
Declaratoria de autenticidad.....	iv
Presentación .....	v
Índice.....	vi
Resumen .....	viii
Abstract.....	ix
I. Introducción.....	1
1.1 Realidad problemática.....	1
1.2 Trabajos previos.....	3
1.3 Teorías relacionadas al tema .....	4
1.4 Formulación del problema.....	15
1.5 Justificación.....	15
Relevancia tecnológica .....	15
Relevancia social .....	15
Relevancia económica .....	15
Relevancia ambiental .....	15
Relevancia institucional.....	15
1.6. Objetivos .....	16
1.6.1. Objetivos generales.....	16
1.6.2. Objetivos específicos .....	16
II. Marco metodológico .....	17
2.1. Diseño de investigación.....	17
2.1.2. Variables de operación.....	17
a. Variables independientes .....	17
b. Variables dependientes .....	17
2.2. Metodología.....	17
2.3. Población y muestra.....	17
2.4. Técnicas de recolección de datos .....	17

2.5. Método de análisis de datos.....	18
2.6. Aspectos éticos .....	19
III. Resultados.....	20
3.1 Características de la cadena.....	20
3.2 Lista de exigencias.....	21
3.3 Elaboración del proyecto óptimo.....	22
3.4 Elección del proyecto óptimo.....	27
3.5 Diseño y cálculo del modelo optimo.....	32
3.6 Análisis mediante Solidworks.....	84
3.7 Recursos y presupuesto.....	88
IV. Discusión .....	91
V. Conclusiones .....	92
VI. Recomendaciones .....	93
VII. Referencias bibliografías.....	94
Anexos .....	97



## RESUMEN

En el presente trabajo de tesis titulado “Diseño de extractor hidráulico de pines para cadenas de carrilería en maquinaria pesada para la empresa Ferreyros Trujillo S.A”. Se diseñaron los elementos que componen un extractor hidráulico desde la estructura que lo soporta hasta la elección de componentes auxiliares con el objetivo realizar las operaciones de extracción y montaje de pines y bocinas de la cadena de carrilería de un tractor D8T y reducir los costos de operación de la empresa Ferreyros CAT Trujillo.

El diseño del extractor de pines de cadena de carrilería se dio mediante la metodología de diseño generalizado, los datos para la elaboración fueron proporcionados por el fabricante de cadenas de carrilería Caterpillar mediante fichas técnicas, se establecieron alternativas de solución para la extracción de los pines de cadena de carrilería basándonos en el estado de la tecnología y mediante el análisis cualitativo técnico y económico de cada posible solución se logró determinar una solución óptima.

Para el cálculo analítico usamos la Norma Nacional E 0.90 y mediante los criterios del método de factores de carga y resistencia dimensionamos los elementos del extractor hidráulico de pines de carrilería además de la teoría de diseño mecánico.

Se simuló en el software Solidworks las estructuras del extractor hidráulico sometidos a las reacciones provocadas por la fuerza de empuje del cilindro hidráulico como cargas estáticas en cada elemento.

Se concluyó usar un cilindro hidráulico de 100 toneladas de capacidad con una presión máxima de trabajo de 700 bares, una bomba de caudal 7.57 l/min, que funciona accionada por un motor eléctrico de 12.5 HP a 1750 RPM. Que genera una fuerza de 929 KN mayor a la fuerza de armado de 660 KN.

En el estudio financiero VAN y TIR concluimos que la inversión de S/. 55 576.60 para fabricar el extractor tendrá un tiempo de retorno de 1 año y 3 meses, con el dinero que se ahorra la empresa Ferreyros sede Trujillo haciendo ellos mismos el trabajo.

Palabras clave: Carrilería, Extractor, Botador, Factor de carga.

## ABSTRACT

In this thesis entitled "Design of hydraulic pin extractor of chain in heavy machinery for the company Ferreyros Trujillo S.A". The elements of the hydraulic extractor were designed, from the structure that supports it to the choice of auxiliary components with the objective to carry out the operations of extraction and assembly of pins and horns of the chain of rails of a D8T tractor and to reduce the operating costs of the company Ferreyros CAT Trujillo.

The design of pin extractor was provided by the generalized design methodology, the data for the elaboration were provided by the Caterpillar rail chain manufacturer using technical data sheets, solution alternatives were established for the extraction of the pins from Chain of railings based on the state of the technology and through the qualitative technical and economic analysis of each possible solution an optimal solution was determined.

For the analytical calculation, we use the National Standard E 0.90, through the criteria of the method of load factors and resistance, the elements elements of the hydraulic extractor of the lane pines and the theory of mechanical design.

The hydraulic extractor structures were simulated in the Solidworks software subjected to the reactions caused by the thrust force of the hydraulic cylinder as static loads on each element.

It concluded, Use a hydraulic cylinder of 100 tons capacity a maximum working pressure of 700 bar a flow pump 7.57 l / min operated by a 12.5 HP electric motor at 1750 RPM. It generates a force of 929 KN greater than the arming force of 660 KN.

In the financial study VAN and TIR conclude that the S /. 55 576.60 to manufacture the extractor will have a return time of 1 year and 3 months with the money that is saved the company Ferreyros Trujillo doing the work themselves.

Keywords: Carrileria, Extractor, Pusher, Load factor.

## **I. Introducción.**

### **1.1 Realidad problemática:**

Ferreyros es la empresa líder en la comercialización de bienes de capital en el país y en la provisión de servicios en este ámbito. Integrante de la corporación Ferreycorp, es distribuidora de marca Caterpillar desde 1942. Posicionada en los rubros de construcción, proyectos mineros y motores marinos. [1]

Ferreyros Trujillo S.A, cuenta con una certificación de tres estrellas por parte de fábrica Caterpillar, realizando actualmente trabajos de CCR (Caterpillar Certified Rebuild) autorizado por fabricante, la política de corporación nos permite atender a clientes que se encuentren ubicados en la región La Libertad, realizando trabajos como: reparación de motores, transmisiones, mandos finales, sistema eléctricos, hidráulicos y carrilería en el caso de tractores y excavadoras.

La problemática recae en el servicio de mantenimiento de carrilería, debido que para este determinado proceso la empresa Ferreyros con sucursal en Trujillo no cuenta con una máquina para el desarmado y armado de cadenas de carrilería que consiste en desacoplar el pin, bocinas y eslabones. Teniendo que enviar la cadena de carrilería a la sede Ferreyros Lima, conllevando a un exceso de tiempo por traslado de componentes, además de esperar según el orden de llegada de todas las provincias, este tiempo en promedio por lo general es de 9 días, provocando de esta manera grandes pérdidas económicas. Además se pierde rentabilidad para la sucursal de Trujillo en venta de repuestos para el mantenimiento de la cadena de carrilería y horas hombre para realizar el servicio.

En el periodo 2015, la empresa Ferreyros Trujillo, tuvo un exceso en pérdida económica de 100 000 nuevos soles en el área de mantenimiento de cadena de carrilería por no contar con una máquina de armado y desarmado de cadenas. La empresa cuenta en promedio con un servicio mensual para el desarmado de cadenas y cada una cuesta un promedio de 10 070 soles.

Por otro lado, el desarme de una cadena se debe, al desgaste normal por horas de trabajo, también el desgaste acelerado ocurre por el tipo de terreno donde trabaja y mala regulación de templado en cadena (comba), dicho desgaste se manifiesta en los pines, bocinas, eslabones y zapatas el cual debería ser

monitoreado y no excederse el porcentaje de desgaste que recomienda el fabricante, el fabricante recomienda monitorear el desgaste de la bocina hasta cierto porcentaje para poder girar la bocina hacia la cara opuesta y aprovechar el otro 50% de la cara opuesta de su vida útil del componente.

El desarmado de cadenas de carrilería también se debe a fugas de aceite por los sellos que lleva la cadena ocasionado por horas de trabajo, daños en los sellos por mal montaje y por falla de fábrica que en ocasiones ocurre.

Debido a la problemática descrita, se plantea el diseño de una máquina de desarmado y armado de cadenas de carrilería, logrando de esta manera reducir los costos de operación y la satisfacción del cliente con la empresa Ferreyros.

## 1.2 Trabajos previos.

**Carrera & Cepeda (2014)**, en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, realizado en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE (Latacunga – Ecuador), titulado: “Diseño, construcción e implementación de una prensa hidráulica de 25 toneladas, con accesorio para remoción de pines de cadena de tren de rodaje; para la empresa Proyectos Mecánicos KBM El Rastro”, construyó un sistema electrohidráulico de 25 toneladas, en el cual existirá un trabajo adecuado en la extracción y colocación de pines de maquinaria pesada y equipo caminero.

Concluyendo, que se obtuvo resultados satisfactorios cumpliendo con el objetivo de remover los pines de cadena de tren de rodaje con una presión hidráulica de 1950 psi se logró obtener una fuerza de empuje en el vástago de 25 toneladas, con un factor de seguridad de 3 para un vástago de 8 mm [2].

**Beltrán (2015)**, en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, realizado en la Universidad Cesar Vallejo (Trujillo – Perú), titulado: “Diseño de una prensa hidráulica con capacidad de 50 toneladas para para el montaje y desmontaje de rodamientos del eje final del reductor hidráulico de tornamesa de la excavadora CAT 330CL en la empresa monte Carmelo S.A.”,

Concluyendo, Se diseñó una prensa hidráulica con elementos capaces de soportar 50 000 Kg garantizando que todas las plantas y vigas calculadas y diseñadas son válidas, que el factor de seguridad mínimo de toda la estructura es 1.5 para un vástago de 100 mm [3].

**Apolinario (2015)**, en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, Pontificia Universidad Católica del Perú, titulado: Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1.2 x 0.5 m.

Se concluyó, la prensa tendrá las siguientes especificaciones: capacidad de 100 toneladas; con carrera disponible de 550 mm y 0.3 mm de deflexión máxima (con carga nominal); un diámetro de vástago de 160 mm, unidad de presión de 220 bar nominal, 240 bar máximo y 50 l/min. De caudal máximo; motor eléctrico de 15 KW (20 HP) y 1750 rpm y la potencia del motor de 20 HP. [4]

### 1.3 Teorías relacionadas al tema.

#### 1.3.1 Cadenas de carrilería:

##### A. Cadena:

Es una faja hecha de acero, constituye un 40% de la máquina, son la que soporta el peso del equipo, además sirve como medio de transporte a tractores y excavadoras, soporta cargas de impacto en el trabajo y están hechas para diferentes tipos de terreno. En la figura 1.1, Muestra una de cadena de carrilería de la maquinaria pesada, Tractor Oruga. El elemento cadena está compuesto por eslabones unidos por bocina y pines que se mueven por el contacto con una rueda motriz [5]

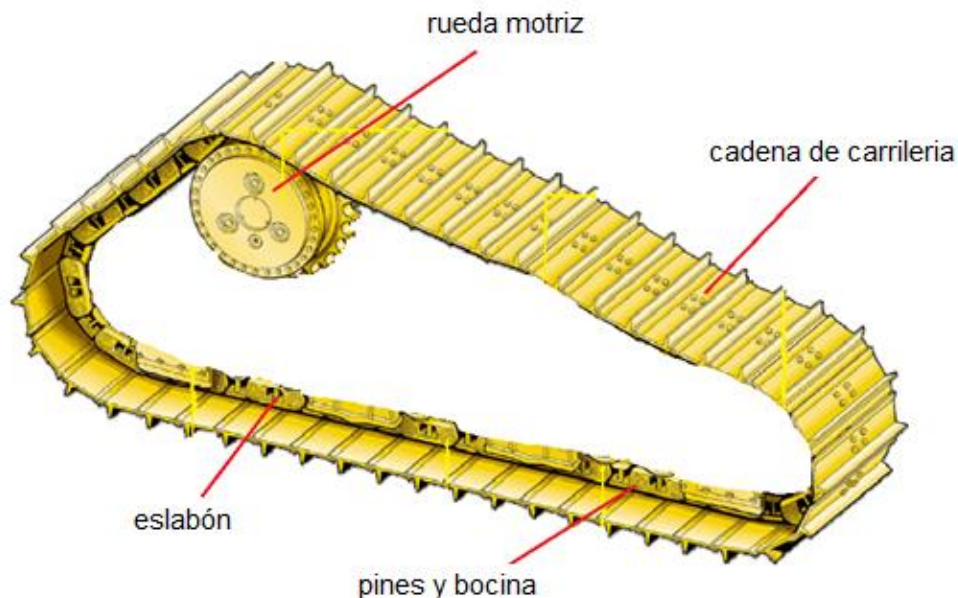


Figura 1.1 Partes de una cadena de carrilería en un tren de rodamiento.

(Fuente Ferreyros Cat)

##### B. Principales componentes de una cadena de carrilería:

En la figura 1.2, se muestran los componentes principales de una cadena de carrilería y sus principales componentes que se describen a continuación.

**a) Bocina:** Cumple la función de transmitir fuerza entregada por la rueda motriz a la bocina, luego hacia el pin además está fabricado de acero al boro con bajo contenido de carbono es moldeado en frío luego llevado a un tratamiento térmico de alta temperatura en el horno de sedimentación inyectando carbono para la

superficie endurecida anti desgaste convirtiéndose en un material tenaz y flexible. [6]

**b) Pin:** Cumple la función de seguir transmitiendo la fuerza que envía la bocina, luego al pin y este a sus extremos transfieren la fuerza de impulsión a los eslabones también están hechos de acero a bajo carbono contiene niveles precisos de aleación. [6]

**c) Eslabón:** Cumple la función de seguir transmitir fuerza que envía el pin a los eslabones luego esta fuerza es transmitida hacia las zapatas para su tracción y desplazamiento del equipo, los eslabones esta hechos de acero a bajo carbono y contiene niveles precisos de aleación, endurecido profundo con alto contenido de boro que permite dureza superior sin sacrificar la tenacidad del núcleo en hornos sin oxígeno dando la tenacidad al núcleo interno, la tenacidad soportar fatigas por cargas de impacto. [6]

**d) Sellos:** Son componentes que aíslan el ingreso de partículas contaminantes al interior del pin e impiden la fuga de lubricante que contiene en su interior de los pines. [6]



Figura 1.2: Componentes de una cadena de carrilería. (Fuente Ferreyros Cat)

### C. Tipos de cadenas de carrilería.

#### - Cadena de Carrilería lubricadas:

Estas cadenas cuentan con aceite en su interior del pin lo que implica llevar sellos en los extremos del pin, estas cadenas de carrilería llegan a tener más horas de trabajo que los sistema convencional utilizados por Tractores de Oruga Caterpillar. [8]

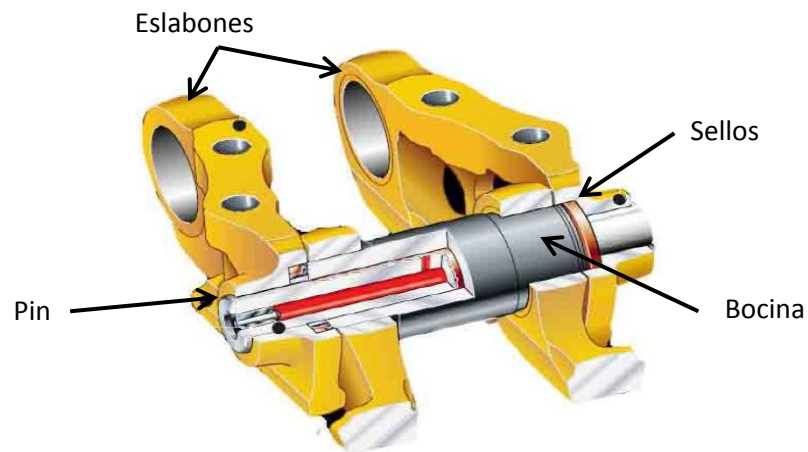


Figura 1.3: Partes de una cadena de carrilería en un tren de rodamiento lubricada.  
(Fuente Ferreyros Cat)

#### - Cadena de carrilería selladas:

Estas cadenas no cuentan con ningún tipo de lubricación, están montadas en excavadoras hidráulicas donde la cadena de carrilería solo permite trasladarse a baja velocidad, no reciben impactos y en trabajo de operación se encuentran estacionadas. [8]

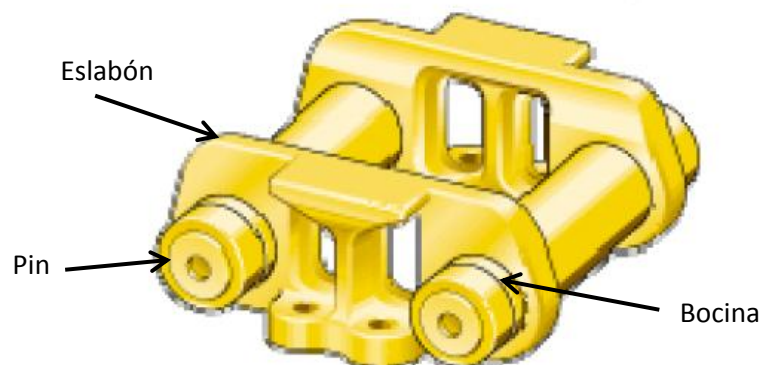


Figura 1.4 Ilustración de cadena de carrilería seca en excavadora  
(Fuente Ferreyros Cat)



### 1.3.2 Estado del tecnología.

#### a. Extractor de tipo espárragos.

En la figura 1.5 se muestra el extractor con espárragos, esta herramienta es una prensa hidráulica portátil diseñada para trabajos en campo, se utiliza especialmente para montaje y desmontaje de cadenas de carrilería que empuja al pin para la unión de la cadena, la herramienta cuenta con tres pernos largos (espárragos) y de buen espesor, están unidos al cilindro hidráulico y a una plancha como barrera de apoyo para aplicar la fuerza, el cilindro hidráulico para ejercer la fuerza es alimentado por una bomba eléctrica o bomba manual que se unen por medio de mangueras además, cuenta con un manómetro de presión para verificar el circuito hidráulico.

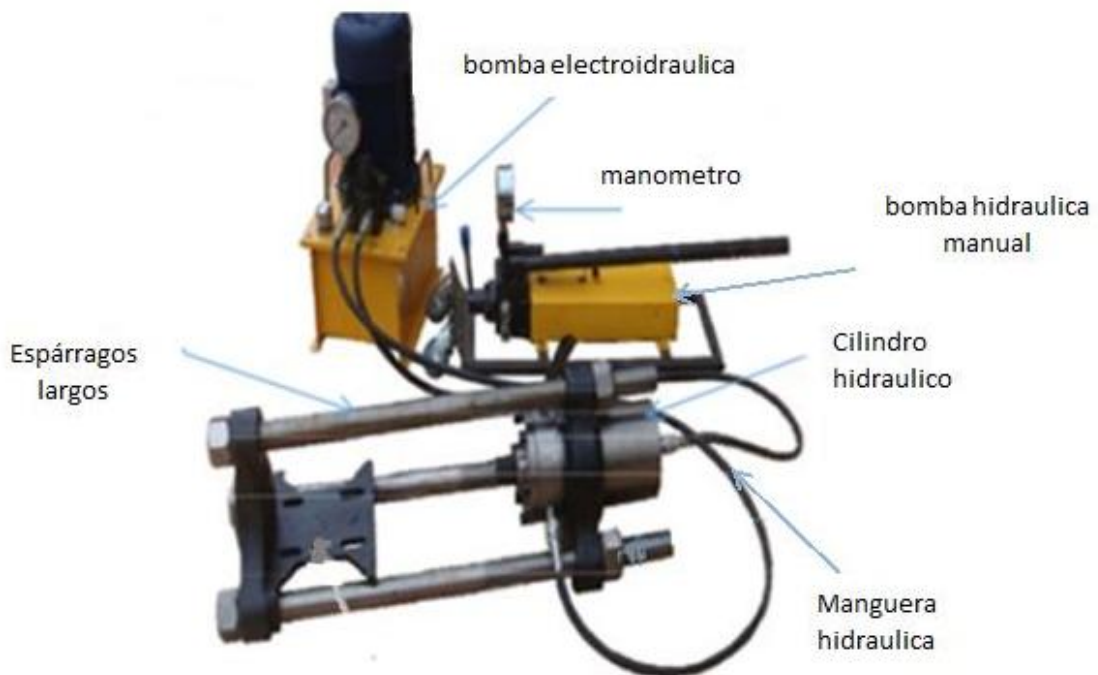


Figura 1.5. Extractor de pines y bocinas tipo espárragos

## b. Extractor en C.

En la figura 1.6 se ve la prensa hidráulica diseñada para desmontaje de pines y bocinas de cadena de carrilería, la herramienta tiene la forma de diseño en C para facilitar la posición de la herramienta. En un extremo de la herramienta en C está unido a un pistón hidráulico y su otro extremo se ubica un apoyo fijo con un orificio y una canastilla donde cae el pin extraído, el circuito está unido por medio de dos mangueras se une a la bomba manual, además cuenta con un manómetro de presión dando lectura al circuito hidráulico. Para la maniobrabilidad de la herramienta es necesaria una fuerza externa (tecle), en la herramienta se encuentra dos puntos de anclaje para el utilaje.

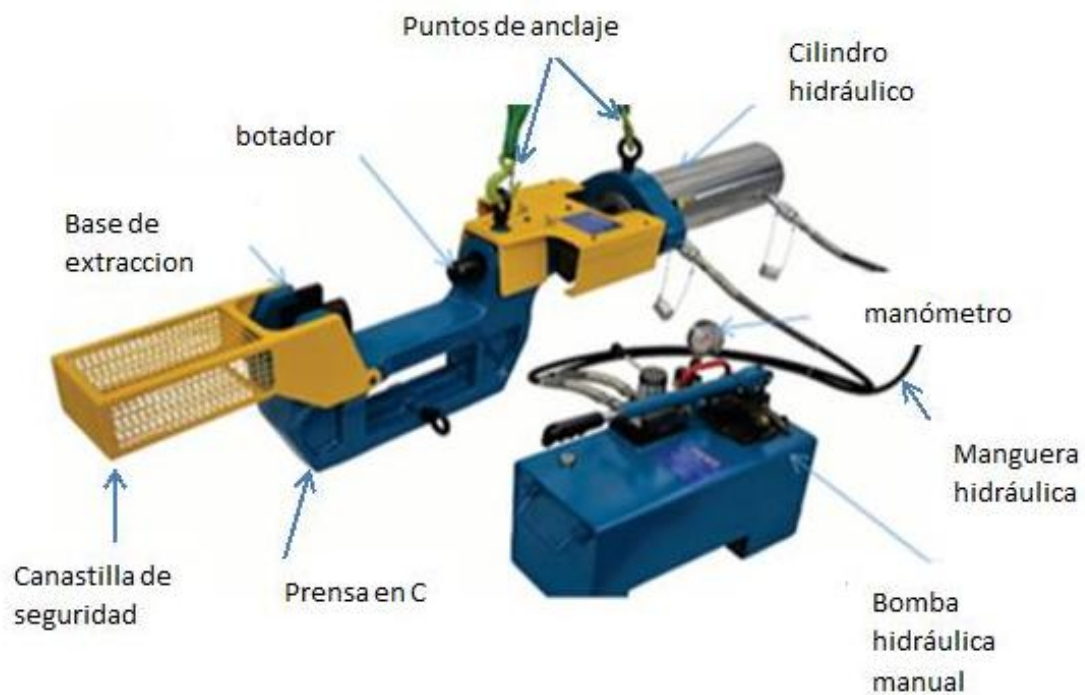


Figura 1.6. Extractor tipo C

### c. Extractor estacionario

En la figura 1.7 muestra una prensa hidráulica estacionaria para realizar trabajos de calidad, está ubicada en un ambiente anticontaminante, dedicado a trabajos de mantenimiento y reparación de cadenas de carrilería, una de sus ventajas es que realiza trabajos con gran eficiencia y buena calidad especializados en el armado de cadenas carrilería. Esta prensa es alimentada por una faja transportadora, cuenta con dos pistones de gran potencia montado uno frente al otro, la cadena de carrilería entra y se posiciona en un anclaje de fijación y los pistones aplican fuerza para el armado y desarmado, existen distintos tipos de cadena de carrilería se utiliza acoples según su dimensión. Este circuito hidráulico es operado por un mando de control a la bomba hidráulica que alimenta a los cilindros hidráulicos dirigido por un control hidráulico quien determinar el sentido de flujo de aceite.

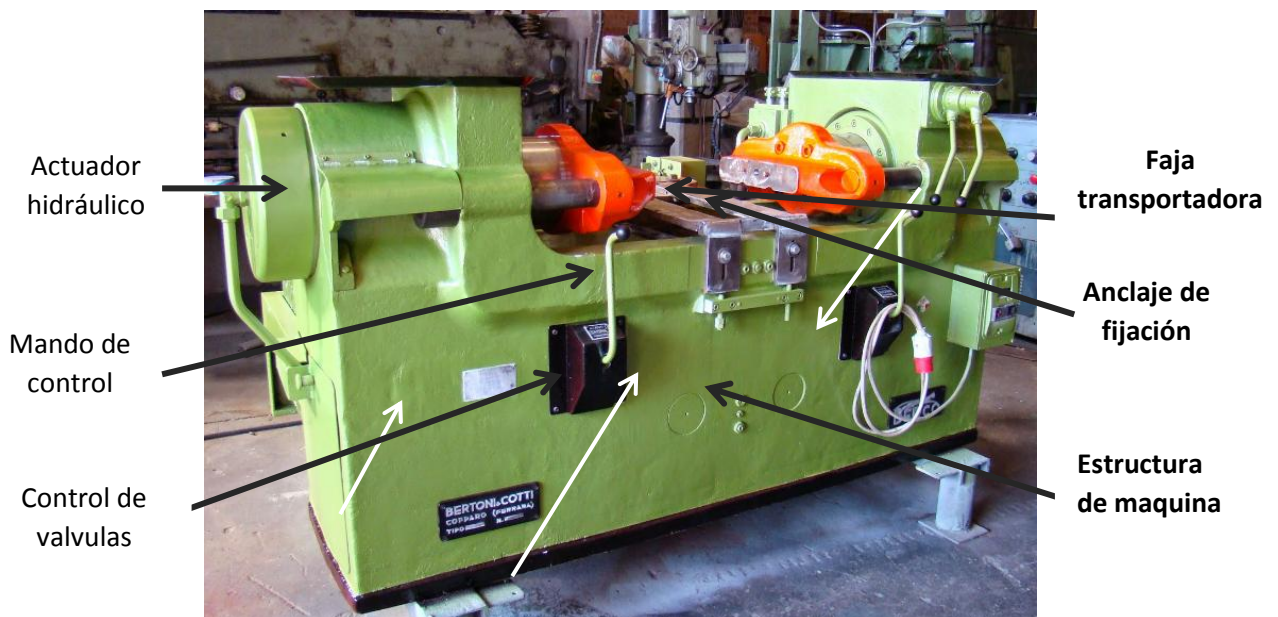


Figura 1.7. Extractor estacionario.

### 1.3.3 Cálculos generales.

#### A. Elementos sometidos a compresión-general

Columnas con cargas centradas:

La fuerza crítica de la columna terminada en articulación de la figura 1.15a está dada por:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad 1.1$$

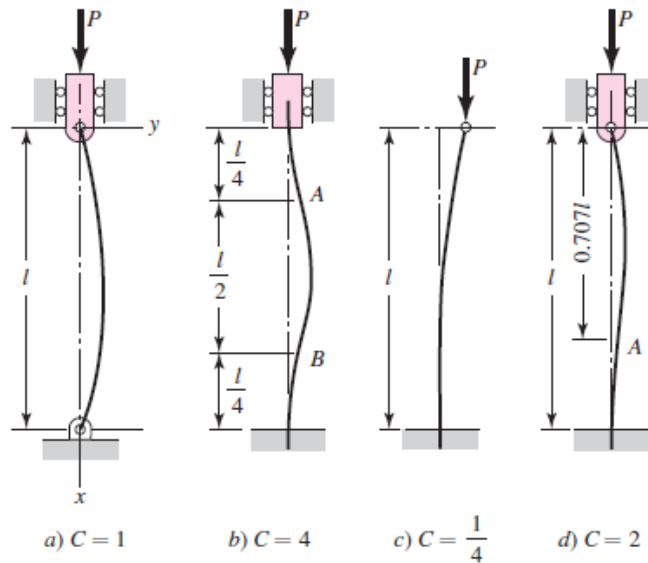


Figura 1.15. Flexión en columnas (pandeo)

La cual se conoce como fórmula de Euler para columnas. La ecuación (1-2) puede extenderse para aplicarse a otras condiciones de extremo al escribir

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2} \quad (1-3)$$

Donde la constante C depende de las condiciones de los extremos como se muestra en la figura 1.15. Mediante la relación  $I = Ak^2$ , donde A es el área y k el radio de giro, es posible reacomodar la ecuación (1-4) en la forma más conveniente. [12]

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C\pi^2 EI}{(l/k)^2} \quad (1-4)$$

## B. Método de factores de carga y resistencia (LRFD) para el cálculo estructural.

Para el diseño de estructuras se empieza por analizar las cargas generadas por la fuerza de trabajo sobre la estructura, para esto se determinan los puntos críticos en la estructura.

En el análisis estructural se utiliza el método de diseño por factores de cargas y resistencia (LRFD) de acuerdo a las normas legales E.090 para estructuras metálicas. En este método se debe hallar un factor de carga que será representado como la carga ultima, que significa la carga a la cual va a estar sometido el elemento y que será comparada con la resistencia de diseño de la estructura a analizar en donde la resistencia de diseño tendrá que ser mayor a la carga ultima para garantizar que la estructura no vaya a fallar, donde luego se establecerá el material. [13]

- Resistencia de diseño en tracción

Resistencia requerida ( $U$ ) como se mencionó anteriormente, para esto se utiliza la ecuación:

$$U = 1.2 \times D + 1.6 \times L \quad (1.5)$$

Dónde:

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

- Resistencia de diseño ( $N$ ) Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$N = \phi \times A_s \times f_y \quad (1.6)$$

Dónde:

$\phi$ : Factor de reducción de la resistencia, (tracción: 0.9).

$A_s$ : Área neta de la superficie de contacto (área de la base cilindro)

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material.

$$N > U$$

- Análisis de resistencia al momento flector.

Resistencia requerida ( $M_U$ ), para esto se utiliza la siguiente ecuación.

$$M_U = 1.2 \times M_D + 1.6 \times M_L \quad (1.7)$$

$$M_D = D \times H \quad M_L = L \times H$$

Dónde:

$M_D$ : Momento.

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

$H$ : Altura específica,  $H = d - (a/2)$ .

- Resistencia diseño ( $M_U$ ), para esto se utiliza la siguiente ecuación.

$$M_N = \phi \times A_S \times f_y \times e \quad (1.8)$$

Dónde:

$\phi$ : Factor de reducción de la resistencia, (corte y tracción: 0.75).

$A_S$ : Área neta de la superficie de contacto ( $A_S = 21\,408.4 \text{ mm}^2$ )

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material ( $250 \text{ N/mm}^2$ ).

$e$ : Espesor del material, [12]

$$M_N > M_U \quad (1.9)$$

### 1.3.4 Vigas continuas

#### Ecuación de los tres momentos:

En la figura 1.16a se muestra parte de una viga sometida a una carga cualquiera y soporta de forma arbitraria. Cortemos la viga por tres puntos cualesquiera 1, 2 y 3 sustituyamos el efecto de las cargas y fuerzas a la derecha o al a izquierda de cada sección de corte por la fuerza cortante y momento flexionante. En la figura 1.16b se representa los diagramas de cuerpo libre correspondientes a los tramos de viga entre secciones 1 y 2 y entre las 2 y 3, que en adelante se llaman tramo 1 y tramo 2, respectivamente. [16]

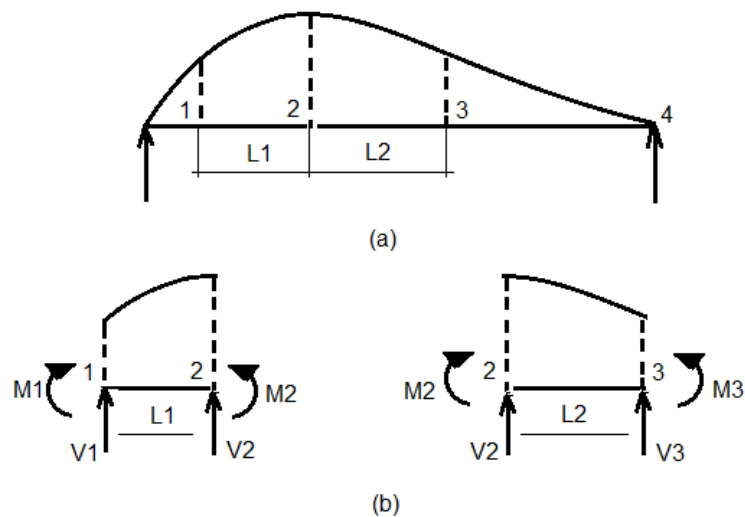


Figura 1.16 Carga general en una viga cualquiera

En las figuras 1.17 a y b se representan estos dos estados de carga, para los dos tramos cuya superposición produce el estado supuesto en los diagramas de cuerpo libre de la figura 1.16b. [16]

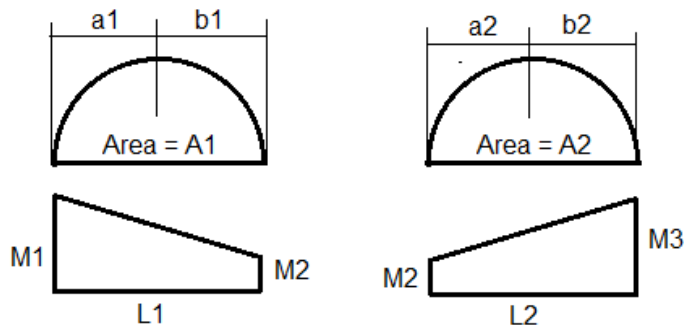


Figura 1.17 diagrama de momentos

### 1.3.5 Estudio financiero.

a. Valor actual neto:

Es un método de valoración de inversiones que puede definirse como la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y de los pagos generados por una inversión. [18]

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (1.10)$$

Dónde:

VAN : Valor actual neto [\$]

$V_t$ : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

r: Interés [%]

t: Número de períodos considerados [años]

$I_0$ : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

b. Tasa interna de retorno:

La tasa interna de retorno de una inversión o proyecto, es la tasa efectiva anual compuesto de retorno o tasa de descuento que hace que el valor actual neto de todos los flujos de efectivo (tanto positivos, como negativos) de una determinada inversión sean igual a cero. [18]

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad (1.11)$$

Dónde:

TIR: Tasa interna de retorno [%]

$V_t$ : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

t: Número de períodos considerados [años]

$I_0$ : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]



#### **1.4 Formulación del problema.**

¿Cuáles son las características técnicas de un extractor de pines para cadenas de carrilería en maquinaria pesada para la empresa Ferreyros Trujillo S.A?

#### **1.5 Justificación del estudio.**

##### **Relevancia económica:**

El diseño de una máquina extractora de pines para cadenas de carrilería en maquinaria pesada, permitirá a la empresa Ferreyros Trujillo S.A. mayor venta de repuestos, mayor demanda del servicio y con esto lograr un mayor beneficio económico para la empresa.

##### **Relevancia tecnológica:**

La aplicación de la ingeniería en el diseño de una máquina extractora de pines de cadenas de carrilería, logrará obtener elementos de mayor duración, con alta confiabilidad operacional. Permitiendo a la empresa Ferreyros Trujillo, estar un paso adelante frente a otras empresas del mismo rubro.

##### **Relevancia institucional:**

El estudio de problemáticas en el sector industrial, como el diseño de máquinas, permitirá al alumno de la Universidad Cesar Vallejo extender sus conocimientos hacia el campo laboral y manejar los conocimientos adquiridos durante la vida universitaria.

##### **Relevancia socio-ambiental:**

Mejorar las condiciones de operación y trabajo para los técnicos de mantenimiento. La reducción de la masa de hierro, debido al aumento de la vida útil de los elementos de la máquina extractora de pines para cadenas de carrilería, contribuyendo con el medio ambiente.

## **1.6 Objetivos.**

### **1.6.1. Objetivo General**

Diseñar un extractor hidráulico de pines de cadenas de carrilería en maquinaria pesada para la empresa Ferreyros Trujillo S.A

### **1.6.2. Objetivos específicos**

- 1) Conocer las características técnicas de la cadena de carrilería.
- 2) Conocer los tipos de extractores usados para el mantenimiento de cadenas de carrilería.
- 3) Elaborar la lista de exigencias para el diseño del extractor de pines para cadenas de carrilería.
- 4) Determinar tres alternativas de solución para el extractor de pines de carrilería.
- 5) Determinar la solución óptima usando la evaluación técnica y económica.
- 6) Diseñar y seleccionar los componentes del extractor de pines para cadenas de carrilería.
- 7) Modelar y simular el mecanismo de extracción de pasadores para cadenas de carrilería en software solidworks.
- 8) Realizar el análisis económico de la máquina obtenida VAN y TIR.

## **II. Marco metodológico.**

### **2.1 Diseño de investigación:**

- No experimental descriptivo

### **2.2 Variables.**

#### **2.2.1 Variables independientes**

- Fuerza de ajuste de los pines para el armado de cadena de carrilería.
- Geometría de la cadena.

#### **2.2.2 Variables dependientes**

- Características técnicas del extractor de pines de cadena de carrilería.
- Costo

### **2.3 Población y muestra**

#### **2.3.1 Población:**

Maquinaria para la extracción de pines de diferentes marcas de cadena de carrilería.

#### **2.3.2 Muestra:**

Maquina extractora de pines de cadenas de carrilería en la marca CATERPILLAR.

### **2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos**

Para la recolección de datos:

Para la recolección de datos del presente proyecto de investigación, serán necesarias las técnicas de análisis:

La entrevista:

Al personal de mantenimiento que labora diariamente, técnicos de Ferreyros que diagnostican las fallas en cadenas de carrilería.

La observación:

Consiste en observar al personal laborando y equipos de mantenimiento presentes en la empresa.

Instrumentos:

- Libros de la biblioteca de la Universidad Cesar Vallejo
- Catálogos de equipos y componentes
- Software de simulación Solidworks
- Instrumentos de medición.

## **2.5 Métodos de análisis de datos**

### **- Secuencia de análisis de datos.**

1° A través del análisis documental en fichas técnicas se tomarán datos importantes de la cadena de carrilería, tales como tractor de orugas, dichos datos de mayor relevancia de los componentes a desarmar (pin, eslabón y bocinas), son: longitud axial, área de la sección transversal, material, masa y velocidad de desarmado a la cual trabaja la máquina existente. También se obtendrá la fuerza de empuje del pin aplicado por la máquina existente para el desarmado de la cadena de carrilería.

2° Se estudia el estado de la tecnología basada en la función principal, producción, calidad, control, operación, seguridad, fabricación, montaje, mantenimiento y ergonomía.

3° Se plantean 3 alternativas de solución. Se evaluará cada solución mediante dos aspectos: valor técnico y valor económico.

4° El estudio estático y dinámico del diseño de la máquina de desarmado de cadenas, se analiza con la cadena de carrilería que necesita de mayor empuje para el desarmado del pin.

5° Se dimensionarán y seleccionarán los elementos de máquinas; a través del uso cuantitativo de la ingeniería, permitiendo determinar: presión de empuje, potencia, rodamientos, ejes, soldadura y factores de seguridad. Además del análisis de estructuras (Soportes y pernos) y accesorios para el control.

6° Se simulará la máquina extractora de pines de cadenas, utilizando el Software SolidWorks para corroborar los resultados calculados.

7° Se realiza el análisis financiero para medir la rentabilidad del proyecto óptimo diseñado.

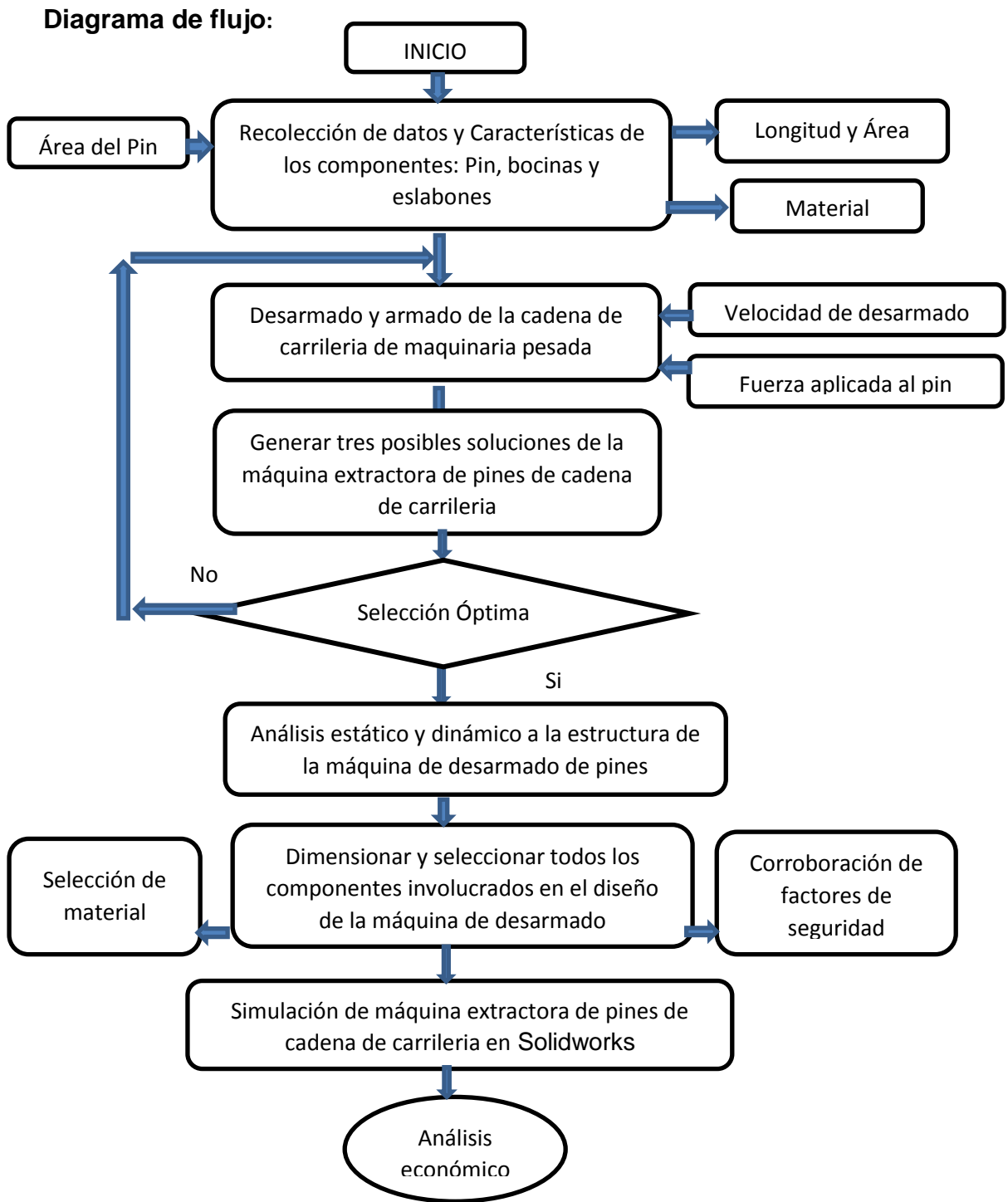


Figura 2.1. Flujo grama del proyecto de investigación

## 2.6. Aspectos éticos:

El supervisor de la sucursal Ferreyros Trujillo S.A, fue informado del procedimiento, como parte de los criterios de seguridad establecidos por la empresa. Esta autorización fue aceptada en términos de estado y voluntario por parte del supervisor de la empresa Ferreyros Trujillo S.A.

### III. Resultados

#### 3.1 Características de la cadena de carrilería.

Las características técnicas de la cadena de carrilería para un tractor D8T se encuentran registradas en la tabla 3.1 donde fue necesario tomar medidas en campo y la fuerza de armado y desarmado de los pines de cadena de carrilería están en la ficha de especificaciones en el anexo A. Datos que nos serán útiles para saber los requerimientos de la máquina en el anexo B.

Finalmente como se había mencionado los datos obtenidos se registran en la tabla 3.1. Longitud, peso y material de los componentes.

**Tabla 3.1 Características de la cadena.**

<b>Datos específicos – cadena de carrilería en tractor</b>			
<b>Descripción</b>		<b>Valor/Características</b>	<b>Unidad</b>
Longitud de cadena de carrilería		7.5	m
Peso total de cadena de carrilería		1800	kg
Número de segmentos en una cadena de carrilería		44	Unidades
Dimensiones del pin de la cadena de carrilería	Diámetro	4.7	cm
	Longitud	25	cm
	Masa	3.03	kg
	Material	Acero al boro	ASTM
Dimensiones de la bocina de la cadena de carrilería	Diámetro	7.3	cm
	Longitud	16.2	cm
	Masa	3.5	kg
	Material	Acero al boro	ASTM
Distancia entre pines		25	cm
Fuerza de desacoplamiento de pin		660	KN

### 3.2 Lista de exigencias.

Lista de exigencias		
proyecto	"Diseño de extractor de pines de cadenas de carrileria en maquinaria pesada para la empresa Ferreyros Trujillo S.A."	revisado
cliente		Elaboración por Deivi Rafael Vaca
E	Denominación	concepto
D		
E	Desarmar y armar cadenas de carrileria en maquinaria pesada para la extracción de pines en un tiempo menor a un minuto por pin.	Función
E	Se debe obtener la potencia deseada para que el pin sea desplazado.	Energía
E	La fuerza de la maquina extractora debe superar a la fuerza de acople del pin de cadena de 660 KN.	Fuerza mecánica
D	El espacio disponible para la maquina debe ser menor a 8 metros de ancho por 5 m de largo.	Geometría
E	Los planos realizados tienen estándares de trabajo que se puede realizar en cualquier taller de la región.	Fabricación
E	Esta máquina estará hecha con materiales comerciales y estándares para facilitar la fabricación el mercado nacional.	Materiales
E	La disposición de la maquina está fabricado de acuerdo a la comodidad del operario logrando así disminuir la fatiga.	Ergonomía
E	Se necesita de un especialista en montaje de estructuras tomando en cuenta el tipo de suelo donde se ubicara dicha maquina	Montaje
E	La máquina deberá tener fácil acceso para su mantenimiento y limpieza.	Mantenimiento
E	La suma total del proyecto deberá tener un retorno no mayo de 3 años.	Costo

D: deseado; E: exigente.

### 3.3 Elaboración del proyecto óptimo.

#### a. Estructura de funciones.

- Alimentar: La cadena de carrilería es llevada a la entrada de la de la maquina extractora.
- Recepcionar: La cadena de carrilería es acomodada para ser trasladada.
- Centrar: La cadena de carrilería es trasladada hasta el punto de desacoplamiento.
- Alinear: Para el desarmado de la cadena de carrilería se necesita nivelar y alinear la cadena con respecto al botador y vástago.
- Desacoplar: Se extrae el pin, bocina y eslabón por medio de la fuerza de empuje al pin para su extracción.
- Trasladar: Se trasladan los componentes de la cadena para su almacenamiento.
- Almacenar: los componentes de la cadena se tienen que almacenar en forma ordenada para posteriormente realizar la evaluación de cada componente.

#### b. Funciones.

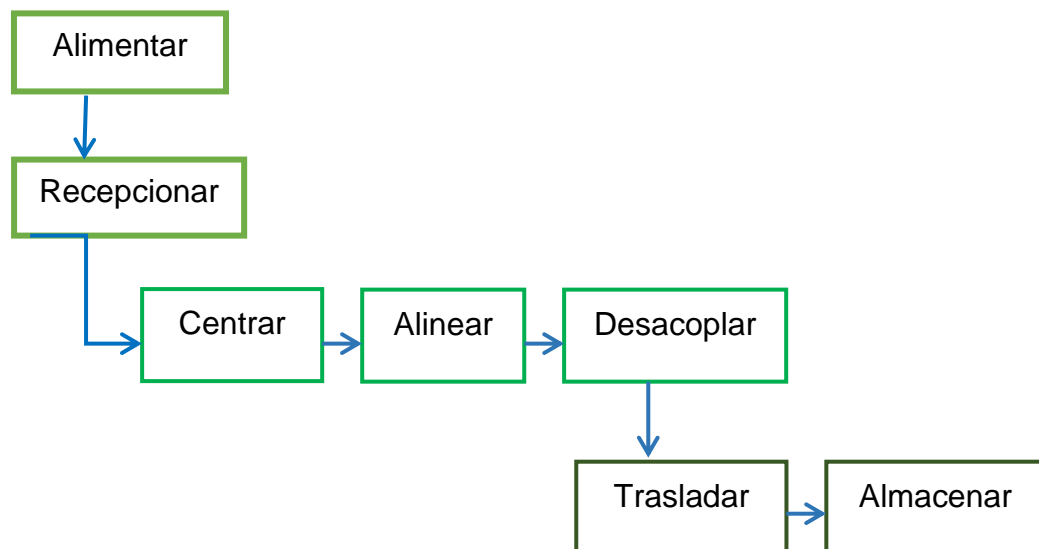





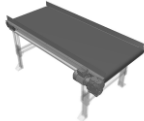





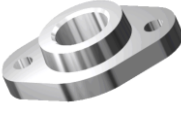


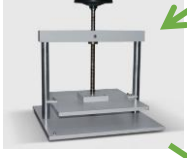

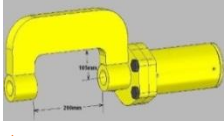

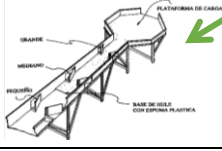

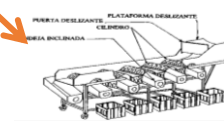
Figura 3.5 Estructura de funciones.



**c. Matriz morfológica.**




Para obtener diferentes soluciones se ordena las funciones de la matriz y se plantean distintas formas de realizar los procesos descritos anteriormente con mecanismos alternativos y maquinas auxiliares.

**Cuadro 3.1 Matriz morfológica.**

1	Alimentar			
2	Recepcionar			
3	Centrar			
4	Alinear			
5	Desacoplar			
6	Trasladar			
7	Almacenar			

Siguiendo la secuencia señalada por las líneas de colores se especifica en la tabla 3.2. La leyenda de los conceptos de solución.

Tabla 3.2 conceptos de solución

CONCEPTO DE SOLUCION	TIPO DE LINEA
Solución 1	
Solución 2	
Solución 3	

#### D. Proyectos preliminares.

##### Alternativa 1:

Esta alternativa presenta un sistema estacionario para desarmar la cadena de carrilería. El sistema inicia cuando un montacarga (1) (vehículo auxiliar) carga la cadena entera hasta una mesa lisa (2) donde se desliza la cadena arrastrada por un winche eléctrico (3) anchado (herramienta auxiliar) a la pared (4) para llevar a posicionar un eslabón a la silla de montar (5) y ser acomodado. Una vez que tenemos el eslabón alineado al pistón del cilindro hidráulico (6) sobre el bastidor (7) este es soltado por el winche. Se coloca el botador (8) de pines o bocina en el acople del cilindro hidráulico que ejerce una fuerza y lo empuja para desplazar el pin o buje de la cadena hacia la canastilla (9). Luego son separados por el operario en depósitos (10) para su posterior análisis.

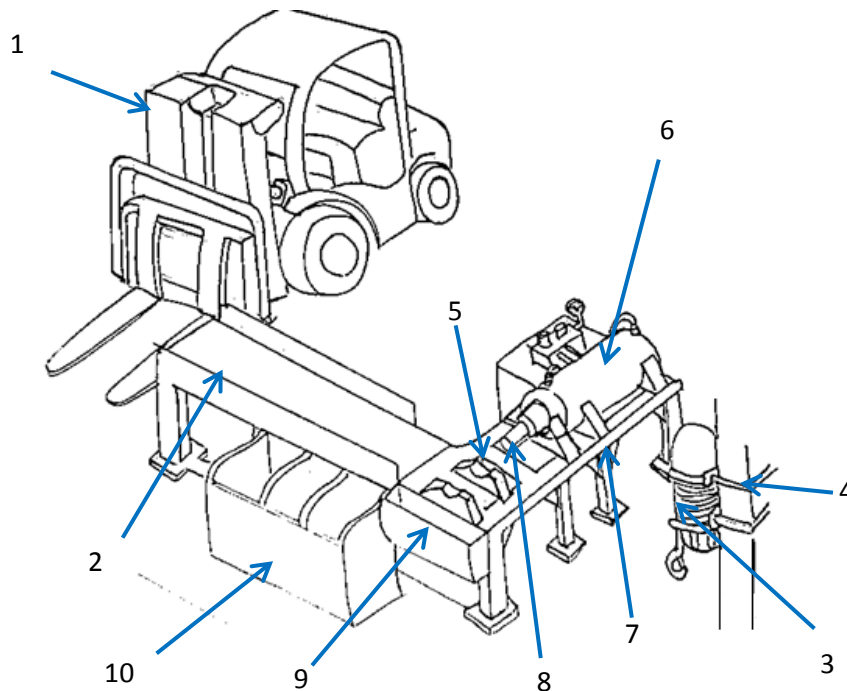


Figura 3.6 Alternativa 1

### Alternativa 2:

Esta alternativa presenta un sistema móvil para desarmar la cadena de carrilería. Consta de una herramienta hidráulica (9) con un soporte en C (1) colgado de un pórtico móvil (2) para ser alineado con el pin de la cadena que es levantado por un elevador (3). La cadena llega y se desenvuelve sobre una mesa de rodillos (4) que es accionada por un motor hidráulico (5), todo este equipo se puede mover o desmontar fácilmente, las piezas de la cadena de carrilería son almacenadas en cajas (6) para su posterior análisis. El grupo hidráulico consta de válvulas (7), tanque hidráulico (8) bomba y mangueras.

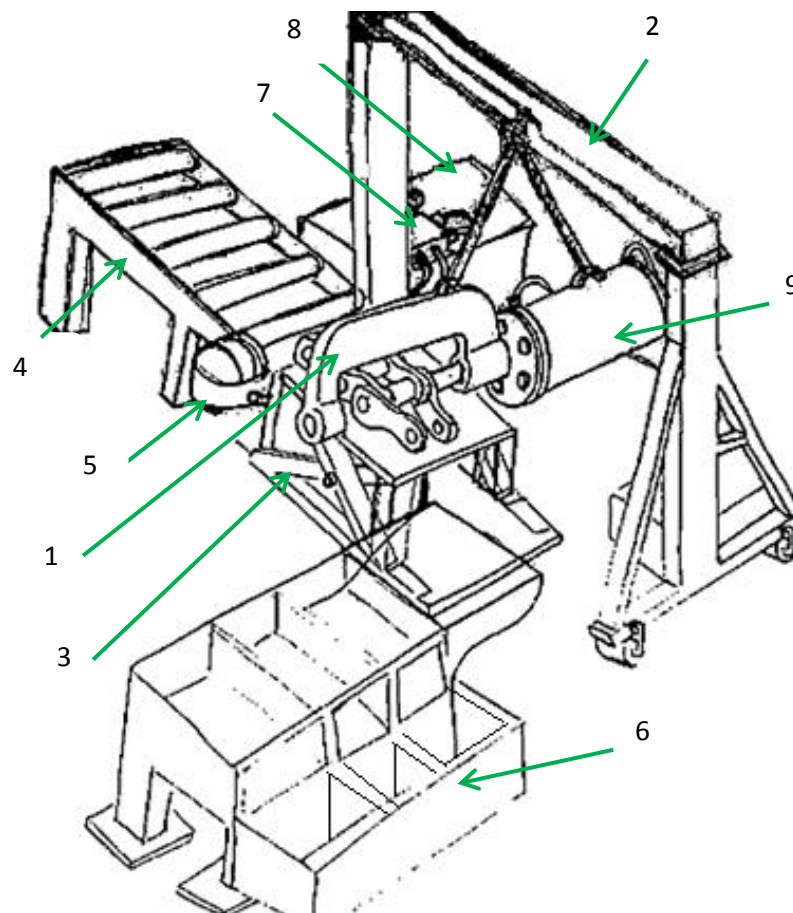


Figura 3.7 Alternativa 2

### Alternativa 3:

Esta alternativa también presenta un sistema estacionario para desarmar la cadena de carrilería. El procedimiento de todo el transporte de la cadena lo realiza un puente grúa (1) con dos ganchos (2) capaces de cargar toda la cadena llevarla hacia el punto de desacople (3), el accionamiento de la prensa es mecánica (4) sobre un soporte (5) y con refuerzos y guías (6). No alcanza mucha efectividad con altas fuerzas de desacople. Los elementos de la cadena son desplazados por un tobogán hasta su almacenaje (7).

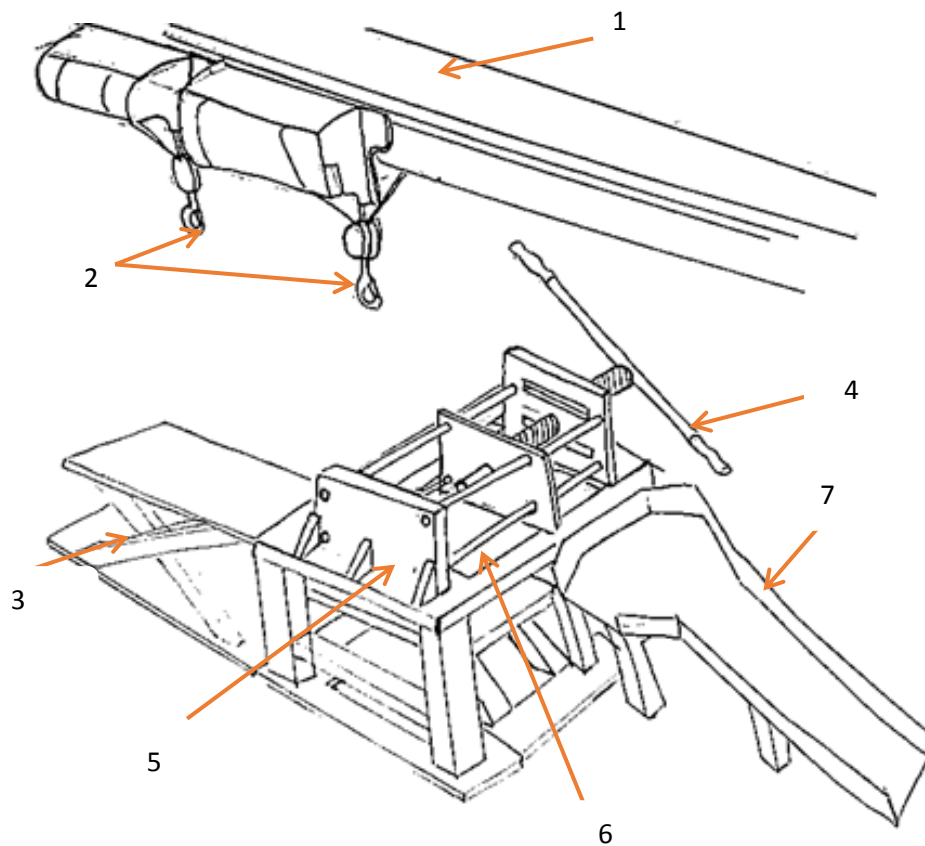


Figura 3.8 Alternativa 3

### 3.4 Elección del proyecto óptimo.

En base a las tres soluciones presentadas se procede a realizar el análisis técnico-económico de las mismas que permita determinar el concepto de solución óptimo para el problema planteado. En el criterio p: 4 ideal, 3 cumple muy bien, 2 cumple bien, 1 simple regular, 0 no cumple

Evaluación técnico – económica de los conceptos de solución, los criterios de puntuación se basaran en las características de cada una de las soluciones de la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Características de los conceptos determinados

CRITERIO	SOLUCION 1	SOLUCION 2	SOLUCION 3
<b>TECNICO</b>			
FUNCIÓN	El cilindro hidráulico estacionario que posee satisface este criterio sin problemas (4)	El cilindro hidráulico cumple con la fuerza requerida pero con algunas fallas en la estabilidad (3)	El sistema mecánico no presenta un buen desempeño y difícil operación (2)
TAMAÑO	De espacio regular (3)	De espacio mínimo y adaptable (4)	De espacio relativamente grande por los componentes auxiliares como el puente grúa (2)
MANIPULACIÓN	Los equipos auxiliares hacen efectiva este proceso y los sistemas de traslado (4)	Los equipos de la maquina son móviles (4)	Posee un puente grúa como sistema de manipulación (4)
ERGONOMIA	Los componentes se encuentran a nivel de operación para que se trabaje cómodamente (4)	los componentes no son fáciles de alinear y acomodar para la extracción (2)	Es difícil por el mecanismo de accionamiento mecánico que posee (2)
SEGURIDAD	El orden de los	Por ser móvil	Posee sistemas de

	equipos hace una transividad adecuada y libre de accidentes (3)	presenta posibles desestabilizaciones (2)	seguridad para suspensión y desacople de la cadena (3)
FABRICACIÓN	Las estructuras son sencillas. Pensado para usar materiales disponibles en el mercado local (4)	Los componentes curvos necesitan de un proceso especial para su fabricación (2)	Los componentes son sencillos (3)
MANTENIMIENTO	Los componentes son de fácil acceso (4)	Los componentes son de regular acceso (3)	Los componentes son de fácil acceso (4)
ECONOMICO			
DISEÑO	El diseño de los elementos es relativamente sencillo (3)	Por las cualidades en su geometría su diseño es complejo (2)	La forma de sus componentes lo hace fácil de modelar (3)
MATERIAL	Los materiales son del área local haciendo fácil de conseguir (3)	Los accesorios utilizados demandan de materiales con alta resistencia (2)	Los materiales son comerciales y de precio regular (3)
FABRICACIÓN	Por tener geometrías sencillas el armado de sus estructuras es sencillo y de bajo precio. (3)	La geometría de su soporte hace la fabricación de regular dificultad (2)	El puente grúa lo hace caro pero efectivo (2)
MONTAJE	Los elementos son unidos por soldadura y pernos (3)	Los elementos son unidos por soldadura especial y pernos (2)	Los elementos auxiliares son pesados (2)
MANTENIMIENTO	Es relativo al mantenimiento técnico (4)	Es relativo al mantenimiento técnico (3)	Es relativo al mantenimiento técnico (4)

Tomando los puntajes asignados en la tabla 3.3 completamos la tabla de evaluación técnica y económica. Otro criterio a tomar en cuenta es la importancia o peso ponderado de g: 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante

a) Evaluación técnica.

Tabla de evaluación técnica										
N°	Criterios de evaluación		Proyecto							
			solución 1		solución 2		solución 3		solución ideal	
		g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	3	4	12	3	9	2	6	4	12
2	Tamaño	2	3	6	4	8	2	4	4	8
3	Manipulación	3	4	12	4	12	4	12	4	12
4	Ergonomía	2	4	8	2	4	2	4	4	8
5	Seguridad	3	3	9	2	6	3	9	4	12
6	Fabricación	3	4	12	2	6	3	9	4	12
7	Mantenimiento	3	4	12	3	9	4	12	4	12
	Total			71		54		56		76
				0.93		0.71		0.74		
en el criterio p: 4 ideal, 3 cumple muy bien, 2 cumple bien, 1 simple regular, 0 no cumple										
en el criterio g: 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante										

En segundo lugar, se realiza la valoración económica de los conceptos de solución. Para esto también se utiliza la asignación de peso ponderado y puntaje mencionado en el criterio técnico líneas arriba.

b) Evaluación económica.

Tabla de evaluación económica										
N°	Criterios de evaluación	Proyecto								
		solución 1			solución 2		solución 3		solución ideal	
		g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo por diseño	3	3	9	2	6	3	9	4	12
2	Costo de material	3	3	9	2	6	3	9	4	12
3	Costo de Fabricación	3	3	9	2	6	2	6	4	12
4	Costo de montaje	2	3	6	2	4	2	4	4	8
5	Costo de mantenimiento	3	4	12	3	9	4	12	4	12
	Total			45		31		40		56
				0.80		0.55		0.71		
En el criterio p: 4 ideal, 3 cumple muy bien, 2 cumple bien, 1 cumple regular, 0 no cumple										
En el criterio g: 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante										

A continuación en la tabla 3.3 colocamos los valores finales para cada solución.

Tabla 3.3. Valor técnico y económico

	Eje X valoración técnica	Eje Y valoración económica
solución 1	0.93	0.80
solución 2	0.71	0.55
solución 3	0.74	0.71

A continuación se muestra en la figura 3.9 la ubicación del modelo con mayor valor técnico y económico como podemos observar se trata de la solución uno (S1) que se acerca al modelo ideal de diseño y sus valores son proporcionales porque se encuentran cerca de la línea diagonal.



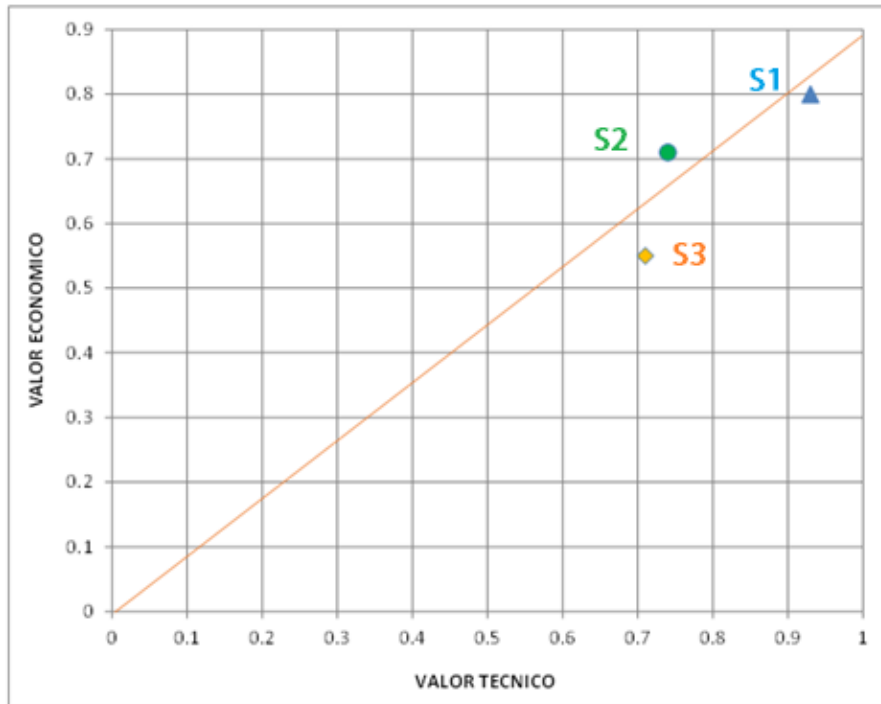


Figura 3.9 Soluci3n con el mejor valor

El esquema del modelo 3ptimo se muestra en la figura 3.10. El cual analizaremos cada uno de sus componentes m3s adelante.

### **3.5 Diseño y cálculo del modelo óptimo.**

Para el diseño del extractor empezamos por la selección del actuador que tiene que generar una fuerza mayor a 660 KN (Anexo A), el cual es dato de la cadena del tractor de oruga D8T Caterpillar. Debido a esta fuerza que se necesita para la extracción del pin y de la bocina. Se busca sobrepasar dicha fuerza.

Para garantizar un diseño eficiente, nos basamos en encontrar un actuador que pueda brindar las exigencias para un desarrollo óptimo en el diseño y fabricación de los elementos del extractor.

#### **a. Selección del cilindro hidráulico.**

Se busca la manera de sobrepasar la fuerza máxima de acople  $F_m$  de la cadena del rodaje (Anexo A).

$$F_m = 660 \text{ kN}$$

Para así poder extraer tanto el pin como la bocina del eslabón de la cadena, la cual por medio de una búsqueda para encontrar un cilindro hidráulico que cumpla con las exigencias, se encontró que los cilindros hidráulicos de la marca ENERPAC, presentan las especificaciones requeridas, Anexo C.

En el anexo C, se muestran tablas donde se ven las características del cilindro hidráulico, se puede observar en las especificaciones técnicas del catálogo de la de doble efecto la fuerza máxima de empuje es de 929 KN (Anexo C-1) la cual nos da un factor de diseño de:

$$\text{Factor de Diseño} = \frac{929 \text{ KN}}{660 \text{ KN}}$$

$$\text{Factor de Diseño} = 1.40$$

Con un factor de diseño de 1.40 bastara para extraer el pin y la bocina del eslabón de la cadena, lo cual el cilindro hidráulico es totalmente aceptable.

Para el diseño de los elementos del extractor, se necesita conocer la geometría del cilindro hidráulico por lo que se presenta los siguientes parámetros a considerar para el diseño del bastidor del extractor.

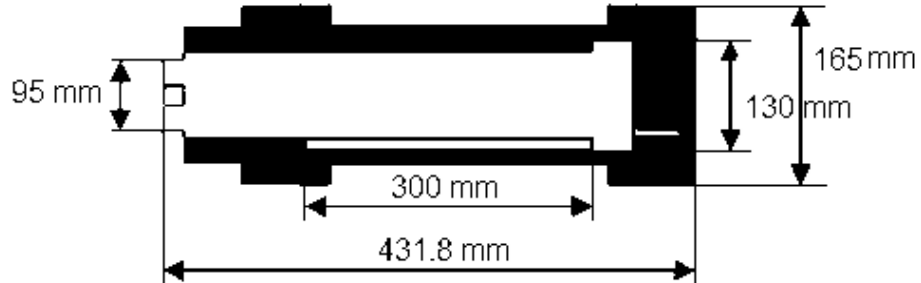


Figura 3.11. Dimensiones del cilindro hidráulico seleccionado.

El cilindro hidráulico para la extracción del pin y de la bocina necesita una fuerza admisible ( $F_{adm}$ ).

$$F_m = 660 \text{ KN}$$

La fuerza para el desacople y acople en el pin se presenta por la fuerza de rozamiento ( $F_3$ ) que se opone al movimiento de este, y lo representamos en la figura 3.12 igualar a la fuerza que transmite el pistón.



Figura 3.12 DCL de la fuerza de desacople en el Pin.

En la figura 3.13 se ve que al igual que en el dibujo la fuerza de reacción ( $F_2$ ) se transmite axialmente en el elemento llamado botador que es una herramienta de menor diámetro que el pin y es quien hace el recorrido en el desacoplamiento.

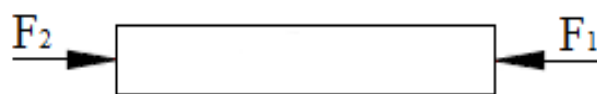


Figura 3.13 DCL de la fuerza en el botador.

Entonces en el cilindro ocurre lo siguiente. Figura 3.14 fuerzas de reacción axial ( $F_1$ ).

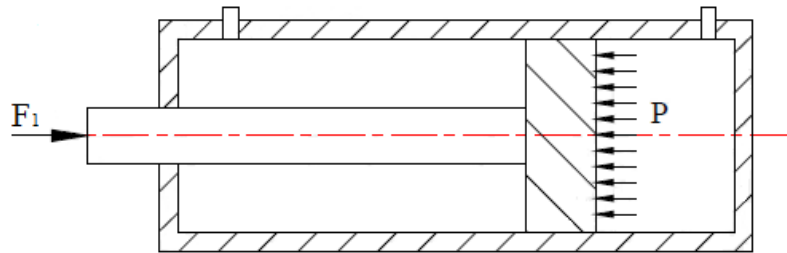


Figura 3.14 DCL de la fuerza en el vástago del cilindro hidráulico.

La fuerza ejercida por el cilindro hidráulico  $F_{C-H}$  como vemos en el anexo C-1 es de 929 KN, mayor que la fuerza  $F_1$  de 660 KN necesaria para retirar el pin.

$$929 \text{ KN} = F_{C-H} > 660 \text{ KN} = F_1$$

#### **b. Selección de los principales componentes hidráulicos.**

Para completar el sistema hidráulico necesario para hacer el trabajo de extracción de pines y bocina de carrilería haremos el cálculo y selección del sistema compuesto por motor, bomba, válvula, mangueras etc. Partiendo del elemento principal como lo es el cilindro hidráulico del cual conocemos la fuerza que aplica sobre el pin en el trabajo de extracción y el cual tiene como función principal transformar la energía eléctrica en fuerza lineal.

- Bomba hidráulica y motor:

De las tablas en el anexo C para el cilindro hidráulico tenemos,

$W$  = capacidad del cilindro hidráulico de carga

$L$  = longitud de carrera

$A$  = área efectiva de empuje

$F$  = fuerza de trabajo máxima.

Entonces

$$W = 100 \text{ ton}, \quad L = 300 \text{ mm}, \quad A = 132.7 \text{ cm}^2$$

P: presión del cilindro hidráulico

$$P = \frac{929 \text{ KN}}{132.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 70 \text{ Mpa}$$

$$P = 700 \text{ bar}$$

El caudal de la bomba.

$$Q = \frac{V}{t}$$

Dónde:

$Q$  = Caudal de la bomba hidráulica.

$V$  = volumen de llenado en empuje.  $V = 3981 \text{ cm}^3$

$t$  = tiempo de llenado.

De las características del cilindro hidráulico en el anexo C, tenemos el volumen de llenado en empuje.

El tiempo de trabajo estimado en base a la lista de exigencias es de  $t = 35$  segundos,

$$Q = \frac{V}{t}$$

$$Q = \frac{3981 \text{ cm}^3}{35 \text{ s}}$$

$$Q = 113.77 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q = 1.80 \text{ GLM}$$

Luego con  $Q$  hallamos la bomba hidráulica. Esta será la encargada de transformar la energía mecánica del motor en energía hidráulica.

Una vez conociendo el caudal que requiere el cilindro podemos ir al catálogo de la misma marca del cilindro ENERPAC, donde encontramos una serie de bombas que satisfacen el requerimiento de la fuerza aplicada.

Se elige la bomba hidráulica que funciona con un motor eléctrico incorporado, cuyas características se muestra en el anexo D:

Tabla 3.4 Características de la bomba y motor.

	BOMBA	MOTOR ELECTRICO		
CARACTERISTICA	CAUDAL (Q)	POTENCIA	VOLTAJE	FRECUENCIA
CANTIDAD	2 GPM	12.5 HP	230 VCA	60 Hz.

Luego de seleccionado el tipo de bomba eléctrica utilizada para un cilindro de doble acción, se tiene que esta bomba eléctrica tiene un trabajo de flujo de salida de dos etapas para alcanzar una aproximación más rápida del embolo con la carga y para hacer el tiempo de contracción del pistón mínimo.

Se muestra en el anexo D la gráfica de comportamiento del caudal de la bomba con la presión de operación.

- Elección de válvulas.

En el anexo E se muestra la selección de válvulas respecto a la función y requerimientos básicos del sistema.

- Válvula de distribución principal a usar de tipo solenoide (VE43) de 4/3 Válvula de control direccional.

Para la protección de los dispositivos se eligen las válvulas correspondientes para este sistema como se muestra en el anexo F:

- Válvula de aguja, para presiones hasta de 0 a 700 bares, para controlar la velocidad del cilindro con conexión de 3/8" NPTF.
- Válvula de alivio de la serie V-152, para limitar la presión que genera la bomba en el circuito hidráulico y de esta manera controlar la fuerza creada por otros componentes, se abre cada vez que se sobrepasa la presión preestablecida.

- Selección de mangueras y conexiones:

Las conexiones de las válvulas elegidas son de 3/8" de diámetro externo es por ello se selecciona mangueras con ese diámetro y con capacidad de resistencia máximo de 700 bar como se muestra en el anexo G.

- Volumen del tanque de aceite.

Para el almacenamiento de aceite se tendrá que usar un tanque que se denomina unidad hidráulica o deposito hidráulico. Se usa la regla de oro de la norma internacional ISO 1219 para dimensionar el depósito hidráulico, dice que el volumen debe ser igual a tres veces el flujo volumétrico requerido por el sistema el cual se sugiere para permitir que el fluido para descansar entre los ciclos de trabajo para la disipación de calor, la sedimentación de contaminantes, y desairación.

$$V_t = Q \times 3$$

$V_t$  = volumen del tanque

Q = caudal

Para el volumen del tanque se utiliza esta regla práctica, por lo tanto, seleccionamos el equipo adecuado para la puesta en funcionamiento del extractor hidráulico.

$$V_t = Q \times 3$$

$$V_t = 1.8 \times 3$$

$$V_t = 5.4 \text{ gal} \cong 20L$$

Se elige un cilindro externo de la marca SMA anexo H. El tanque hidráulico de capacidad de 21 litros.

- Winche.

El peso de la cadena  $P = 1800 \text{ Kg}$ , por un el coeficiente de rozamiento dinámico de acero sobre acero  $\mu = 0.57$  Anexo I. Por lo tanto:

$$F_r = N \times \mu$$

$$F_r = 1800 \times 0.57 = 1026 \text{ Kgf}$$

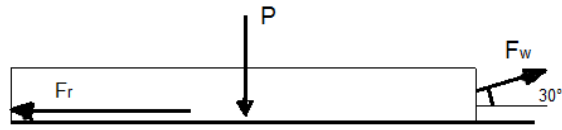


Figura 3.16 Arrastre de la cadena sobre la mesa de recepción.

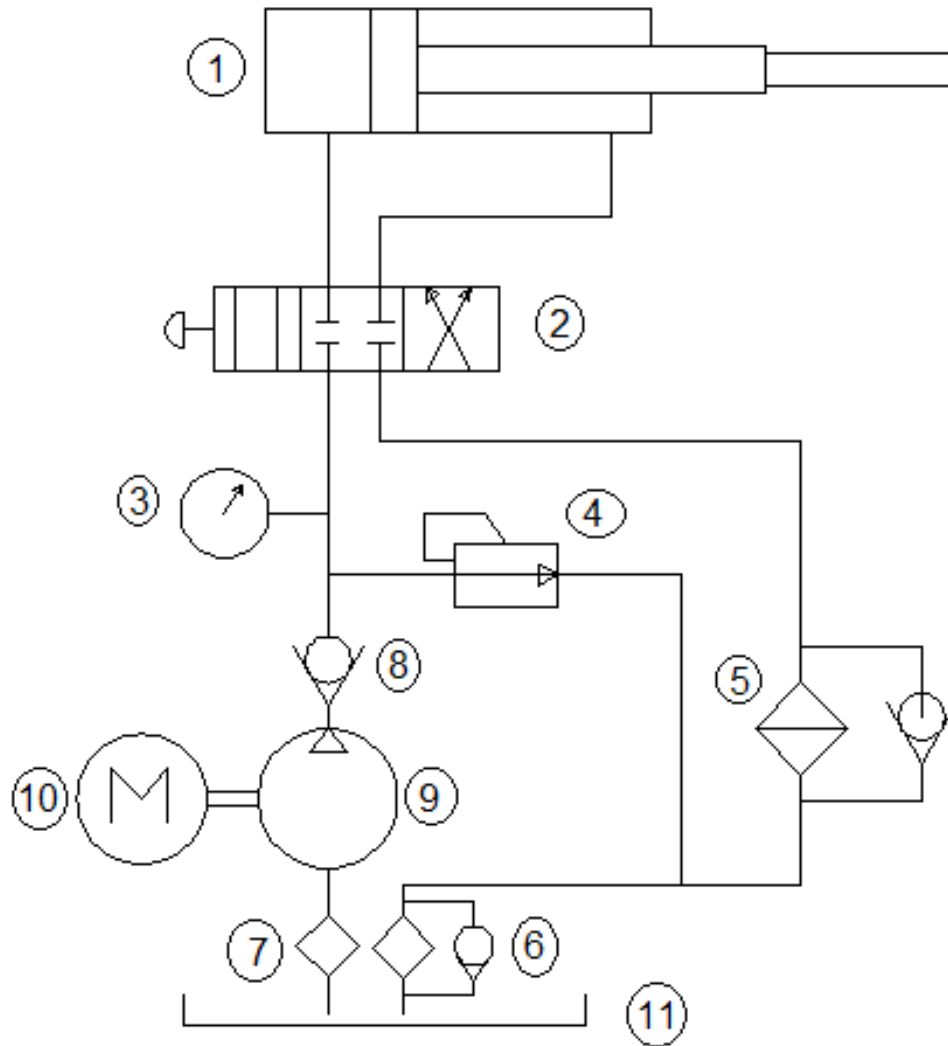
$$F_r = F_w \cos 30^\circ$$

$$F_w = 1184 \text{ kgf}$$

Tenemos que la fuerza del winche,  $F_w = 1184 \text{ kgf}$  entonces elegimos el Winche de la marca PW 1250i de capacidad 1250 kg para jalar la cadena hasta el punto de desacople como se muestra en el anexo I.



Sistema Hidráulico Básico:



N°	DESCRIPCION
1	Cilindro hidráulico de doble efecto de empuje 929 KN.
2	Válvula distribuidora VE43 4/3
3	Manómetro de [0-700] bar
4	Válvula limitadora de presión [55-700] bar.
5	Filtro de retorno ISO 21/19/16
6	Filtro de retorno ISO 21/19/16
7	Filtro de succión ISO 21/19/16
8	Válvula check anti-retorno V-17
9	Bomba ENERPAC caudal 2 GPM
10	Motor eléctrico ENERPAC 9.32 KW

### **c. Diseño bastidor y mesa del extractor**

La fuerza al empujar el pin ejercerá reacciones en toda la estructura que estará montada, las cuales serán analizadas para soportar el trabajo de extracción de pines de cadena de carrielera.

#### **c.1 Bastidor:**

Para el diseño de la estructura del extractor hidráulico se empieza por analizar las cargas generadas por la fuerza de trabajo del cilindro hidráulico, para esto se determinaron los puntos críticos en la estructura como soportes, apoyos, columnas, vigas y cargas críticas que soportaran los diferentes elementos que la componen.

En el análisis estructural se utiliza el método de diseño por factores de cargas y resistencia (LRFD) de acuerdo a las normas legales E.090 para estructuras metálicas. En este método se debe hallar un factor de carga que será representado como la carga ultima, que significa la carga a la cual va a estar sometido el elemento y que será comparada con la resistencia de diseño de la estructura a analizar en donde la resistencia de diseño tendrá que ser mayor a la carga ultima para garantizar que la estructura no vaya a fallar, donde luego se establecerá el material que en algunos casos partiremos con un acero ASTM A36, para así poder seleccionar los elementos del bastidor del extractor.

Las Columnas y las vigas estarán sometidas a flexión y tracción, la base (mesa de trabajo) y los soportes estarán sometidos a tracción y flexión respectivamente, la montura y el tope de la cadena del tractor estarán sometidos a tensión y compresión, en la figura 3.17 se observa un esquema preliminar del extractor hidráulico.

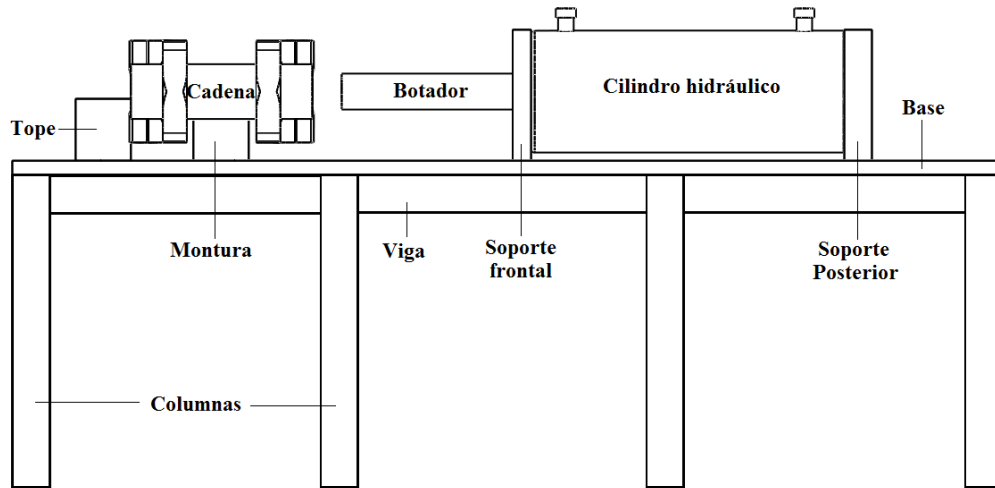


Figura.3.17 Esquema previo del Extractor hidráulico.

Primero se analizará la parte de la mesa de trabajo (Soportes, Monturas, tope y base), dejando por último el análisis de las columnas y las vigas por falta de datos, las cuales se van a ir determinando con el transcurso del análisis.

Para la mesa de trabajo de tiene los parámetros del cilindro hidráulico seleccionado y de la cadena del tracto D8T, con la cual se empieza a dimensionar los elementos del extractor como se muestra en la figura 3.18.

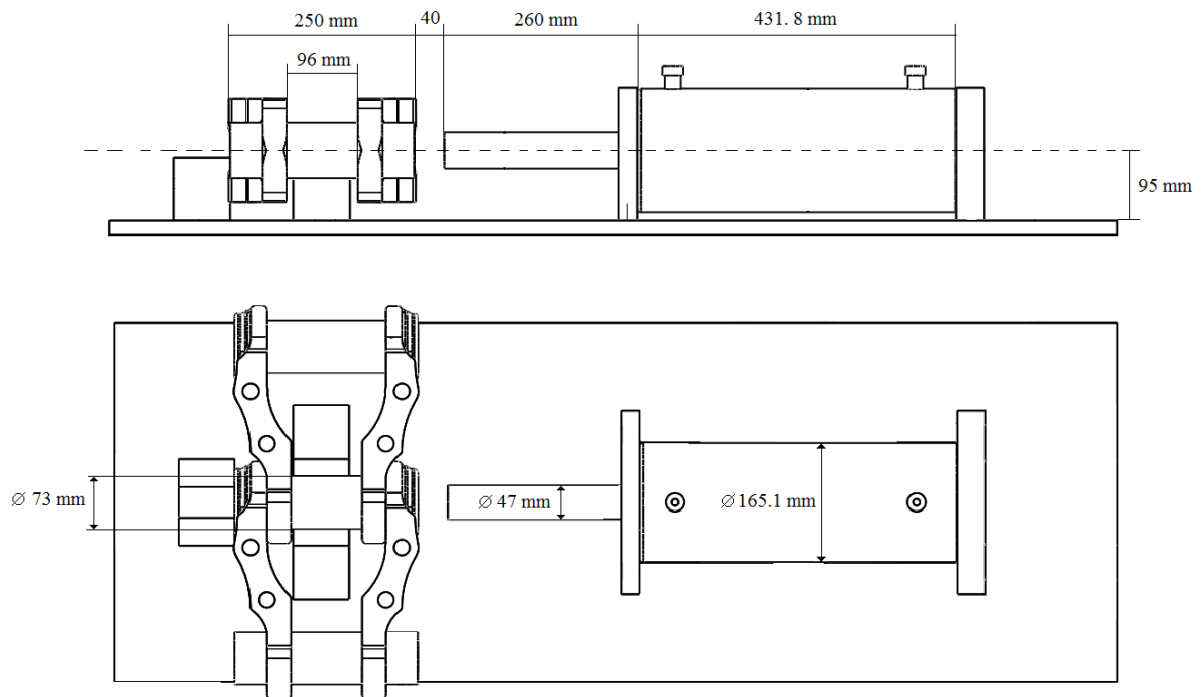


Figura 3.18. Parámetros establecidos del extractor hidráulico.

- Soportes del Cilindro hidráulico.

Partiendo de los parámetros de cilindro hidráulico seleccionado y por el método de diseño por factores de cargas y resistencia (LRFD), se determina el material y los parámetros de los soportes tanto para la parte posterior y frontal del cilindro hidráulico, donde estos soportes son de perfil rectangular (barras rectangulares)

- Análisis del soporte posterior del cilindro hidráulico.

De acuerdo al método (LRFD), se analiza por las dos formas que interactúa el soporte posterior, debido a la tracción y momento flector, y se evalúa cuál de las dos es el más crítico para poder establecer el material y los parámetros adecuados del soporte posterior.

- Resistencia de diseño en tracción

Para este análisis se tiene que hallar la resistencia requerida ( $U$ ) como se mencionó anteriormente, para esto se utiliza la ecuación:

$$U = 1.2 \times D + 1.6 \times L$$

Dónde:

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

Donde la carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva ( $L = 660 \text{ KN}$ ).

Donde  $U$  vendría ser:

$$U = 1.6 \times L$$

$$U = 1.6 \times 660 \text{ KN}$$

$$U = 1056 \text{ KN}$$

Luego encontramos la resistencia de diseño ( $N$ ) para así poder comparar y determinar si el perfil seleccionado es el adecuado para el diseño. Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$N = \phi \times A_s \times f_y$$

Dónde:

$\phi$ : Factor de reducción de la resistencia, (tracción: 0.9).

$A_s$ : Área neta de la superficie de contacto (área de la base cilindro)

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material.

Donde el área de la superficie de contacto vendría ser como se muestra 3.19.

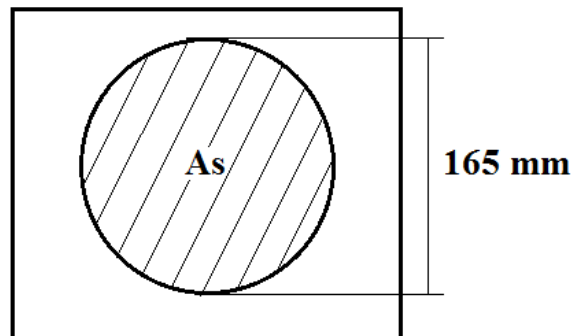


Figura 3.19. Área de contacto del soporte y el cilindro hidráulico

Determinamos el área neta ( $A_s$ ):

$$A_s = \frac{\pi \times 165^2}{4}$$

$$A_s = 21\,382.46 \text{ mm}^2$$

Se despeja la ecuación para determinar la resistencia de diseño ( $N$ ).

$$N = 0.9 \times 21\,382.46 \text{ mm}^2 \times f_y$$

$$N = f_y \times 19\,244.21 \text{ mm}^2$$

La resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$N > U$$

$$f_y \times 19\,244.21 \text{ mm}^2 > 1\,056 \text{ KN}$$

$$f_y > 54.87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

De acuerdo a esta relación calculado, se escoge el material para el soporte, un acero ASTM A36 con un esfuerzo de fluencia de  $f_y = 250 \frac{N}{mm^2}$ .

Luego se determina los parámetros geométricos de acuerdo al siguiente análisis.

- Análisis de resistencia al momento flector.

Para este análisis se tiene que hallar la resistencia requerida ( $M_U$ ), para esto se utiliza la siguiente ecuación.

$$M_U = 1.2 \times M_D + 1.6 \times M_L$$

$$M_D = D \times H \quad M_L = L \times H$$

Dónde:

$M_D$  y  $M_L$ : Momento debido a las cargas permanentes.

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

$H$ : Altura específica,  $H = d - (a/2)$ ,

Se establece una altura desde la base hasta el cilindro de 12.5 mm, y considerando el diámetro del cilindro se tiene la figura 3.20.

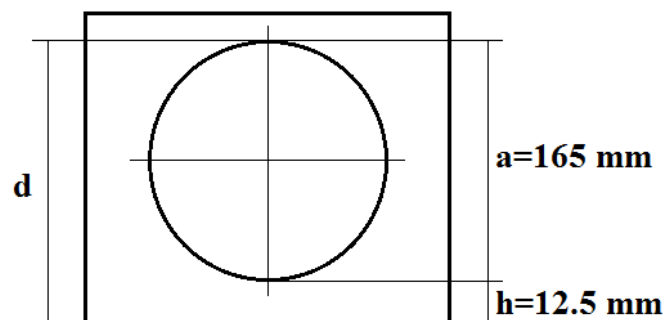


Figura 3.20. Esquema de soporte posterior con datos establecidos.

Donde la altura específica vendría ser dado por:

$$H = d - (a/2) = (165 + 12.5) - (165/2)$$

$$H = 95 \text{ mm}$$

La carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva ( $L = 660 \text{ KN}$ ).

Una vez determinada la altura específica y la carga viva se determina la resistencia requerida " $M_U$ ".

$$M_U = 1.6 \times L \times H = 1.6 \times 660 \text{ KN} \times 95 \text{ mm}$$

$$M_U = 100\,320 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

Luego de encontrar la resistencia del momento flector ultima que soportara la estructura, se halla la resistencia de diseño ( $M_N$ ) para comparar y determinar si el perfil seleccionado es el adecuado para el diseño. Para esto se usa la ecuación de resistencia de diseño.

$$M_N = \phi \times A_S \times f_y \times e$$

Dónde:

$\phi$ : Factor de reducción de la resistencia, (corte y torsión: 0.75).

$A_S$ : Área neta de la superficie de contacto ( $A_S = 21\,382.46 \text{ mm}^2$ )

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material ( $250 \text{ N/mm}^2$ ).

$e$ : Espesor del material,

Se despeja la ecuación:

$$M_N = 0.75 \times 21382.46 \text{ mm}^2 \times 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times e$$

$$M_N = (e \times 4\,009.21) \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

Como se mencionó anteriormente, la resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$M_N > M_U$$

$$e \times 4009.21 \text{ KN} > 100\,320 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

$$e > 25.02 \text{ mm}$$

Para una mayor seguridad se escoge un espesor de 1½ in (38.1 mm) para el perfil rectangular, por lo que ya se tiene los parámetros del soporte posterior.

Estableciendo una altura que contenga al diámetro del cilindro de 180 mm, y un ancho que contenga y permita algún refuerzo más adelante la cual también se fijara para el soporte frontal (255 mm) como se muestra en la figura 3.21.

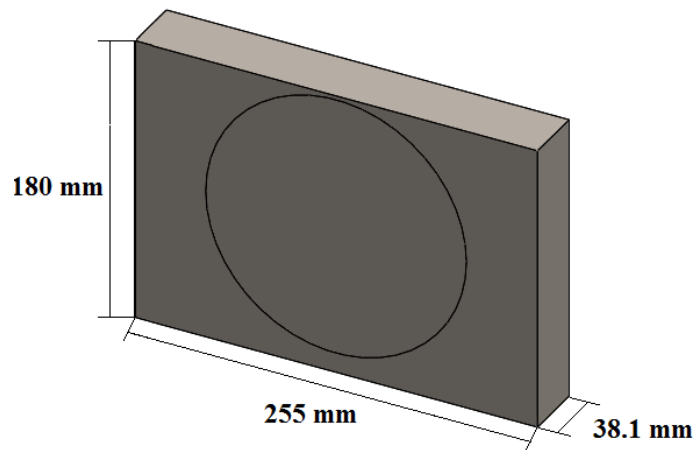


Figura 3.21. Dimensiones del soporte posterior

- Análisis del soporte frontal del cilindro hidráulico.

De acuerdo al método (LRFD), se analiza la reacción debido a la tracción y momento flector, y se evalúa cada uno para poder establecer el material y los parámetros adecuados del soporte frontal.

- Resistencia de diseño en tracción.

Determinando la resistencia requerida ( $U$ ) como se mencionó anteriormente, para esto se utiliza la ecuación:

$$U = 1.2 \times D + 1.6 \times L$$

Donde la carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva, donde esta solo será aproximadamente una fracción de la carga total debido a que comparte la carga con otros elementos al momento de la extracción ( $L = 0.5 \times 660 \text{ KN}$ ).



Donde U vendría ser:

$$U = 1.6 \times L$$

$$U = 1.6 \times 330 \text{ KN}$$

$$U = 528 \text{ KN}$$

Luego encontramos la resistencia de diseño ( $N$ ) para así poder comparar y determinar si el perfil seleccionado es el adecuado para el diseño. Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$N = \phi \times A_s \times f_y$$

Determinamos el área neta de superficie de contacto del cilindro, que vendría ser la diferencia de áreas respecto de la base del cilindro y la base del vástago como se muestra en la figura 3.22.

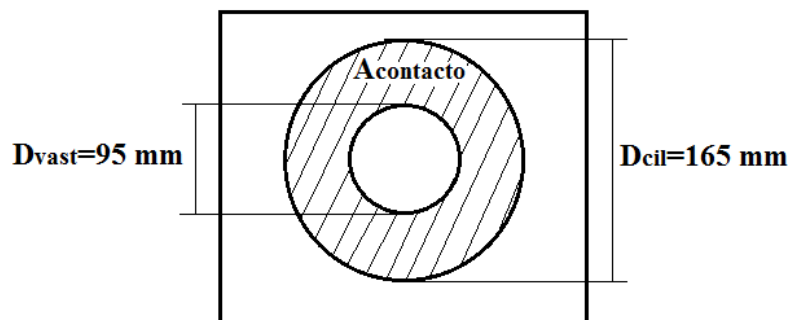


Figura 3.22. Esquema del área de la superficie de contacto del soporte frontal

El área neta ( $A_s$ ):

$$A_s = \frac{\pi \times (165^2 - 95^2)}{4}$$

$$A_s = 14\,294.25 \text{ mm}^2$$

Se despeja la ecuación para determinar la resistencia de diseño ( $N$ ).

$$N = 0.9 \times 14\,294.25 \text{ mm}^2 \times f_y$$

$$N = f_y \times 12\,864.82 \text{ mm}^2$$

La resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$N > U$$

$$f_y \times 12\,864.82 \text{ mm}^2 > 528 \text{ KN}$$

$$f_y > 41.04 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

De acuerdo a esta relación calculado, se escoge el material para el soporte, un acero ASTM A36 con un esfuerzo de fluencia de  $f_y = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ .

Luego se determina los parámetros geométricos de acuerdo al siguiente análisis.

- Análisis de resistencia al momento flector.

Para este análisis se tiene que hallar la resistencia requerida ( $M_U$ ), para esto se utiliza la siguiente ecuación.

$$M_U = 1.2 \times M_D + 1.6 \times M_L$$

$$M_D = D \times H \quad M_L = L \times H$$

$M_D$  y  $M_L$ : Momento debido a las cargas permanentes.

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

$H$ : Altura específica,  $H = d - (a/2)$ ,

La altura establecida desde la base hasta el cilindro anteriormente permanece (12.5 mm), y considerando el diámetro del cilindro se tiene el siguiente esquema.

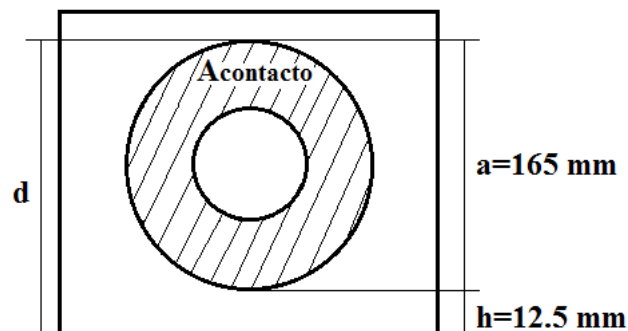


Figura 3.23. Esquema de soporte frontal con datos establecidos.

Donde la altura específica es:

$$H = d - (a/2) = (165 + 12.5) - (165/2)$$

$$H = 95 \text{ mm}$$

La carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva ( $L = 0.5 \times 660 \text{ KN}$ ).

Una vez determinada la altura específica y la carga viva, se determina la resistencia requerida " $M_U$ ".

$$M_U = 1.6 \times L \times H = 1.6 \times 330 \text{ KN} \times 95 \text{ mm}$$

$$M_U = 50\,160 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

Luego de encontrar la resistencia del momento flector última que soportara la estructura, se halla la resistencia de diseño ( $M_N$ ) para así poder comparar y determinar el espesor del perfil seleccionado. Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$M_N = \phi \times A_S \times f_y \times e$$

Dónde:

$\phi$ : Factor de reducción de la resistencia, (corte y torsión: 0.75).

$$A_S = 14\,294.25 \text{ mm}^2$$

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material ( $250 \text{ N/mm}^2$ ).

Se despeja la ecuación:

$$M_N = 0.75 \times 14\,294.25 \text{ mm}^2 \times 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times e$$

$$M_N = (e \times 2\,680.17) \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

La resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño, se tiene.

$$M_N > M_U$$

$$e \times 2\,680.17 > 50\,160$$

$$e > 18.7 \text{ mm}$$

Para una mayor seguridad se escoge un espesor de 1 in (25.4 mm) para el perfil rectangular, por lo que ya se tiene los parámetros del soporte posterior.

Estableciendo una altura que contenga al diámetro del cilindro de 180 mm, y un ancho que se fijó anteriormente para el soporte posterior (255 mm), se tiene los siguientes parámetros para el soporte frontal como se muestra en la figura 3.24.

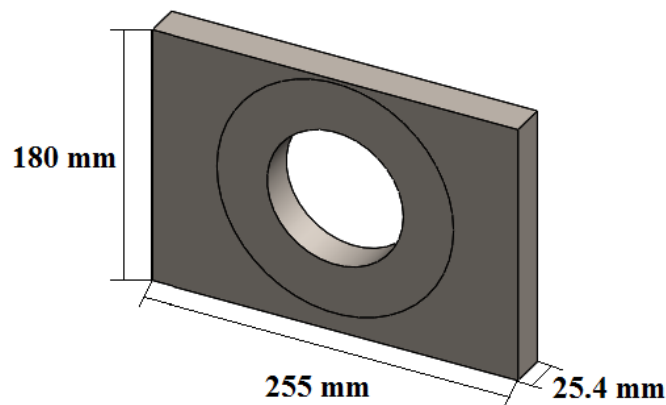


Figura 3.24. Parámetros dimensionales del soporte frontal.

- Montura y Tope
  - Análisis de la montura.

De acuerdo al método (LRFD), se analiza debido a la reacción del momento flector, y se evalúa para poder establecer los parámetros adecuados, para este caso se elige un acero A36.

Análisis de resistencia al momento flector por el método (LRFD).

Para este análisis se tiene que hallar la resistencia requerida ( $M_U$ ), para esto se utiliza la siguiente ecuación.

$$M_U = 1.2 \times M_D + 1.6 \times M_L$$

$$M_D = D \times H \quad M_L = L \times H$$

$M_D$  y  $M_L$ : Momento debido a las cargas permanentes.

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

$H$ : Altura específica,  $H = d - (a/2)$ ,

Se establece una altura desde la base hasta el cilindro de 95 mm, y considerando el diámetro del cilindro se tiene la figura 3.25.

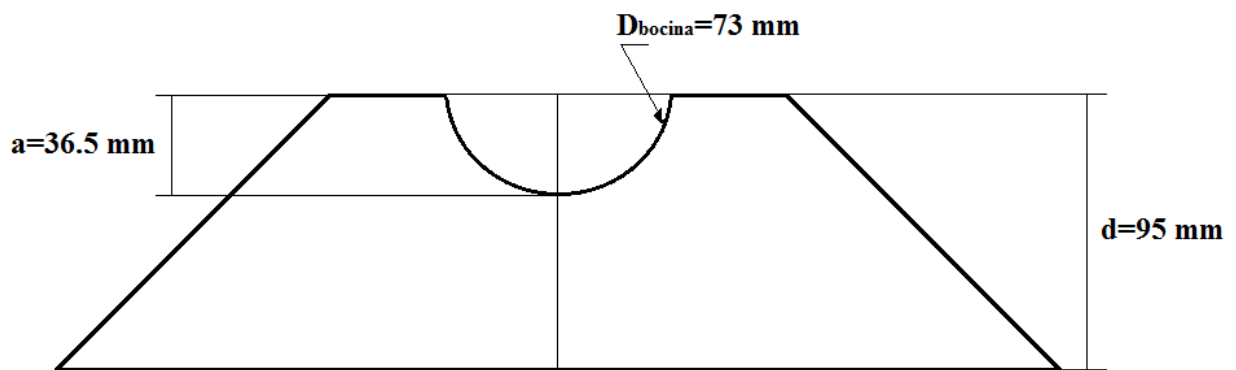


Figura 3.25. Esquema de la silla de montar con datos establecidos.

Donde la altura específica vendría ser dado por:

$$H = d - (a/2) = 95 - (36.5/2)$$

$$H = 76.75 \text{ mm}$$

La carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva ( $L = 0.5 \times 660 \text{ KN}$ ).

Una vez determinada la altura específica y la carga viva se determina la resistencia requerida " $M_U$ ".

$$M_U = 1.6 \times L \times H = 1.6 \times 330 \text{ KN} \times 76.5 \text{ mm}$$

$$M_U = 40\,392 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

Luego encontramos la resistencia del momento flector última que soportara la estructura, se halla la resistencia de diseño ( $M_N$ ) para así poder comparar y determinar si el perfil seleccionado es el adecuado para el diseño. Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$M_N = \phi \times A_S \times f_y \times e$$

Determinado el área de la superficie de contacto de la silla de montar con la cadena como se muestra en la figura 3.26.

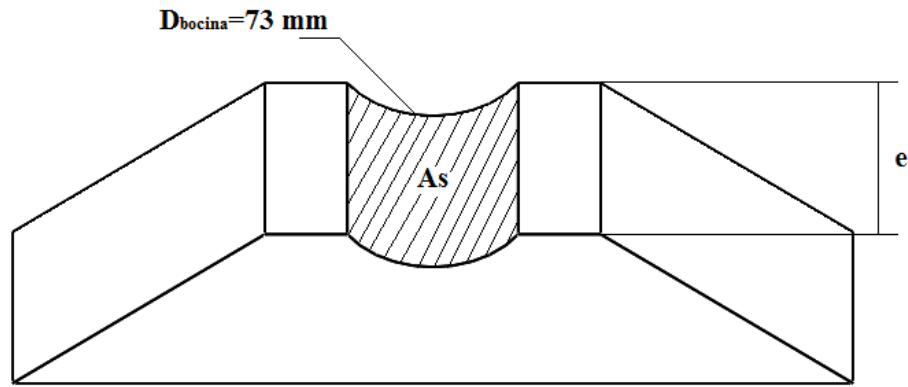


Figura 3.26. Esquema del área de la superficie de contacto de la silla de montar

Se tiene:

$$A_s = \frac{\pi \times D_{bocina}}{2} \times e$$

$$A_s = e \times 114.67 \text{ mm}$$

Se despeja la ecuación:

$$M_N = 0.75 \times e \times 114.67 \text{ mm} \times 250 \frac{N}{\text{mm}^2} \times e$$

$$M_N = e^2 \times 21.5 \frac{KN}{\text{mm}}$$

Como se mencionó anteriormente, la resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$M_N > M_U$$

$$e^2 \times 21.5 \frac{KN}{\text{mm}} > 40\,392 \text{ KN} \cdot \text{mm}$$

$$e^2 > 1\,878.84 \text{ mm}^2$$

$$e > 43.34 \text{ mm}$$

Para una mayor seguridad se escoge un espesor de 3 in (76.2 mm) para el bloque de acero, por lo que ya se tiene los parámetros de la silla de montar.

Estableciendo una altura que contenga al diámetro del cilindro de 180 mm, y un ancho que se fijó anteriormente para el soporte posterior (255 mm) como se muestra en la figura 3.27.

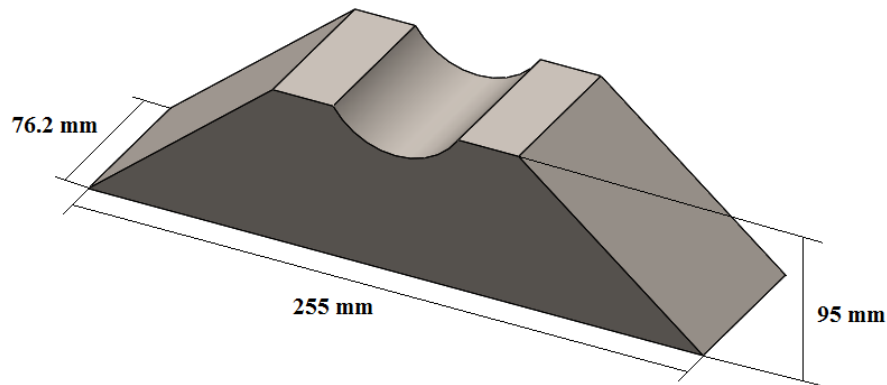


Figura 3.27. Parámetros dimensionales de la silla de montar

- Análisis del tope.
  - Resistencia de diseño en tracción de acuerdo al método (LRFD)

Determinando la resistencia requerida ( $U$ ) como se mencionó anteriormente, para esto se utiliza la ecuación:

$$U = 1.2 \times D + 1.6 \times L$$

Donde la carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva ( $L = 660 \text{ KN}$ ).

Donde  $U$  vendría ser:

$$U = 1.6 \times L$$

$$U = 1.6 \times 660 \text{ KN}$$

$$U = 1\ 056\ 000 \text{ N}$$

Luego encontramos la resistencia de diseño ( $N$ ) para así poder comparar y determinar si el perfil seleccionado es el adecuado para el diseño. Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$N = \phi \times A_s \times f_y$$

Dónde:

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material ( $250 \text{ N/mm}^2$ ).

Determinamos el área neta de superficie de contacto del cilindro que se muestra en la figura 3.28:

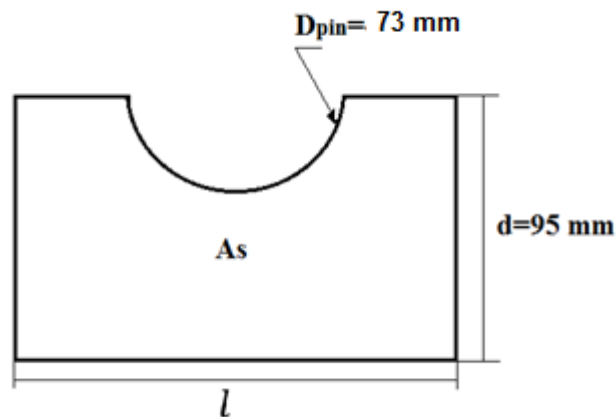


Figura 3.28. Esquema del área de la superficie de contacto del tope.

El área neta ( $A_s$ ):

$$A_s = 95xl - \left( \frac{\pi \times 73^2}{4} \times 0.5 \right)$$

$$A_s = 95xl - 2092.69 \text{ mm}^2$$

Se despeja la ecuación para determinar la resistencia de diseño ( $N$ ).

$$N = 0.9 \times (95xl - 2092.69 \text{ mm}^2) \times 250 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$N = 21\,375 \times l - 470\,856.02$$

La resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$N > U$$

$$21\,375 \times l - 470\,856.02 > 1\,056\,000 \text{ N}$$

$$l > 71.43 \text{ mm}$$

De acuerdo a esta relación calculada, se escoge para una mayor seguridad una longitud de  $l = 120 \text{ mm}$ , obteniendo un área neta de la superficie de contacto.



$$A_s = 95 \times (120) - 2092.69 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 9\,307.31 \text{ mm}^2$$

Luego se determina el espesor de acuerdo al siguiente análisis.

- Análisis de resistencia al momento flector.

Para este análisis se tiene que hallar la resistencia requerida ( $M_U$ ), para esto se utiliza la siguiente ecuación.

$$M_U = 1.2 \times M_D + 1.6 \times M_L$$

$$M_D = D \times H \quad M_L = L \times H$$

$M_D$  y  $M_L$ : Momento debido a las cargas permanentes.

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

$H$ : Altura específica,  $H = d - (a/2)$ ,

La altura establecida desde la base hasta el cilindro anteriormente permanece (12.5 mm), y considerando el diámetro del cilindro se tiene la figura 3.29.

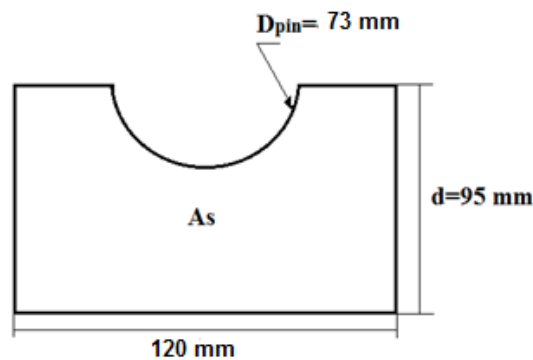


Figura 3.29. Esquema del tope con datos establecidos.

Donde la altura específica vendría ser dado por:

$$H = d - (a/2) = 95 - (36.5/2)$$

$$H = 76.75 \text{ mm}$$

La carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva ( $L = 660 \text{ KN}$ ).

Una vez determinada la altura específica y la carga viva se determina la resistencia requerida " $M_U$ ".

$$M_U = 1.6 \times L \times H = 1.6 \times 660 \text{ KN} \times 76.75 \text{ mm}$$

$$M_U = 81\,048 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

Luego encontramos la resistencia del momento flector ultima que soportara la estructura, se halla la resistencia de diseño ( $M_N$ ) para así poder comparar y determinar el espesor del bloque seleccionado. Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$M_N = \phi \times A_S \times f_y \times e$$

$\phi$ : 0.75.

$$A_S = 9\,307.31 \text{ mm}^2$$

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material (250 N/mm<sup>2</sup>).

$e$ : Espesor del material.

Se despeja la ecuación:

$$M_N = 0.75 \times 9\,307.31 \text{ mm}^2 \times 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times e$$

$$M_N = e \times 1\,745.12 \text{ KN}$$

Como se mencionó anteriormente, la resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$M_N > M_U$$

$$e \times 1\,745.12 \text{ KN} > 81\,048 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

$$e > 46.44 \text{ mm}$$

Para una mayor seguridad se escoge un espesor de 3in (76.2 mm) para el bloque, por lo que ya se tiene los parámetros del tope.

Estableciendo un ancho que se determinó anteriormente para el tope (120 mm), se tiene los siguientes parámetros para el soporte frontal como se muestra en la figura 3.30.

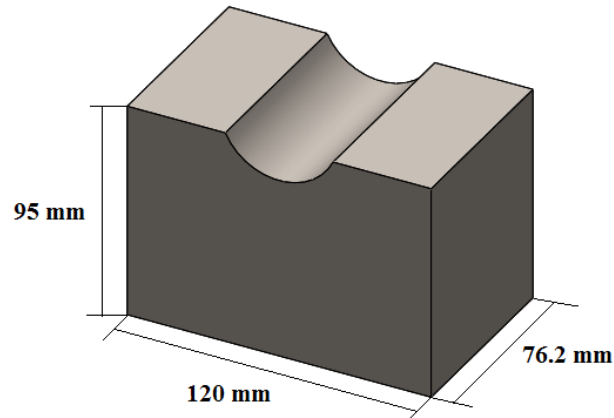


Figura 3.30. Parámetros dimensionales del tope.

- Base del extractor.

Una vez ya establecido los parámetros de los elementos que intervienen en la función de extracción del pin de la cadena, procedemos a dimensionar la base donde estará todo el equipo de extracción.

Se decide acoplar unos apoyos para el posicionamiento del cilindro hidráulico, y también de algunos refuerzos metálicos (cartelas, perfiles metálicos, contrafuertes, etc.) para poder brindar una mejor seguridad de los elementos que están en contacto con la carga de extracción, donde la mesa de trabajo quedaría como se muestra en la figura 3.31.

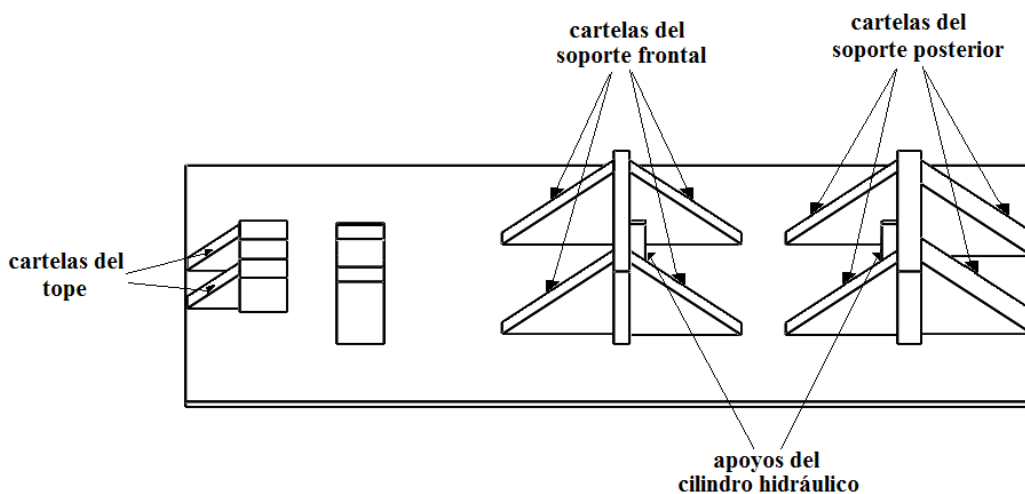


Figura 3.31. Esquema de distribución de los apoyos y cartelas en la base.

Se puede observar en la figura 3.32 que el área de trabajo de los elementos del extractor, están en toda la base, por lo cual el dimensionamiento para la base sería todo el largo de la distribución de los elementos, para el ancho se escoge una longitud que contenga y brinde una seguridad al momento de la extracción, lo cual se escoge un ancho de 500 mm.

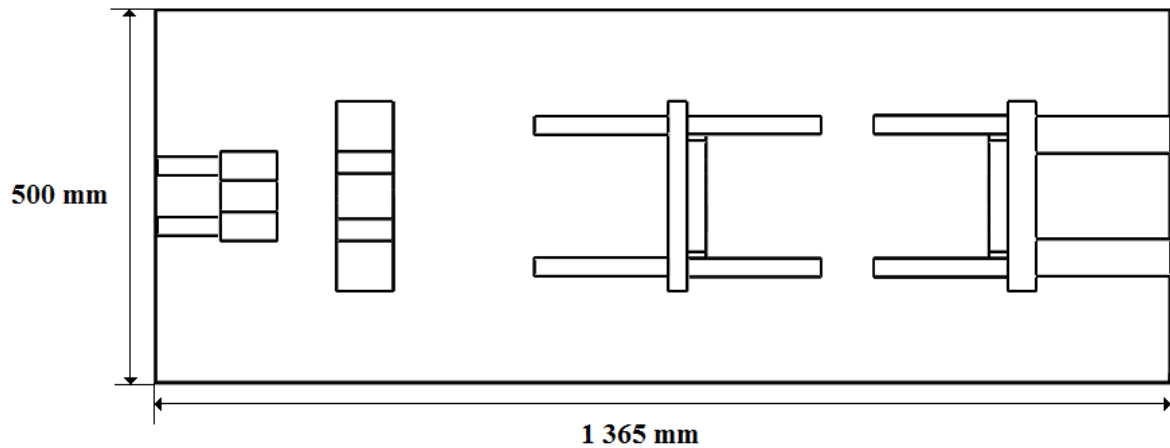


Figura 3.32. Datos establecidos para la base

Para el espesor se procede analizar por el método de resistencia a tracción que sufre la base al momento de la extracción, se establece para la base una plancha de acero ASTM A36.

- Resistencia de diseño en tracción para la base de la mesa de trabajo.

De acuerdo al método (LRFD), se evalúa debido a la tracción que sufre la base por la carga de extracción. Donde se tiene que hallar la resistencia requerida ( $U$ ) como se mencionó anteriormente, para esto se utiliza la ecuación:

$$U = 1.2 \times D + 1.6 \times L$$

Dónde:

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

Donde la carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva ( $L = 660 \text{ KN}$ ).

Donde  $U$  vendría ser:

$$U = 1.6 \times L$$

$$U = 1.6 \times 660 \text{ KN}$$

$$U = 1056 \text{ KN}$$

Luego encontramos la resistencia de diseño ( $N$ ) para así poder comparar y determinar el espesor de la base. Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$N = \phi \times A_S \times f_y$$

Dónde:

$\phi$ : Factor de reducción de la resistencia, (tracción: 0.9).

$A_S$ : Área neta de la superficie de contacto (área de la base cilindro)

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material ( $f_y = 250 \frac{N}{mm^2}$ )

Donde la superficie de contacto sería la parte lateral de la base, como se muestra en la figura 3.33.

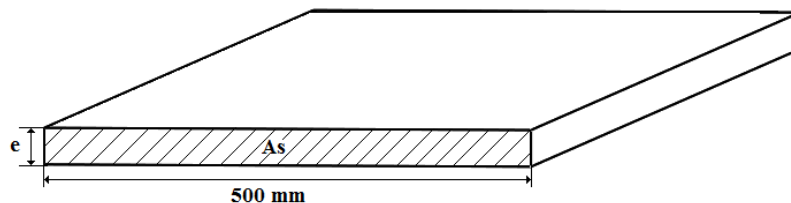


Figura 3.33. Esquema del área neta de la base.

Determinamos el área neta ( $A_S$ ):

$$A_S = e \times 500 \text{ mm}$$

Se despeja la ecuación para determinar la resistencia de diseño ( $N$ ).

$$N = 0.9 \times e \times 500 \text{ mm} \times 250 \frac{N}{mm^2}$$

$$N = e \times 112.5 \frac{KN}{mm}$$

La resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$N > U$$

$$e \times 112.5 \frac{KN}{mm} > 1\,056\,KN$$

$$e > 9.38\,mm$$

Con esta relación se escoge un espesor para la base de ½ in (12.7 mm). La base quedaría establecida como en la figura 3.34.

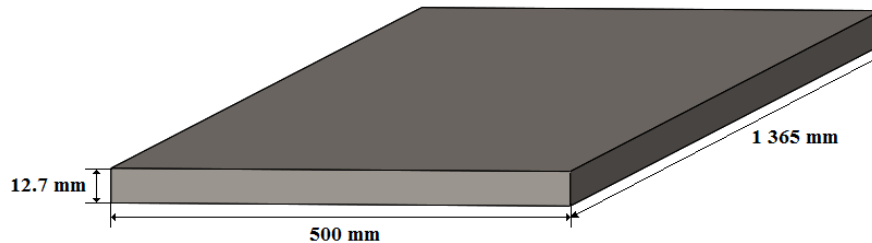


Figura 3.34. Parámetros de la base.

- Análisis de las columnas y vigas

Para el diseño de las columnas y vigas es necesario que el acero tenga contenido de carbono, ya que esto permite que sea compatible con muchas soldaduras de bajo costo y alta resistencia, también este acero tendrá que ser comercial y de bajo costo.

Es por eso que se escoge el acero ASTM A36 es uno de los más utilizados por la industria que se dedica a fabricar estructuras y maquinaria pesada.

Una vez definido el material se especifica el perfil para las columnas y vigas. Para la selección de este perfil hay que tener en cuenta que este deberá soportar la flexión y tracción respectivamente, generado por el cilindro hidráulico, a su vez la carga de la base junto con la cadena y el cilindro hidráulico con su soportes y sujeciones la cual no se considera al momento de analizar por el método de resistencia.

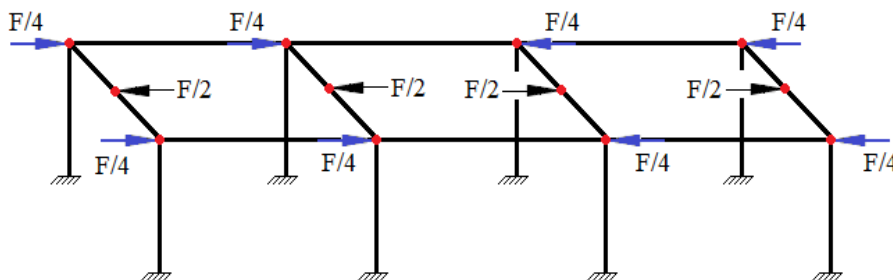


Figura 3.35. Esquema de la fuerza de trabajo sobre las columnas y vigas

Para poder analizar las columnas y vigas del extractor hidráulico se prueba primero con un perfil rectangular (Tubo rectangular) de acero ASTM A36 que tiene un esfuerzo de fluencia 250 MPa, un esfuerzo ultimo de 400 MPa, un módulo de elasticidad de  $2 \times 10^5$  MPa y una densidad de  $7\ 850\ \text{Kg/m}^3$ , ya que es un perfil comercial, y su geometría es de fácil construcción.

- Análisis de la columna por resistencia al momento flector por el método (LRFD).

Para este análisis se tiene que hallar la resistencia requerida ( $M_U$ ) como se mencionó anteriormente, para esto se utiliza la ecuación:

$$M_U = 1.2 \times M_D + 1.6 \times M_L$$

$$M_D = D \times H \quad M_L = L \times H$$

Dónde:

$M_D$  y  $M_L$ : Momento debido a las cargas permanentes.

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

$H$ : Altura específica,  $H = d - (a/2)$ ,

Donde se determinará cuál es el área de la superficie del perfil rectangular, para poder seleccionarlo en un catálogo comercial con sus respectivos parámetros.

Para este análisis no se tomará la carga muerta (peso del cilindro y el eslabón de la cadena), debido que es mucho que menor comparada con la carga viva (fuerza generada por el cilindro hidráulico). Por lo que la ecuación se reduce a:

$$M_U = 1.6 M_L = 1.6 \times L \times H$$

Donde la carga viva ( $L$ ) vendría ser generada por el cilindro hidráulico (660 KN) hacia las columnas, se tiene que la fuerza generada se transmite hacia todo el bastidor, distribuyendo esta fuerza hacia todas las 8 columnas en cantidades iguales, de la figura 3.36 se puede apreciar que la cuarta parte de la fuerza de extracción se distribuye para cada columna.



Figura 3.36. Esquema de la fuerza de trabajo sobre la columna

Por lo tanto; se tiene:

$$L = \frac{660 \text{ KN}}{4} = 165 \text{ KN}$$

Ese valor será de la carga viva ( $L$ ), para la altura específica, como el espesor es muy pequeño comparado con " $d$ " que es la altura de la columna, se tiene que

$$H = d - (a/2) \approx d = 700 \text{ mm}$$

$$H = 700 \text{ mm}$$

Ya determinada la carga viva y la altura específica se determina la resistencia requerida " $M_U$ ".

$$M_U = 1.6 \times L \times H = 1.6 \times 165 \text{ KN} \times 700 \text{ mm}$$

$$M_U = 184\,800 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

Luego encontramos la resistencia del momento flector ultima que soportara la estructura, se halla la resistencia de diseño ( $M_N$ ) para así poder comparar y determinar si el perfil seleccionado es el adecuado para el diseño. Para esto se toma la ecuación de resistencia de diseño.

$$M_N = \phi \times A_S \times f_y \times H$$

Dónde:

$\phi$ : Factor de reducción de la resistencia, (corte y tracción: 0.75).

$A_S$ : Área neta de la columna (superficie del perfil rectangular)

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material ( $250 \text{ N/mm}^2$ ).



$H$ : Altura específica,  $H = 700 \text{ mm}$

Se despeja la ecuación para determinar la resistencia de diseño ( $M_N$ ).

$$M_N = 0.75 \times A_S \times 250 \frac{N}{\text{mm}^2} \times 700 \text{ mm}$$

$$M_N = A_S \times 131.25 \frac{KN}{\text{mm}}$$

Como se mencionó anteriormente, la resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$M_N > M_U$$

$$A_S \times 131.25 \frac{KN}{\text{mm}} > 184\,800 \text{ KN} \cdot \text{mm}$$

$$A_S > 1408 \text{ mm}^2$$

Debido a esto se escoge una tubería rectangular estandarizado por la empresa Aceros Arequipa, de acuerdo al anexo P se escogió una tubería rectangular con un área transversal de  $14.4 \text{ cm}^2 = 1440 \text{ mm}^2$ , la cual cumple la condición.

El perfil rectangular seleccionado presenta los siguientes parámetros.

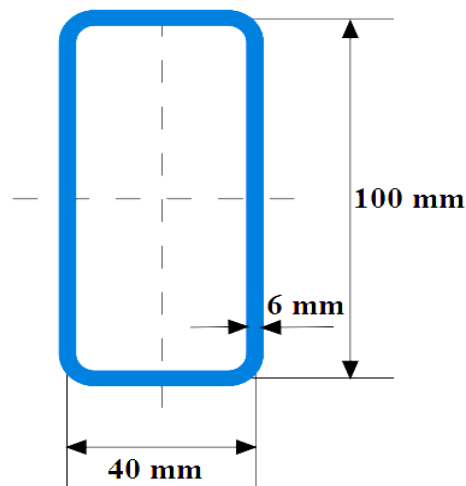


Figura 3.37. Parámetros dimensionales del perfil rectangular para la columna.

- Análisis de la viga por resistencia a la tracción por el método (LRFD).

Se halla la resistencia requerida ( $U$ ) como se mencionó anteriormente, para esto se utiliza la ecuación.

$$U = 1.2 \times D + 1.6 \times L$$

Dónde:

$D$ : Carga muerta (cargas permanentes)

$L$ : Carga viva (sobrecarga).

Donde la carga muerta no se tiene en cuenta debido a que es muy pequeño comparado con la carga viva ( $L = 660 \text{ KN}$ ).

La carga viva ( $L$ ) vendría ser generada por el cilindro hidráulico (660 KN) hacia las vigas, se tiene que la fuerza generada se transmite hacia todo el bastidor, distribuyendo esta fuerza hacia las 2 vigas en cantidades iguales, de la figura 3.38 se puede apreciar que la mitad de la fuerza de extracción se distribuye para cada viga.



Figura 3.38. Esquema de la fuerza de trabajo sobre la columna

Luego, se sabe que  $L$  es:

$$L = \frac{660 \text{ KN}}{2} = 330 \text{ KN}$$

Donde  $U$  vendría ser:

$$U = 1.6 \times L$$

$$U = 1.6 \times 330 \text{ KN}$$

$$U = 528 \text{ KN}$$

Luego encontramos la resistencia de diseño ( $N$ ) para así poder comparar y determinar el área de nuestro perfil.

$$N = \phi \times A_s \times f_y$$

Dónde:

$\emptyset$ : Factor de reducción de la resistencia, (tracción: 0.9).

$A_S$ : Área neta de la superficie de contacto (área de contacto pin de la cadena)

$f_y$ : Esfuerzo de fluencia del material (250 N/mm<sup>2</sup>).

Se despeja la ecuación para determinar la resistencia de diseño ( $N$ ).

$$N = 0.9 \times A_S \times 250 \frac{N}{mm^2}$$

$$N = A_S \times 225 \frac{N}{mm^2}$$

La resistencia requerida tiene que ser menor a la resistencia de diseño.

$$N > U$$

$$A_S \times 225 \frac{N}{mm^2} > 528\,000\,N$$

$$A_S > 2\,346.67\,mm^2$$

Debido a esto se escoge una tubería rectangular estandarizado por la empresa Aceros Arequipa, de acuerdo al anexo Q se escogió una tubería rectangular con un área transversal de  $24.0\,cm^2 = 2\,400\,mm^2$ , la cual cumple la condición.

El perfil rectangular seleccionado presenta los siguientes parámetros en la figura 3.39.

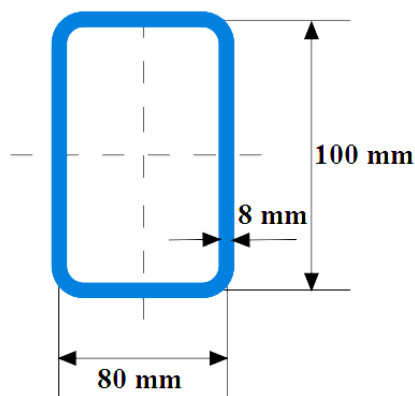


Figura 3.39. Parámetros del perfil rectangular para la viga.

Una vez obtenidas las dimensiones de los perfiles de las columnas y vigas, se busca una distribución simétrica entre las columnas y vigas, la cual quedaría como se muestra en la figura 3.40

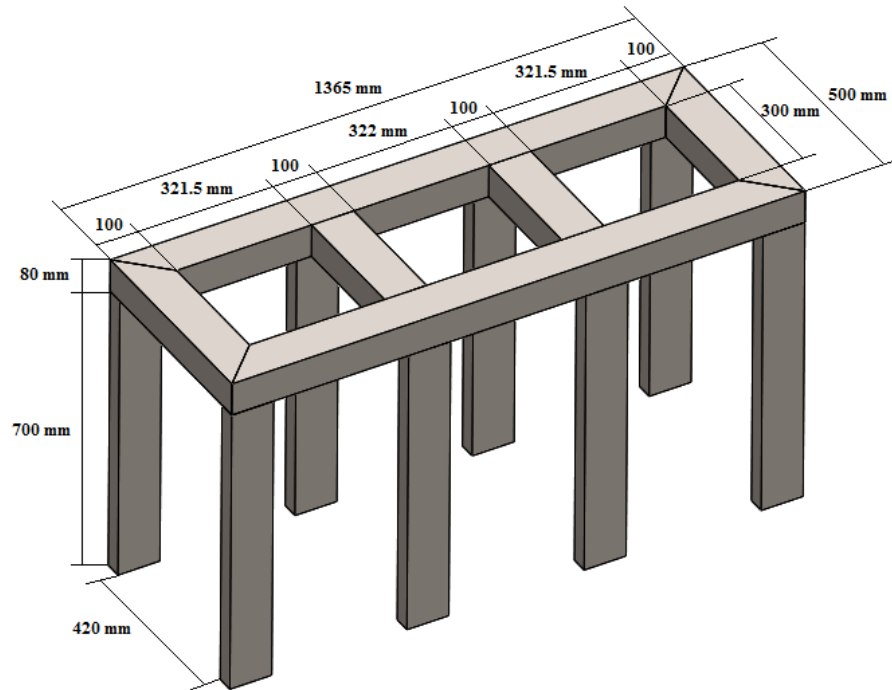


Figura 3.40. Esquema de la distribución de las columnas y vigas.

También se le atribuye para cada columna unas placas de acero A36, con un espesor de  $\frac{1}{2}$  in, para un mejor apoyo con el suelo de concreto, como se observa en la figura 3.41.

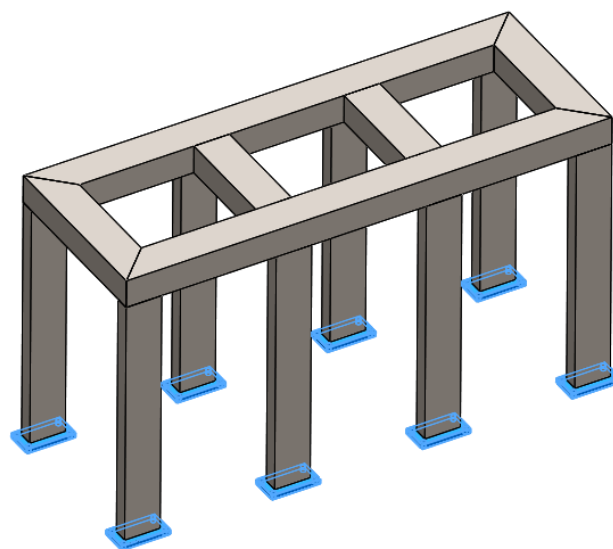


Figura 3.41. Esquema de las placas de apoyo para cada columna

Para que tenga una mejor sostenibilidad, se le agrega cartelas en toda la estructura de acero A36 y un espesor de 25 mm, con una distribución como se muestra en la figura 3.42.

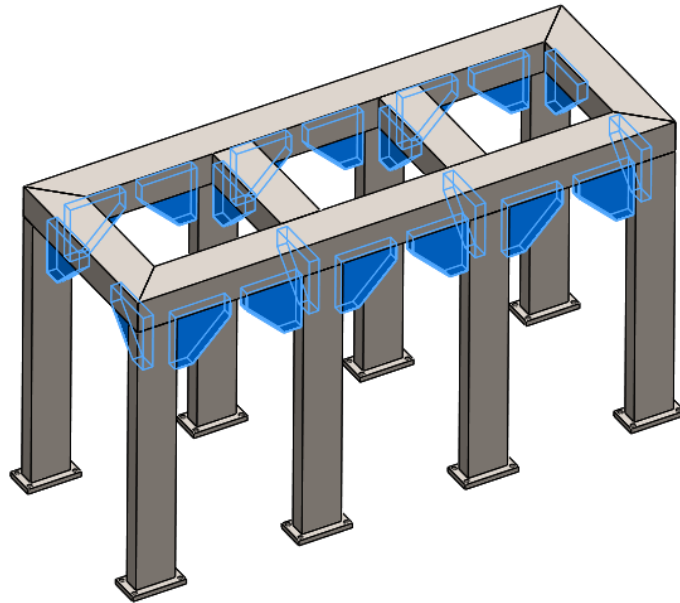


Figura 3.42. Esquema de distribución de las cartelas

Obteniendo una estructura rígida y con una seguridad para desarrollar el trabajo de extracción para las cadenas del tractor D8T.

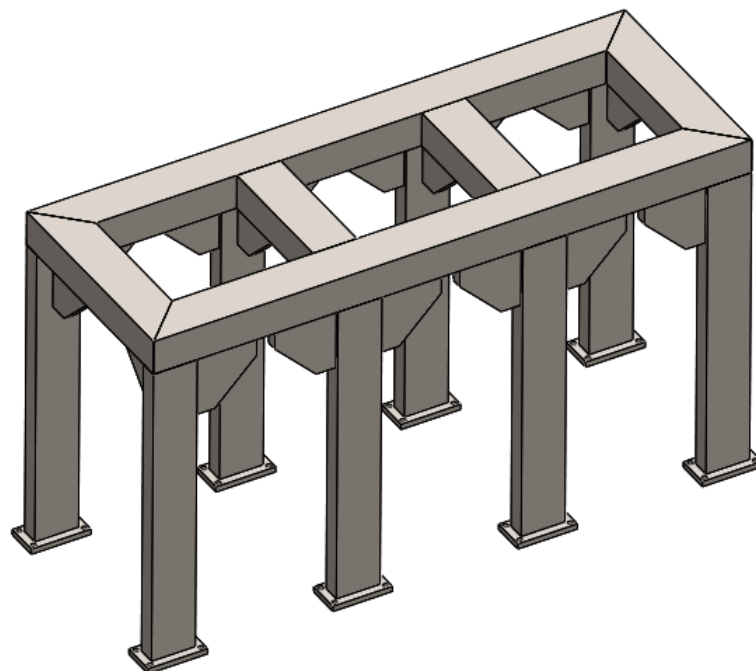


Figura 3.42. Estructura del soporte del bastidor (columnas y vigas)

Con todas las dimensiones de las estructuras del extractor hidráulico, en la siguiente figura 3.43, se observa cómo quedaría la estructura del extractor.

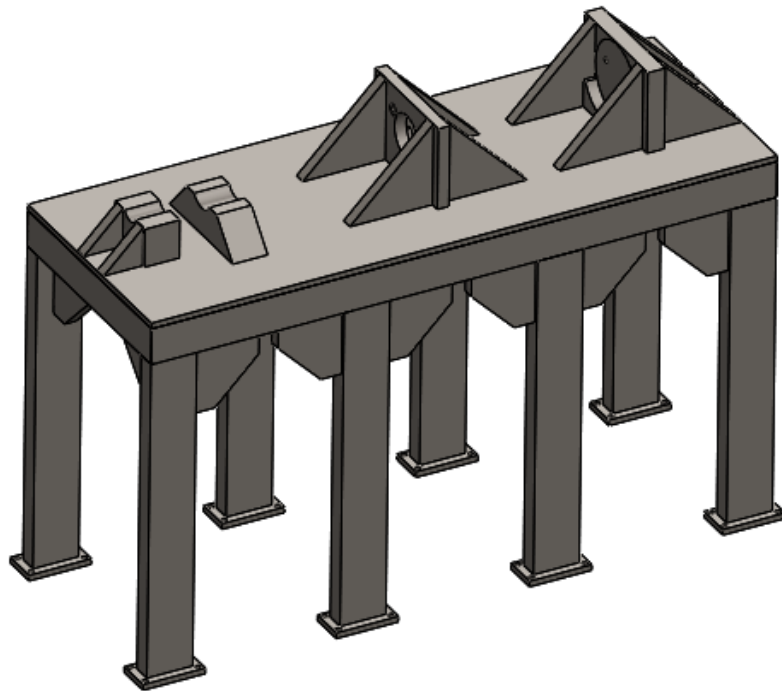


Figura 3.43. Estructura del extractor hidráulico

Se tiene en la figura 3.44 donde se observa como trabajaría el extractor hidráulico, junto con el cilindro hidráulico y la cadena del tractor D8T.

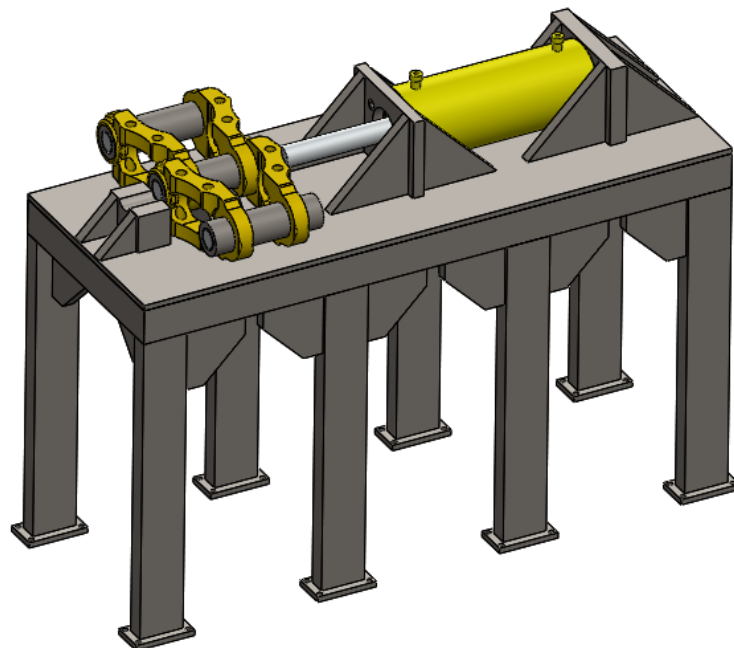


Figura 3.44. Extractor hidráulico en funcionamiento.

#### d. Mesa de desplazamiento de la cadena.

Para el análisis de la mesa que recibe y lleva a la cadena hacia la silla de montar para el alineamiento del pin con el botador, se deben hacer ciertas consideraciones, esta carga el 54% de la cadena que será jalado por el winche debido a la longitud que le daremos a la mesa para según la lista de exigencias. Longitud para la mesa que se muestra en la figura 3.45 se tomó considerando la geometría de la cadena de carrilería.

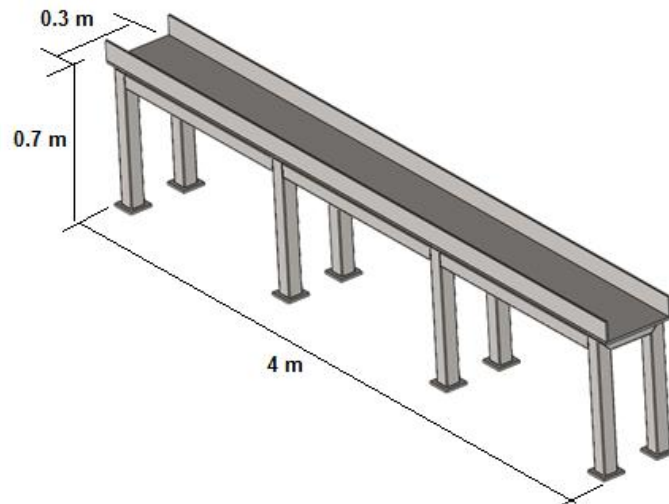


Figura 3.45 Diseño previo de la mesa.

#### Carga que soporta:

La carga de la cadena en los 4 metros de la mesa será la porción que de la cadena que se encuentra encima de ella, de la tabla 3.1 tenemos el peso de la cadena total.  $P_{\text{cadena}} = 1800 \text{ Kg}$ .

La carga que soporta la cadena  $P_{54\% \text{cadena}} = 960 \text{ Kg}$ .

La carga distribuida que soportara la mesa debido al peso de la cadena es de  $2354.4 \text{ N/m}$ . como se muestra en la figura 3.46.

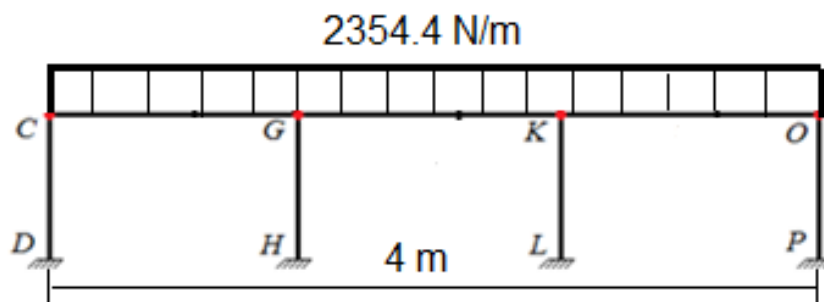


Figura 3.46 carga distribuida sobre la mesa

Como la mesa es una geometría simétrica se analiza un extremo. En la figura 3.47 observamos la viga C-O sometida a la carga distribuida.

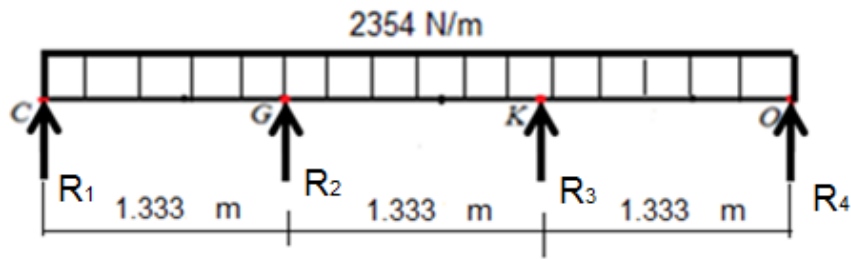


Figura 3.47. Reacciones en la viga C-O

Analizamos la estructura como vigas continuas sometidas por una carga distribuida uniformemente.

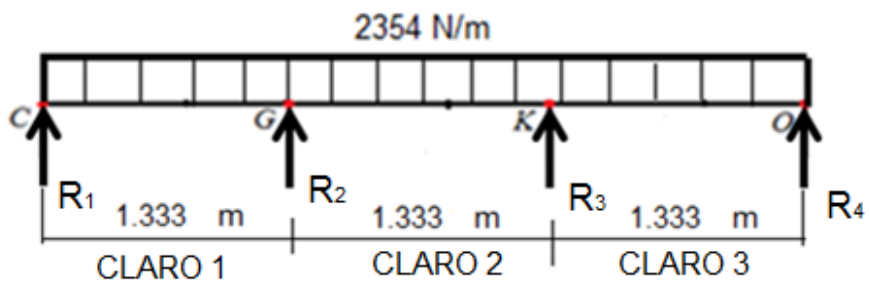


Figura 3.48. Distribución de claros

De la figura 3.48 tomamos el primer claro 1:

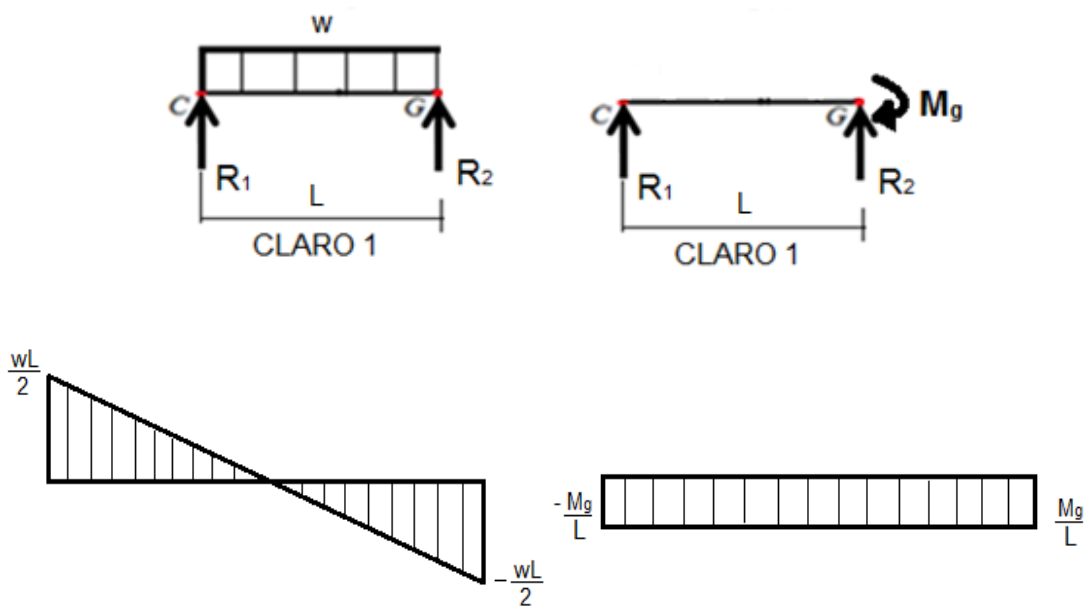


Diagrama de fuerza cortante



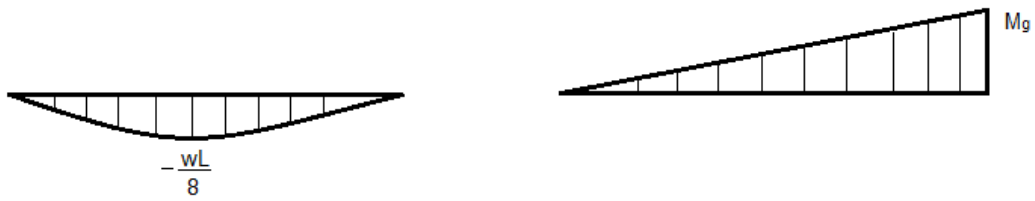
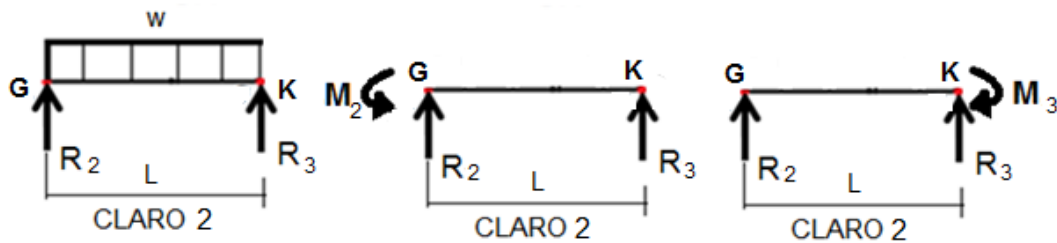


Diagrama de Momentos



Diagrama de pendiente en el extremo

De la figura 3.48 tomamos el primer claro 2:



Para el claro 2

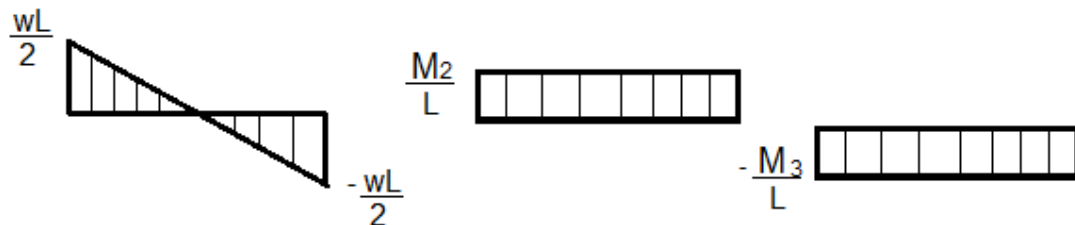


Diagrama de fuerza cortante

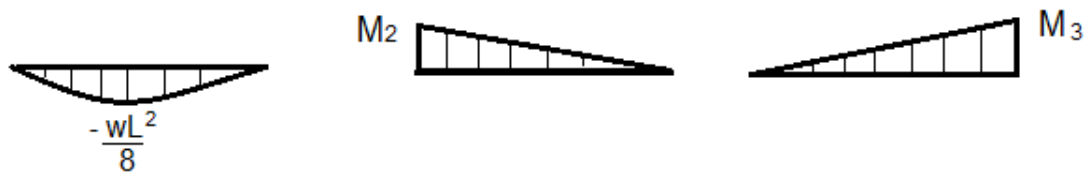


Diagrama de Momentos

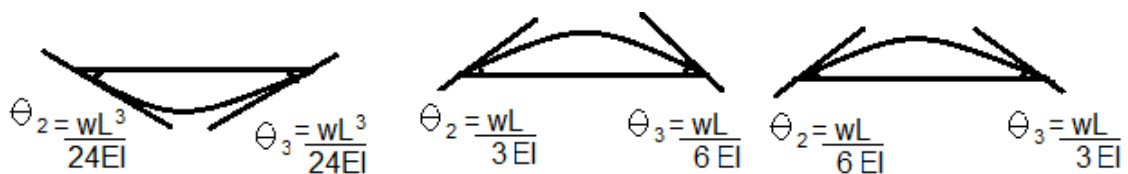
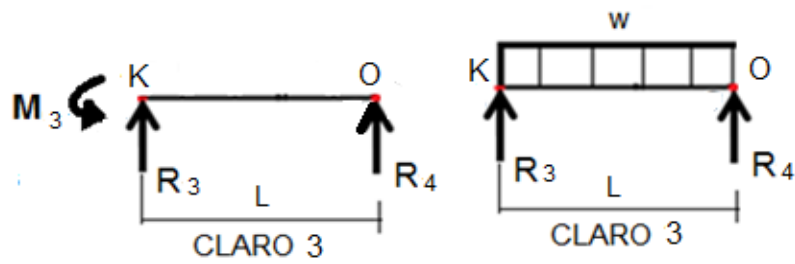


Diagrama de pendiente en el extremo

De la figura 3.48 tomamos el primer claro 2:



Para el claro 3

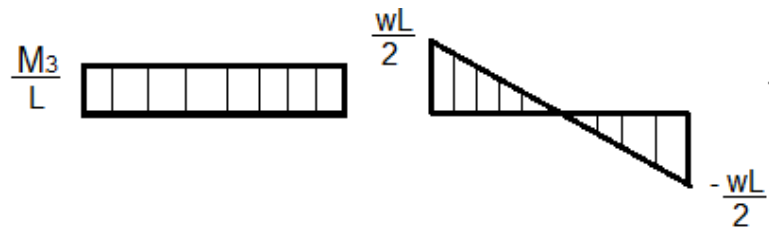


Diagrama de fuerza cortante

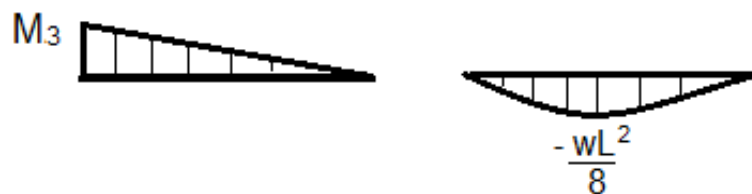


Diagrama de Momentos

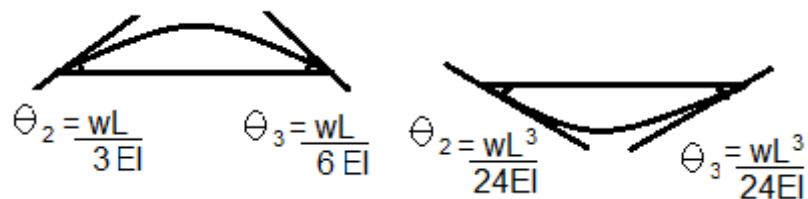


Diagrama de pendiente en el extremo

Igualando las pendientes formadas en los claros en los puntos comunes.

$$\theta_{2 \text{ claro } 1} = \theta_{2 \text{ claro } 2}$$

$$\frac{wL^3}{24EI} - \frac{M_2L}{3EI} = -\frac{wL^3}{24EI} + \frac{M_2L}{3EI} + \frac{M_3L}{6EI}$$

$$\frac{wL^2}{24} = \frac{2M_2}{3} + \frac{M_3}{6}$$

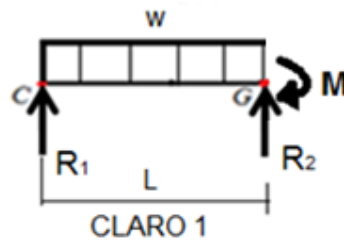
Por simetría  $M_2 = M_3$

Entonces:

$$M = \frac{wL^2}{10}$$

Para hallar las reacciones en los apoyos de las vigas continuas analizamos los claros 1 y 2 con el momento obtenido.

Claro 1:



Claro 1 cargado

$$\sum M = 0$$

$$\frac{wL^2}{10} + R_1L = \frac{wL^2}{2}$$

$$R_1 = \frac{wL}{2} - \frac{wL}{10}$$

$$R_1 = 0.4wL$$

Entonces:

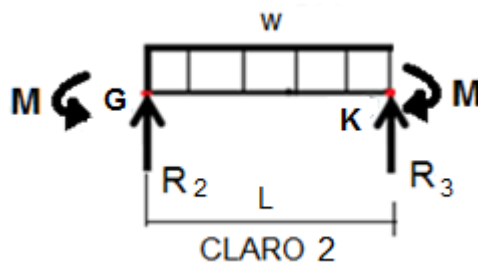
$$\sum F = 0$$

$$wL = R_1 + R_2$$

$$wL = 0.4wL + R_2$$

$$R_2 = \frac{3wL}{5}$$

Claro 2:



Claro 2 cargado

$$\sum F = 0$$

$$wL = R_2 + R_3$$

Por simetría:

$$R_2 = R_3$$

Entonces:

$$wL = R_2 + R_2$$

$$R_2 = \frac{wL}{2}$$

Sumando las reacciones  $R_2$  del claro 1 y claro 2:

$$R_2 = R_{2_1} + R_{2_2}$$

$$R_2 = \frac{3wL}{5} + \frac{wL}{2}$$

$$R_2 = 1.1wL$$

Además:

$$R_1 = R_4 \quad \text{y} \quad R_2 = R_3$$

- Selección del perfil para la viga de la mesa.

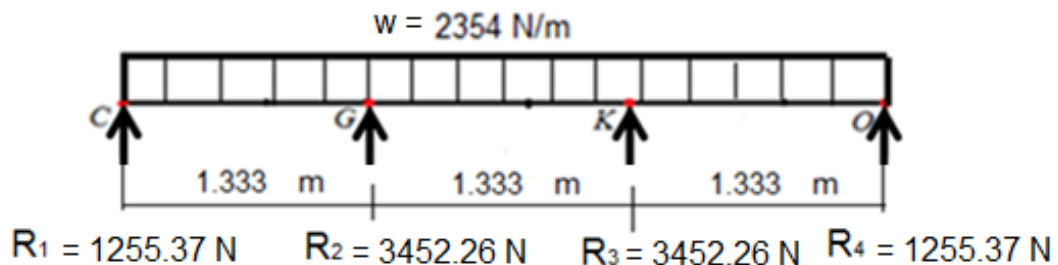
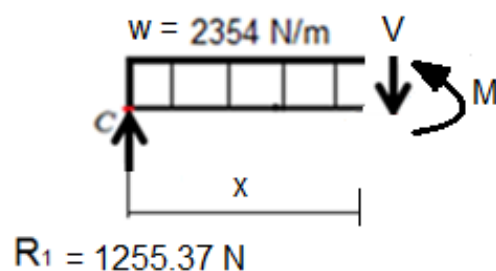


Figura 3.49 reacciones en la viga.

Ahora encontramos las ecuaciones para las fuerzas cortantes y momentos flectores.

Para  $x: 0 \leq x \leq 1.333$

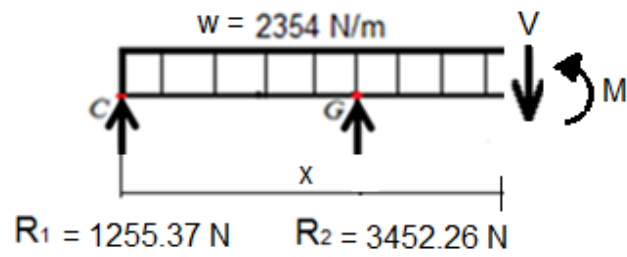


$$R_1 = 1255.37 \text{ N}$$

$$V = 1255.37 - 2354.4x$$

$$M = 1255.37x - 1177.2x^2$$

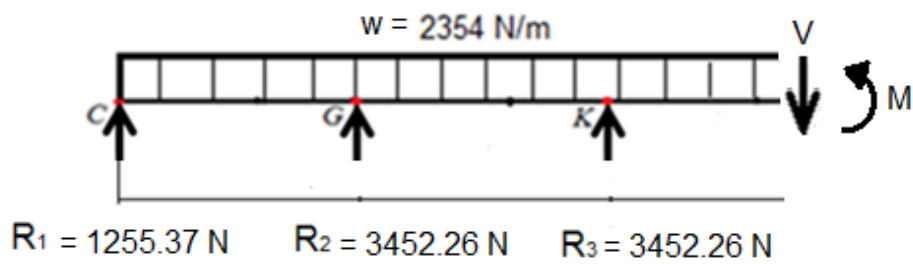
Para  $x: 1.333 \leq x \leq 2.666$



$$V = 4707.63 - 2354.4x$$

$$M = 4707.63x - 4601.86 - 1177.2x^2$$

Para  $x: 2.666 \leq x \leq 4$



$$V = 8159.89 - 2354.4x$$

$$M = 8159.89x - 13805.59 - 1177.2x^2$$

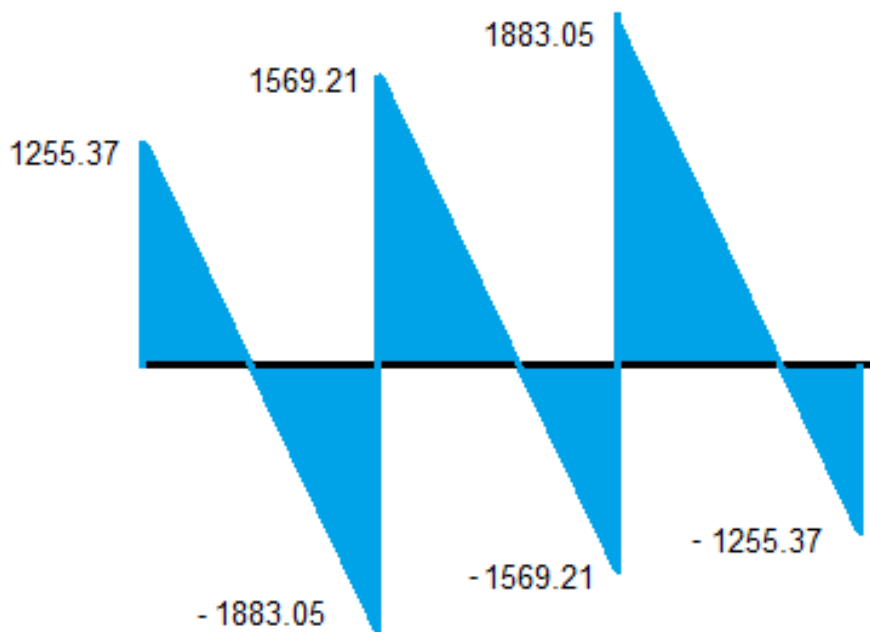


Figura 3.50 Diagrama de fuerzas cortantes de la viga continua.

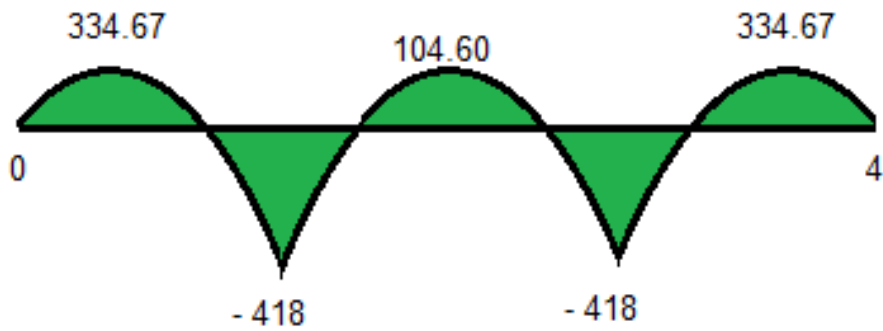


Figura 3.51 Diagrama de Momentos de la viga continua.

Entonces buscamos el perfil adecuado:

$$\sigma_f = \frac{M_f c}{I}$$

Dónde:  $\frac{I}{c} = W$

Entonces:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W}$$

$$\frac{M_f}{W_x} \leq \frac{S_y}{n}$$

Asumiendo un factor de seguridad de  $n = 1.5$  para un material ASTM A-36

$$\frac{M_f}{W_x} \leq \frac{250 \cdot 10^6}{1.5}$$

$M_f = 418 \text{ N.m}$

$$\frac{418 \times 1.5}{250 \cdot 10^6} \leq W_x$$

$$2.5 \text{ cm}^3 \leq W_x$$

De la tabla en el anexo J elegimos el perfil para la viga de la mesa.

El perfil debe tener un  $W_x$  mayor e igual a  $2.5 \text{ cm}^3$  es por eso que seleccionamos el perfil rectangular de  $30 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$  con espesor  $4 \text{ mm}$ :

Tabla 3.5 Sección de perfil

Dimensión especifica	Área	Momento de inercia	Módulo resistente
30 x 30 x 4	3.75 cm <sup>2</sup>	3.97 cm <sup>4</sup>	2.64 cm <sup>3</sup>

Verificación de la fluencia en de la viga.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma)^2 + 3(\tau)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{M_f \times 1000}{W_x \times 1000}\right)^2 + 3\left(\frac{V}{A \times 100}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{418 \times 1000}{2.64 \times 1000}\right)^2 + 3\left(\frac{1883.05}{3.75 \times 100}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 158.57 \text{ Mpa}$$

Entonces:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$F.S = \frac{250}{158.57}$$

$$F.S = 1.58$$

Factor de seguridad aceptable.

- Selección del perfil para la pata de la mesa de recepción.

Se analiza la mayor reacción en la pata de la mesa 1726.13 N para seleccionar un perfil adecuado.

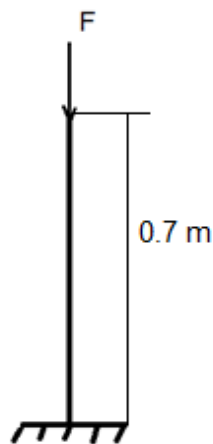


Figura 3.52 Esquema de la pata de una mesa.

Análisis de la longitud de pandeo:

$$L_k = c \times L$$

$$C = 4$$

$$L = 0.7$$

$$L_k = 2 \times 0.7$$

$$L_k = 2.8$$

Para encontrar la sección del perfil analizamos la esbeltez mecánica de una pieza simple de sección constante.

La esbeltez mecánica  $\lambda$  en un plano perpendicular a un eje de inercia de la sección es:

$$\lambda = \frac{l_k}{k}$$

K = radio de giro de la sección.

Se recomienda que la esbeltez mecánica de las piezas no supere el valor 200 en los elementos principales, suponiendo llegarse a 250 en los elementos secundarios.

$$\lambda \leq 200$$

$$\frac{l_k}{k} \leq 200$$

$$\frac{280}{200} \leq k$$

$$1.4 \leq k$$

Elegimos un perfil un perfil del catálogo, tubo cuadrado de 45 x 30 mm espesor 4 mm en el Anexo K.

Tabla 3.6 Sección de perfil seleccionado

Dimensión específica	Área	Momento de inercia	Radio de giro
45 x 30 x 4	3.75 cm <sup>2</sup>	11.6 cm <sup>4</sup>	1.53 cm

Evaluación de resistencia a compresión de barras rectas.

$$F_d = \Phi_c F_n$$

Dónde:

$F_d$  = resistencia de diseño a compresión axil.

$F_n$  = resistencia nominal.

$\Phi_c = 0.85$  para  $F_y \leq 250$  MPa y  $0.8$  para  $250 < F_y < 400$  MPa

$$F_n = \sigma_{cr} A_g \cdot 10^{-1}$$

Dónde:

$\sigma_{cr}$  = esfuerzo crítico.

$A_g$  = área bruta de la sección de la barra.



Entonces,

Para  $k$  del perfil elegido es 1.53

$$\lambda = \frac{280}{1.53}$$

$$\lambda = 183$$

$$\lambda_c = \frac{1}{\pi} \left( \frac{l_k}{k} \right) \sqrt{\frac{S_y}{E}}$$

$$\lambda_c = \frac{1}{\pi} (183) \sqrt{\frac{250}{2.10^5}}$$

$$\lambda_c = 2.59$$

De la tabla en el anexo L. tomamos un valor para omega  $w$

$w$  = coeficiente de pandeo del acero.

$$w = 0.124$$

$$\sigma_{cr} = S_y w$$

$$\sigma_{cr} = 250 \cdot 10^6 (0.124)$$

$$\sigma_{cr} = 31 \text{ MPa}$$

Resistencia nominal:

$$F_n = \sigma_{cr} A_g$$

$$F_n = 31(3.75)10^{-1}$$

$$F_n = 11.63 \text{ KN}$$

Resistencia de diseño:

$$F_d = F_n \phi$$

$$F_d = 11.63(0.85)$$

$$F_d = 9.88 \text{ KN}$$

Debe cumplir el siguiente criterio:

$$F_a < F_d$$

Fuerza aplicada en la columna  $F_a = 1726 \text{ N}$

Entonces:

$$1.73 \text{ KN} < 9.88 \text{ KN}$$

Por lo tanto la sección de la barra elegida no corre peligro de pandeo.

### e. Análisis del botador del extractor hidráulico

El botador es una herramienta de acople que va incrustado en el vástago del cilindro hidráulico, su función principal es de empujar al pin para su extracción y de soportar la carga de funcionamiento del cilindro hidráulico, para lo cual su análisis se basará por el método de resistencia de diseño a compresión.

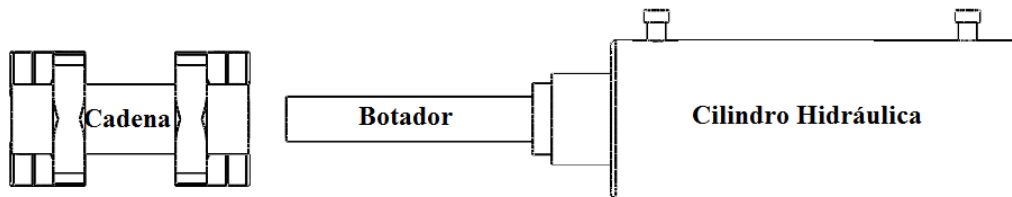


Figura 3.53. Esquema del botador en el extractor hidráulico

- Selección del material para el botador

Es necesario que el material del botador sea suficientemente fuerte para aguantar la carga de extracción, y también este acero tiene que ser comercial y de bajo costo, para su fabricación. Sus parámetros van de acuerdo a su función principal, que será la extracción completa del pin, por lo cual tiene que tener una longitud mayor de 250 mm y un diámetro no mayor de 47 mm.

Resistencia de diseño a compresión de barras rectas de sección circular maciza

Se tiene que hallar la resistencia de diseño a compresión ( $P_d$ ), será determinada por la siguiente expresión:

$$P_d = \phi_c \times P_n \rightarrow P_d \geq P_u = 660 \text{ KN}$$

Para:

$$\phi_c = 0.85, \text{ para, } f_y \leq 250 \text{ MPa}$$

$$\phi_c = 0.80, \text{ para, } 250 \text{ MPa} < f_y$$

$$P_n = f_{cr} \times A_g$$

Siendo:

$P_n$ : Resistencia nominal, en KN.

La tensión crítica ( $f_{cr}$ ), será determinada con la siguiente expresión:

$$f_{cr} = w \cdot f_y$$

Dónde:

$w$ : Los valores están tabulados en función del factor de esbeltez ( $\lambda_c$ ), en la tabla del anexo G.

Para ( $\lambda_c$ ), se determina por la siguiente expresión.

$$\lambda_c = \frac{c \cdot L}{\pi \cdot k} \cdot \sqrt{\frac{f_y}{E}}$$

Siendo:

$f_y$ : Tensión de fluencia especificada del acero (MPa).

$A_g$ : Área bruta de la barra de sección circular

$E$ : Módulo de elasticidad longitudinal.

$c$ : Factor de longitud efectiva (empotrado-articulado:  $k = 0.7$ )

$k$ : Radio de giro de la sección transversal de la sección circular respecto a su eje baricentro ( $r = k/4, mm$ )

$L$ : Longitud real de la barra entre puntos de arriostramiento correspondientes a la respectiva dirección de pandeo,  $L = 260 mm$ .

Se selecciona primero para un acero A 36, con un  $f_y = 250 MPa$ . y  $E = 200 GPa$ .

Determinamos  $\lambda_c$ :

$$\lambda_c = \frac{(0.7) \times (260)}{\pi \times (47/4)} \times \sqrt{\frac{250}{2 \times 10^5}}$$

$$\lambda_c = 0.17$$

De acuerdo a la tabla del Anexo G, para un  $\lambda_c = 0.17$ , se tiene:

$$w = 1$$

Luego se calcula  $f_{cr}$ :

$$f_{cr} = 1 \cdot 250 \text{ MPa}$$
$$f_{cr} = 250 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

Se tiene para  $A_g$ :

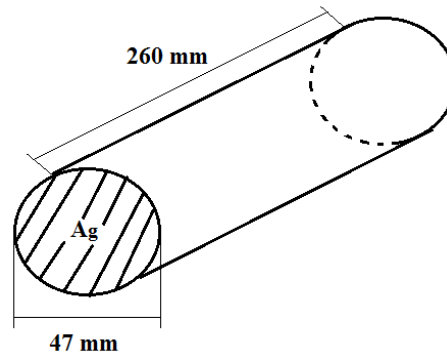


Figura 54. Esquema de los parámetros del botador

$$A_g = \frac{\pi \times 47^2}{4}$$
$$A_g = 1\,734.94 \text{ mm}^2$$

Calculando  $P_n$ :

$$P_n = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 1\,734.94 \text{ mm}^2$$
$$P_n = 433.74 \text{ KN}$$

Obteniendo así para  $\phi_c = 0.85$ , luego se tiene:

$$P_d = 0.85 \times 433.74 \text{ KN}$$
$$P_d = 368.67 \text{ KN}$$

Como no cumple con la condición dada anteriormente.

$$P_d \geq P_u$$
$$P_d = 368.67 \text{ KN} < P_u = 660 \text{ KN}$$

Se escoge un material diferente, por lo cual se sigue probando con otro acero comercial hasta encontrar el indicado para el botador.

Se prueba finalmente con el acero 1045, con un  $f_y = 530 \text{ MPa}$ .

Determinamos  $\lambda_c$ :

$$\lambda_c = \frac{(0.7) \times (260)}{\pi \times (47/4)} \times \sqrt{\frac{530}{2 \times 10^5}}$$
$$\lambda_c = 0.25$$

De acuerdo a la tabla del Anexo L, para un  $\lambda_c = 0.25$ , se tiene:

$$w = 0.975$$

Luego se calcula  $f_{cr}$ :

$$f_{cr} = 0.975 \times 530 \text{ MPa}$$

$$f_{cr} = 516.75 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

Se tiene para  $A_g = 1\,734.94 \text{ mm}^2$ , por tanto  $P_n$ :

$$P_n = 516.75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 1\,734.94 \text{ mm}^2$$

$$P_n = 896.53 \text{ KN}$$

Obteniendo así para  $\phi_c = 0.80$ , luego se tiene:

$$P_d = 0.80 \times 896.53 \text{ KN}$$

$$P_d = 717.22 \text{ KN}$$

Se puede apreciar que si cumple la condición establecida.

$$P_d \geq P_u$$

$$P_d = 717.22 \text{ KN} \geq P_u = 660 \text{ KN}$$

Entonces el material para el botador del extractor hidráulico será un acero 1045, que cumple con las exigencias establecidas anteriormente.

### 3.6 Análisis de los esfuerzos en el extractor mediante Solidworks.

En primer lugar, se realiza un estudio para todo el bastidor (mesa de trabajo) la cual es donde presenta más concentrador de tensiones, y luego pasamos para la estructura de soporte (columnas y vigas), y por última se hace un análisis de pandeo para el botador, y corroborar lo calculado anteriormente.

- Estudio del Bastidor para la carga critica.

Cuando el extractor hidráulico está justo en la posición de extracción del pin de la cadena, es donde se produce más concentración de tensiones hacia todo el bastidor justo como se muestra en la figura 3.55.

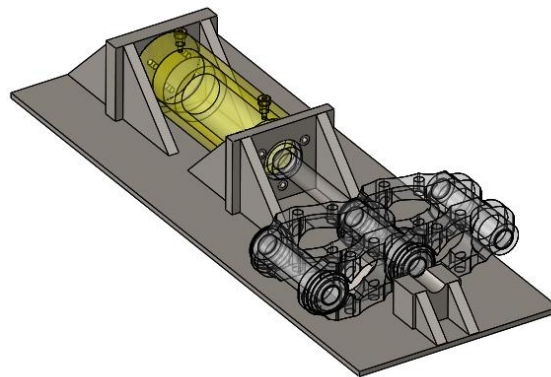


Figura 3.55. Posición del bastidor en la extracción del pin

Para simplificar el estudio se aplican las sujeciones en la base del bastidor, y sus respectivas reacciones en las áreas de contacto con la carga que se ejerce hacia todo el bastidor, así como se muestra en la figura 3.56.

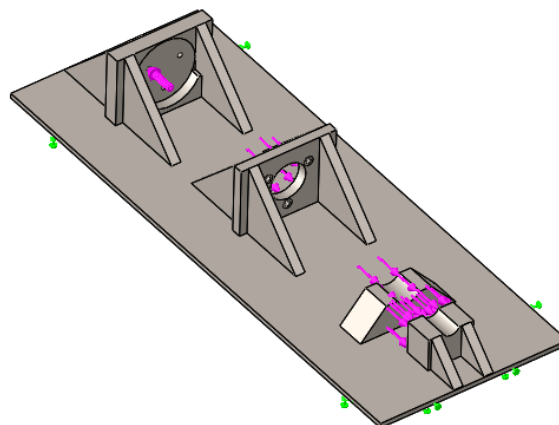


Figura 3.56. Modelo de estudio del bastidor (cargas y restricciones)

Luego se establece un mallado automático establecido para estructuras metálicas, para así poder ejecutar el estudio donde se obtiene los siguientes resultados.

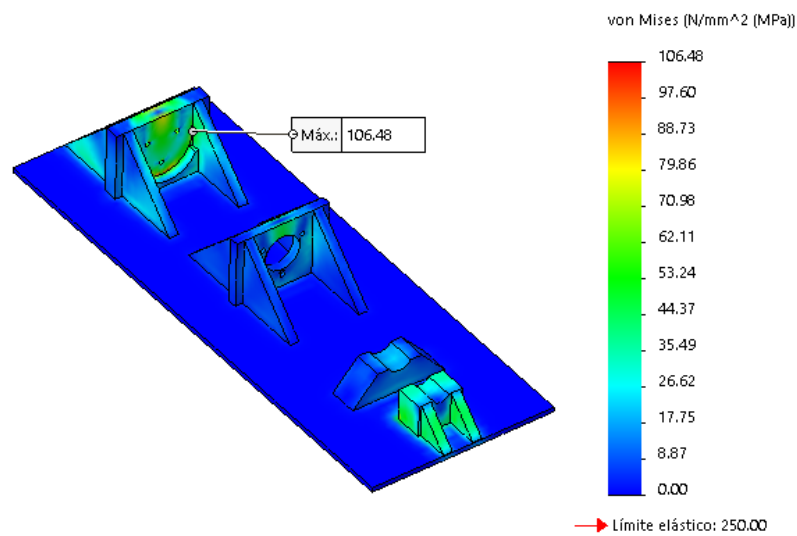


Figura 3.57. Resultado de concentrador de tensiones del bastidor.

Como se puede apreciar en la figura 3.57, la máxima concentración de tensión se encuentra en el soporte posterior que vendría ser de 106.48 N/mm<sup>2</sup>, donde observamos que esta cantidad no supera el límite elástico del material seleccionado (250 N/mm<sup>2</sup>).

Luego se continua con el estudio de desplazamiento, que se puede generar por la carga de extracción, lo que vendría ser muy importante para saber si genera un desplazamiento grande en el bastidor al momento de su funcionamiento, entonces se obtuvieron los siguientes resultados.

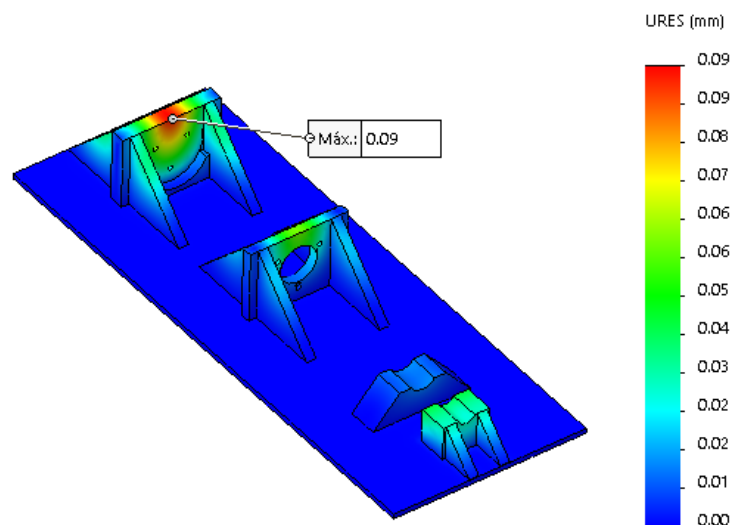


Figura 3.58. Resultado de Desplazamiento del bastidor.

Los resultados del estudio por desplazamiento del bastidor, se puede observar que hay un desplazamiento máximo de 0.09 mm, ubicado también en el soporte posterior, la cual no es tan significativo para que pueda afectar en el funcionamiento del extractor hidráulico.

También se busca determinar el factor de seguridad por simulación para nuestro bastidor en las condiciones para la carga crítica.

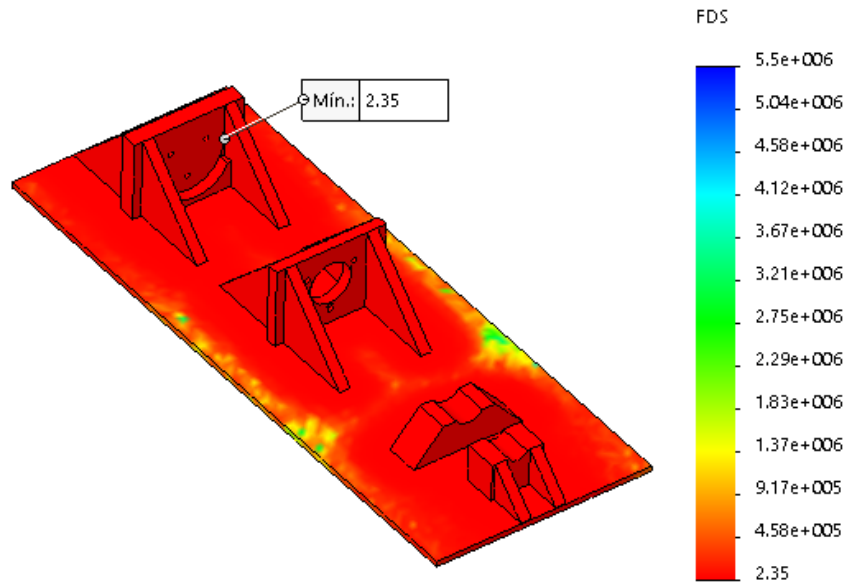


Figura 3.59. Factor de seguridad del bastidor

En la figura 3.59, para la carga crítica, el bastidor cuenta con un factor de seguridad de 2.35, la cual verifica y valida el diseño del bastidor para el extractor hidráulico.

#### -Estudio de pandeo del botador para la carga crítica

Cuando el extractor hidráulico se encuentra en la posición de extracción, se produce la mayor carga crítica, por lo cual el botador que es la herramienta a extraer el pin, es el que transmite la carga de extracción hacia el bastidor como se muestra en la figura 3.60, entonces es de procurar que no se produzcan ninguna falla para la extracción y por tal motivo se hace un análisis por pandeo justo en la posición de impacto con el pin de la cadena del tractor D8T.



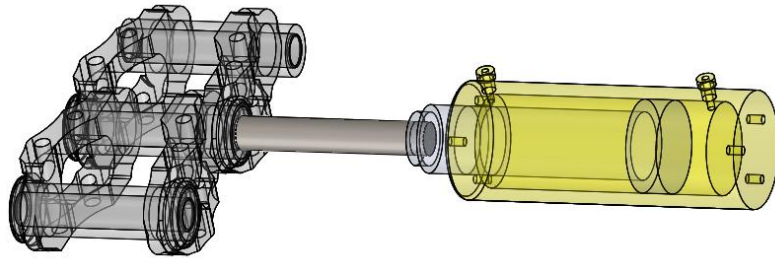


Figura 3.60. Posición del botador en la extracción del pin

Estableciendo al igual como el análisis del bastidor, una simplificación del estudio, aplicando las sujeciones en una cara del botador y la carga de extracción 929 KN en la otra cara del botador, como se puede apreciar en la figura 3.61.

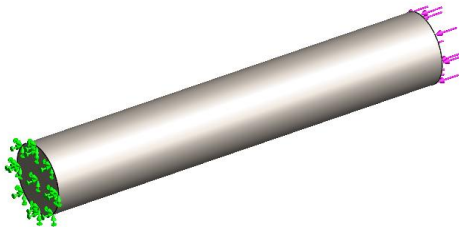


Figura 3.61. Modelo de estudio del botador (cargas y restricciones)

Se sigue el mismo procedimiento como para el análisis de concentrador de tensiones, pero para este caso se da un mallado automático para curvas, y a si luego ejecutar el estudio de pandeo, donde se podrá apreciar el factor de seguridad de pandeo para el botador en su posición desfavorable, como se muestra a continuación.

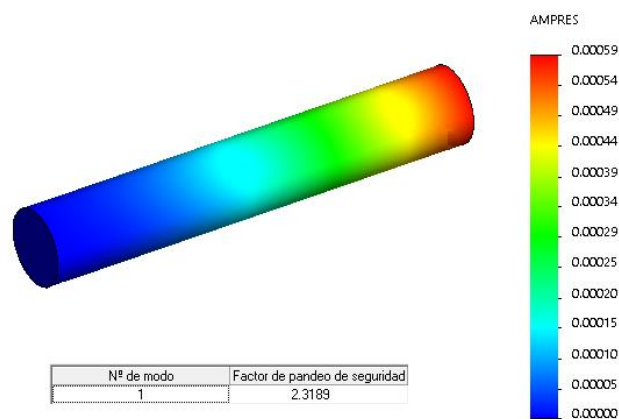


Figura 3.62. Factor de seguridad de pandeo para el botador

Se puede observar en la figura 3.62, que el factor de seguridad de pandeo para el botador en su posición crítica, es de 2.32, una cantidad válida en el funcionamiento del extractor hidráulico de material acero 1045.

### 3.7 RECURSOS Y PRESUPUESTOS.

Presupuesto de componentes y materiales del elevador hidráulico.

Costo de materiales

#### FABRICACIÓN DE DISEÑO DE EXTRACTOR HIDRAULICO DE PINES PARA CADENAS DE CARRILERIA

MATERIALES	Cantidad	Total (S/.)
Bloque para montura	1	150.00
Bloque para apoyo de cadena	1	160.00
Tubo rectangular 70"x 50"x 6 mm	1	72.00
Tubo rectangular 50"x 50"x 1.5 mm	2	160.00
Tubo rectangular 100"x 80"x 8 mm	2	116.00
Tubo rectangular 100"x 40"x 6 mm	2	48.00
Plancha de acero estructural ASTM A-36 ½"x1.5x6 m	1	2 288.00
Plancha de acero estructural ASTM A-36 3/8"x1.2x2.4 m	2	520.00
Plancha LAF 1/16" x1.20x1.20 m	1	108.00
Anillos de seguridad ANSI	12	19.20
Pernos hexagonales	6	30.00
Disco de corte 4 ½	1	25.40
Disco esmeril 4 ½	1	25.00
Electrodo 6011	5 kg	45.00
Electrodo 6027	10 Kg	160.00
Cilindro hidráulico.	1	9 500.00
Equipo hidráulico ENERCAP	-	12 000.00
Winche eléctrico	1	4 500.00
Otros.	-	7 500.00
<b>TOTAL</b>		<b>S/. 35 576.60</b>

**Análisis económico.**

**Tabla 4.1 Inversión total.**

<b>INVERSIONES</b>	<b>Cantidad</b>	<b>U.M.</b>	<b>Precio S/.</b>	<b>Sub total Soles</b>
costo de diseño	1	servicio	10 000.00	10 000.00
costo de materiales y consumibles	1	piezas	35 576.60	35 576.60
Costo de fabricación	1	servicio	10 000.00	10 000.00
				<b>55 576.60</b>

**Tabla 4.2 Gasto de Ferreyros Trujillo por operación de mantenimiento en cadenas de carrilería tercerizando con Ferreyros Lima.**

	<b>Sub total Soles (S/.)</b>
Transporte de cadena Trujillo-Lima ida y vuelta	3 322.00
Servicio de mantenimiento de cadena de carrilería	3 477.50
Costo por materiales misceláneos	406.00
Repuestos por mantenimiento	5000.00
Gasto Mensual	12 206.63
Gasto anual	146 479.56

**Tabla 4.3 Gasto de Ferreyros por operación de mantenimiento en cadenas de carrilería con la máquina extractora.**

	<b>Sub total Soles</b>
Salario de Operario	2 000.00
Alquiler de montacarga	800.00
Servicio de luz	200.00
Costo por materiales misceláneos	406.00
Repuestos por mantenimiento	5 000.00
Gasto mensual	8 406.00
Gasto anual	100 872.00
2 Mantenimientos al año	1220.00
Gasto anual	102125.00

<b>Beneficio anual</b>	<b>S/. 45 604.56</b>
------------------------	----------------------

**Tabla 4.4 Muestra VAN Y TIR del cliente**

<b>Flujo de fondo netos</b>		
<b>Años</b>	<b>Flujo de fondos</b>	<b>Movimiento en el periodo - año</b>
<b>Inversión</b>	<b>S/. -55 576.60</b>	Costo inicial de fabricación
<b>Depreciación anual de la maquina</b>	<b>5 %</b>	
1	45604.56	Beneficios netos anuales
2	43 324.33	Beneficio anual
<b>TIR</b>	<b>41%</b>	TIR > tasa interés
<b>Tasa interés</b>	<b>20%</b>	<b>Proyecto es rentable</b>
<b>VAN</b>	<b>S/. 12 488.48</b>	<b>VAN &gt; 0</b>

<b>PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSION</b>	
1.25	AÑOS

#### IV. DISCUSIÓN.

- Después de finalizar los cálculos analíticos y simulaciones de los elementos que componen al extractor de pines de cadena de carrilería se generan algunas discusiones.
- La fuerza de extracción necesaria para remover el pin es dado por el fabricante de cadenas Caterpillar en sus fichas técnicas de fabricación, el diseño aplica a los pines de cadena de carrilería del tractor D8T y las cadenas que tengan pines con resistencia por debajo de esta fuerza.
- La fuerza empleada para los cálculos, es la fuerza para montar el pin y bocina en la cadena de carrilería mientras que para la extracción en si sería necesario una fuerza similar si no fuera por la corrosión y golpes en los extremos de los pines que se forman en el tiempo de servicio de la cadena de carrilería que necesitan mantenimiento. La fuerza de extracción en si se incrementa considerablemente, es por ello que consideramos un 40% de factor de diseño para no tener inconvenientes en la operación de extracción.
- Los factores de seguridad en prensas según los trabajos en los antecedentes están entre 1.5 y 3 para los vástagos de los cilindros empleados para tracción y factores de seguridad para pandeo mayores de 2, para el vástago que usaremos se tiene un factor de seguridad para tracción de 1.5 y un factor de seguridad de pandeo de 2.32.
- Comparando los resultados de la fuerza y características del extractor hidráulico que está compuesto con un cilindro hidráulico de capacidad de 100 toneladas al igual que la prensa vertical diseñada por el trabajo en antecedentes de Apolinario, cuya carrera es de 550 mm con un diámetro de vástago de 160 mm además trabaja con dos bombas uno bajo caudal y otra de alto caudal que funcionan con un solo motor de 20 HP de potencia mientras que en nuestros resultados obtuvimos una carrera de 300 mm con un vástago de diámetro 75 mm una bomba de caudal continuo con un motor de 12.5 HP.

## V. CONCLUSIONES.

- Haciendo uso de las técnicas e instrumentos para recolección de datos se logró obtener las características técnicas de la cadena de carrilería en maquinaria pesada de un tractor D8T; ancho de la cadena 250 mm, diámetro de bocina 73 mm, diámetro del pin 47 mm y dato principal la fuerza de extracción del pin 660 KN.
- El estudio del estado de la tecnología permitió conocer los tipos de extractores usados en el mantenimiento de cadenas de carrilería.
- La lista de exigencia se formó mediante la necesidad del proceso, con características específicas para el funcionamiento del extractor para cadena de carrilería, fuerza de extracción, geometría, funcionamiento, costo, etc.
- Se determinaron alternativas de solución según la metodología de diseño basada en la lista de exigencias y el estado de la tecnología.
- Mediante la evaluación técnica y económica de las alternativas de solución se analizó las características cualitativas de cada alternativa, obteniendo la solución 1 como solución óptima a diseñar.
- Con el método de diseño por factores de cargas y resistencia diseñaron los componentes del extractor de pines de cadena de carrilería conformado por la mesa para recepcionar la cadena el soporte y refuerzos que contienen al cilindro hidráulico considerado como bastidor, el cual está sometido a grandes cargas producidas por la fuerza de acción del cilindro hidráulico; obteniendo como resultado; refuerzo posterior espesores de 1 ½", refuerzo delantero 1", montura 2 ½", tope 2 ½", base ½" con perfiles para viga del bastidor 100x80x8 mm, columna 100x40x6 mm, y mesa de recepción de viga 70x50x6.3 mm, columna 50 x 50 x 1.5 mm; de material ASTM A36.
- El software Solidworks permitió simular los elementos sometidos a las reacciones que genera la fuerza de empuje del cilindro hidráulico encontrándose un esfuerzo máximo de 106.48 MPa y una deformación de 0.09 mm con un factor de seguridad 2.35. Así mismo se evaluó al elemento auxiliar llamado "botador" modelado en acero 1045 cuyo factor de seguridad ante el pandeo es de 2.32.

- El análisis económico del proyecto, cuyo valor de fabricación es de S/. 55 576.60 y debido a los beneficios esperados el periodo de retorno de la inversión se haría en 1.25 años siendo rentable para la empresa.

## **VI. RECOMENDACIONES.**

- Las recomendaciones se basan principalmente en la operación, el mantenimiento y trabajos futuros de la maquina extractora de pines de cadena de carrileria.
- El análisis de las estructuras están basadas en el método (LRFD) método de factores de carga y resistencia de la norma de diseño nacional E 0.90 Estructuras metálicas, también se puede analizar mediante el método (ASD) método por esfuerzos permisibles para corroborar los resultados.
- Se recomienda analizar la soldadura en los elementos unidos ya que las reacciones que genera la fuerza de empuje del cilindro hidráulico del extractor de pines es alta, especialmente en el bastidor.
- Se recomienda la implementación de una segunda bomba hidráulica para mejorar las características técnicas del extractor, una de alto caudal y baja presión para aumentar la velocidad del vástago durante la carrera de aproximación para la extracción del pin y la otra de bajo caudal y alta presión para generar la presión de trabajo.
- La estructura del bastidor esta reforzada con cartelas de espesores regulares con el fin de dar mayor rigidez a la estructura, estas no obstaculizan la extracción del cilindro hidráulico para hacerlo desmontable y retirarlo del bastidor para el mantenimiento o cambio total.

## VIII REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

### LIBROS:

- [12]. SHIGLEY, Joseph. 2008. *Diseño en Ingeniería Mecánica* . Estados Unidos de America : McGraw–Hill Primis, 2008. 0390764876.
- [15]. HIBBELER RUSSELL, C. 2011. *Mecánica de Materiales*. México : Pearson Educación , 2011. 9786073205597.
- [16]. SINGER FERDINAND, L. 2008. *Resistencia de Materiales*. Madrid : Ediciones del Castillo S.A, 2008. 063169959.
- [17]. HARPER, Enríquez. 2004. *Generadores, Transformadores y motores eléctricos*. México : Limusa Noriega Editores S.A, 2004. pág. 187. 9681860535.
- [18]. SOWELL, Tomas. 2013. *Economía Basica* . España : Deusto SA, 2013. 9788423412648.

### ARTICULOS

- [1]. FERREYROS. 2016. Historia de Ferreyros . [En línea] 1 de Enero de 2016. [Citado el: 25 de Octubre de 2016.] <https://www.ferreyros.com.pe/nosotros/acerca-de-ferreyros/historia>.
- [5]. ESTEBAN, Marco. 2010. Metodologáa para el análisis de fatiga . [En línea] 01 de Octubre de 2010. [Citado el: 25 de Octubre de 2016.] [http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/10852/PFC\\_EVA\\_MARCO.pdf?sequence=1](http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/10852/PFC_EVA_MARCO.pdf?sequence=1).

### TRABAJOS PREVIOS.

- [2]. CARRERA ESPÍN, Cristian Iván; CEPEDA PAREDES, William Eduardo. “Diseño, construcción e implementación de una prensa hidráulica de 25 toneladas, con accesorio para remoción de pines de cadena de tren de rodaje; para la empresa Proyectos Mecánicos KBM El Rastro”. Director: Carvajal, Miguel. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2014.



- [3]. BELTRÁN GARCÍA, Fortunato. “Diseño de una prensa hidráulica con capacidad de 50 t para para el montaje y desmontaje de rodamientos del eje final del reductor hidráulico de tornamesa de la excavadora CAT 330CL en la empresa monte Carmelo S.A”. Universidad Cesar Vallejo, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2015.
- [4]. APOLINARIO JULCA, Joel. “Diseño de una prensa hidráulica de 100 ton para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1.2 x 0.5 m. Pontificia Universidad Católica del Perú 2015.
- [19] NIEBLES NUÑEZ, Enrique. “Metodología para el diseño y construcción de una máquina para medición del desgaste abrasivo basado en la norma ASTM-G65”. Universidad Autónoma del Caribe. 2009

#### TEXTOS ELECTRONICOS Y BASE DE DATOS

- [6] Caterpillar. 2013. service information system. *Tren de rodaje*. [En línea] 26 de 08 de 2013. [Citado el: 10 de 11 de 2016.] <https://sis.cat.com/sisweb/servlet/cat.cis.sis.PController.CSSISTechDocServlet>.
- [7] Caterpillar. 2013. service informacion system. *Funcion de cadenas*. [En línea] 26 de 08 de 2013. [Citado el: 11 de 11 de 2016.] <https://sis.cat.com/sisweb/servlet/cat.cis.sis.PController.CSSISTechDocServlet>.

#### INFORME

- [8] Caterpillar 2004. informe *Undercarriage Configurations and Options*. Chile : Finning cat, 2004.
- [13] Norma tecnica de edificacion E.090 Estructuras metalicas. Lima, Perú 2004.

#### PATENTE

- [09] Caterpillar. 2002. *Manual de herramienta de desarmado y armado de cadenas*. Peru, 01 de 12 de 2002. Confidencial.

[10] caterpillar. 2013. service information system. *Desarmado de cadena de carrileria*. [En línea] 26 de 08 de 2013. [Citado el: 09 de 10 de 2016.] <https://sis.cat.com/sisweb/servlet/cat.cis.sis.PController.CSSISTechDocServlet>.

[11] Caterpillar. 2013. service information system. *Armado de cadena de carrileria*. [En línea] 26 de 08 de 2013. [Citado el: 11 de 10 de 2016.] <https://sis.cat.com/sisweb/servlet/cat.cis.sis.PController.CSSISTechDocServlet>.

## MANUAL Y CATALOGOS EMPLEADOS.

- Catálogo de productos y servicios de aceros Arequipa (ASTM).
- Catálogo de cilindros hidráulicos Enercap
- Dirección de Investigación de la Universidad Cesar Vallejo, Instrucciones para la elaboración de informe de tesis.
- American Institute of Steel Construction (AISC).
- [12] Norma técnica Nacional de edificación 0.90

## ANEXOS:

A

### Ficha técnica de cadena del tractor D8T

7/5/2017 D8T TRACK-TYPE TRACTOR J8B00001-UP (MACHINE) POWERED BY C15 Engine(SEBP4195 - 101) - Sistemas y componentes



#### Service Information System

Bienvenido: r080drva

< Producto: TRACK-TYPE TRACTOR  
Modelo: D8T TRACK-TYPE TRACTOR J8B  
Configuración: D8T TRACK-TYPE TRACTOR J8B00001-UP (MACHINE)  
POWERED BY C15 Engine

#### Especificaciones

**D8T Tractor de Cadenas Tren de fuerza**

Número de medio -RSNR7526-06

Fecha de publicación -01/10/2012

Fecha de actualización -26/08/2013

I05220263

## Cadenas

SMCS - 4170

Número de pieza - 8E-7696

## Especificaciones

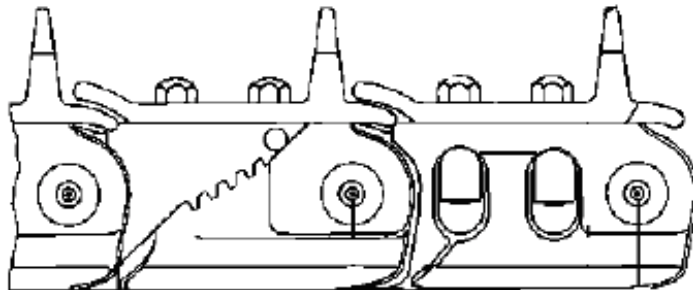


Ilustración 1

g00553339

Consulte el Boletín de reacondicionamiento del tren de rodaje, SEBF8558, "Guideline for Reusable Track Parts" para obtener instrucciones sobre reutilización

Fuerza máxima de armado de la prensa de cadenas ... 660 kN (148,500 lb)

Anexo B

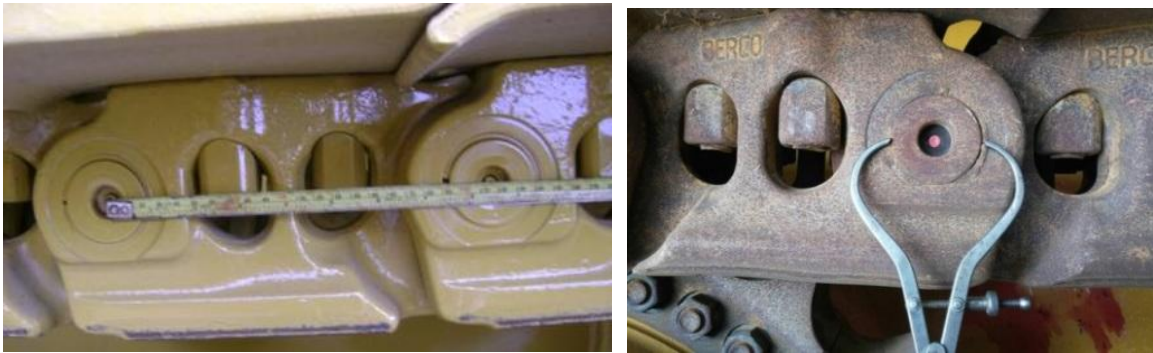


Figura B.1 Medición de la longitud entre pines de la cadena (Fuente propia)  
Medición del diámetro de pin.



Figura B.3.

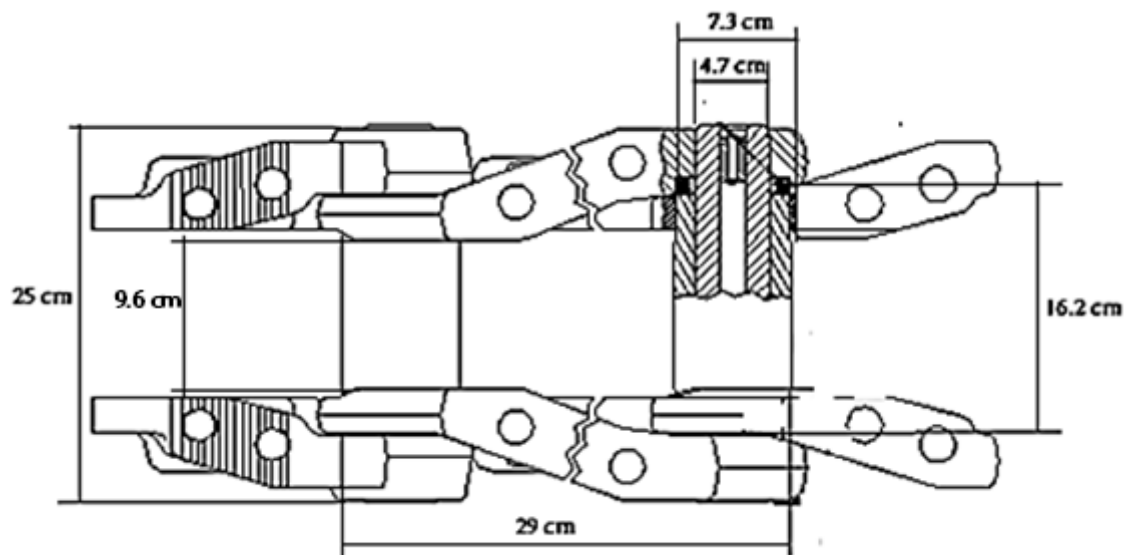


Figura 3.4 Medidas de la cadena de carrilería.

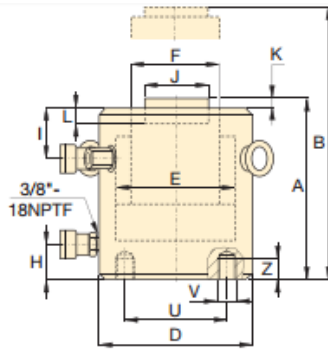
## Anexo C

### Cilindro hidráulico de doble efecto

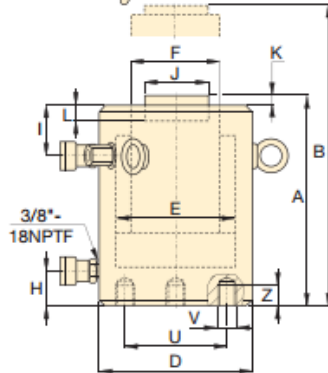
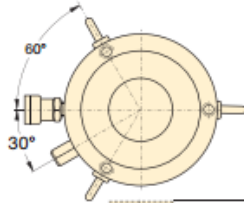
Tabla C-1 sistema métrico.

Capacidad del cilindro	Carrera	Número de modelo	Capacidad máxima del cilindro (kN)		Área efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )		Volumen de aceite (cm <sup>3</sup> )		Altura retraída	Altura extendido	Diám. externo	Peso
			Empuje	Tirar	Empuje	Tirar	Empuje	Tirar	(mm)	(mm)	(mm)	(kg)
50	50	CLRG-502	539	269	77,0	38,5	385	192	162	212	130	17
	100	CLRG-504	539	269	77,0	38,5	770	385	212	312	130	20
	150	CLRG-506	539	269	77,0	38,5	1155	577	262	412	130	23
	200	CLRG-508	539	269	77,0	38,5	1540	770	312	512	130	27
	250	CLRG-5010	539	269	77,0	38,5	1924	962	362	612	130	31
	300	CLRG-5012	539	269	77,0	38,5	2309	1155	412	712	130	34
100	50	CLRG-1002	929	433	132,7	61,9	664	309	179	229	165	29
	100	CLRG-1004	929	433	132,7	61,9	1327	619	229	329	165	34
	150	CLRG-1006	929	433	132,7	61,9	1991	928	279	429	165	40
	200	CLRG-1008	929	433	132,7	61,9	2655	1237	329	529	165	46
	250	CLRG-10010	929	433	132,7	61,9	3318	1546	379	629	165	52
	300	CLRG-10012	929	433	132,7	61,9	3982	1856	429	729	165	58
150	50	CLRG-1502	1390	675	198,6	96,5	993	482	196	246	205	39
	100	CLRG-1504	1390	675	198,6	96,5	1986	965	246	346	205	52
	150	CLRG-1506	1390	675	198,6	96,5	2978	1447	296	446	205	65
	200	CLRG-1508	1390	675	198,6	96,5	3971	1930	346	546	205	78
	250	CLRG-15010	1390	675	198,6	96,5	4964	2412	396	646	205	92
	300	CLRG-15012	1390	675	198,6	96,5	5957	2895	446	746	205	105
200	50	CLRG-2002	1861	889	265,9	127,0	1330	635	212	262	235	55
	150	CLRG-2006	1861	889	265,9	127,0	3989	1905	312	462	235	91
	300	CLRG-20012	1861	889	265,9	127,0	7977	3809	462	762	235	146
250	50	CLRG-2502	2565	1068	366,4	152,6	1832	763	235	285	275	89
	150	CLRG-2506	2565	1068	366,4	152,6	5497	2289	335	485	275	136
	300	CLRG-25012	2565	1068	366,4	152,6	10993	4578	485	785	275	207
300	50	CLRG-3002	3193	1060	456,2	151,4	2281	757	322	372	310	184
	150	CLRG-3006	3193	1060	456,2	151,4	6843	2270	422	572	310	232
	300	CLRG-30012	3193	1060	456,2	151,4	13685	4541	572	872	310	303

Tabla C-2 de selección rápida.



Modelos CLRG-50 al CLRG-150



Modelos CLRG-200 al CLRG-1000

Dimensiones de los agujeros de la base de montaje (pulg)			
Número de Modelo toneladas	Círculo de Pernos U	Rosca V (mm)	Profundidad de la rosca Z
CLRG-50	2.56	M12	.87
CLRG-100	3.74	M12	.87
CLRG-150	5.12	M12	.87
CLRG-200	6.50	M12	.87
CLRG-250	7.48	M12	.87
CLRG-300	7.09	M16	1.42

Capacidad del cilindro (toneladas)	Carrera (pulg)	Número de modelo	Capacidad máxima del cilindro (toneladas)		Área efectiva del cilindro (pulg²)		Volumen de aceite (pulg³)	
			Empuje	Tirar	Empuje	Tirar	Empuje	Tirar
50	1.97	CLRG-502	59.1	29	11.81	5.85	23.25	11.51
	3.94	CLRG-504	59.1	29	11.81	5.85	46.50	23.02
	5.91	CLRG-506	59.1	29	11.81	5.85	69.75	34.52
	7.87	CLRG-508	59.1	29	11.81	5.85	93.00	46.03
	9.84	CLRG-5010	59.1	29	11.81	5.85	116.25	57.54
100	11.81	CLRG-5012	59.1	29	11.81	5.85	139.50	69.05
	1.97	CLRG-1002	102.9	48	20.57	9.59	40.50	18.87
	3.94	CLRG-1004	102.9	48	20.57	9.59	81.00	37.74
	5.91	CLRG-1006	102.9	48	20.57	9.59	121.50	56.61
	7.87	CLRG-1008	102.9	48	20.57	9.59	162.00	75.49
	9.84	CLRG-10010	102.9	48	20.57	9.59	202.50	94.36
150	11.81	CLRG-10012	102.9	48	20.57	9.59	242.99	113.23
	1.97	CLRG-1502	153.9	75	30.78	14.96	60.58	29.44
	3.94	CLRG-1504	153.9	75	30.78	14.96	121.17	58.88
	5.91	CLRG-1506	153.9	75	30.78	14.96	181.75	88.32
	7.87	CLRG-1508	153.9	75	30.78	14.96	242.33	117.76
	9.84	CLRG-15010	153.9	75	30.78	14.96	302.92	147.20
200	11.81	CLRG-15012	153.9	75	30.78	14.96	363.50	176.64
	1.97	CLRG-2002	206.1	98	41.22	19.68	81.13	38.74
	5.91	CLRG-2006	206.1	98	41.22	19.68	243.40	116.23
250	11.81	CLRG-20012	206.1	98	41.22	19.68	486.79	232.46
	1.97	CLRG-2502	284.0	118	56.80	23.65	111.81	46.56
	5.91	CLRG-2506	284.0	118	56.80	23.65	335.42	139.69
300	11.81	CLRG-25012	284.0	118	56.80	23.65	670.84	279.39
	1.97	CLRG-3002	353.6	117	70.71	23.46	139.19	46.18
	5.91	CLRG-3006	353.6	117	70.71	23.46	417.56	138.55
400	11.81	CLRG-30012	353.6	117	70.71	23.46	835.11	277.10
	1.97	CLRG-4002	433.9	150	86.79	29.99	170.84	59.03
	5.91	CLRG-4006	433.9	150	86.79	29.99	512.51	177.09
500	11.81	CLRG-40012	433.9	150	86.79	29.99	1,025	354.18
	1.97	CLRG-5002	566.3	192	113.25	38.37	222.92	75.54
	5.91	CLRG-5006	566.3	192	113.25	38.37	668.77	226.61
600	11.81	CLRG-50012	566.3	192	113.25	38.37	1,338	453.22
	1.97	CLRG-6002	662.9	229	132.57	45.79	260.97	90.13
	5.91	CLRG-6006	662.9	229	132.57	45.79	782.90	270.39
800	11.81	CLRG-60012	662.9	229	132.57	45.79	1,566	540.79
	1.97	CLRG-8002	911.6	300	182.32	59.99	358.91	118.09
	5.91	CLRG-8006	911.6	300	182.32	59.99	1,077	354.28

Tabla C-3 dimensiones del cilindro

\* Silleta inclinada opcional



Capacidad:  
**50-1,000 toneladas**  
Carrera:  
**1.97-11.81 pulgadas**  
Presión máxima de servicio:  
**10,000 psi**

Serie  
**CLRG**



Altura retraída A (pulg)	Altura extendido B (pulg)	Diám. externo D (pulg)	Ø interno del cilindro E (pulg)	Ø del émbolo F (pulg)	Base a conexión de avance H (pulg)	Parte superior a conexión I (pulg)	Ø de silleta estándar J (pulg)	Extensión de la silleta desde el émbolo K (pulg)	Profundidad del orificio del émbolo L (pulg)	Peso (libras)	Número de modelo	*Silleta inclinada opcional		
												Diám. J1 (pulg)	Altura K1 (pulg)	Número de modelo
6.38	8.35	5.12	3.88	2.76	1.65	1.29	1.97	.04	.75	37	CLRG-502	1.95	.94	CATG-50
8.35	12.28	5.12	3.88	2.76	1.65	1.29	1.97	.04	.75	44	CLRG-504	1.95	.94	CATG-50
10.31	16.22	5.12	3.88	2.76	1.65	1.29	1.97	.04	.75	51	CLRG-506	1.95	.94	CATG-50
12.28	20.16	5.12	3.88	2.76	1.65	1.29	1.97	.04	.75	60	CLRG-508	1.95	.94	CATG-50
14.25	24.09	5.12	3.88	2.76	1.65	1.29	1.97	.04	.75	68	CLRG-5010	1.95	.94	CATG-50
16.22	28.03	5.12	3.88	2.76	1.65	1.29	1.97	.04	.75	75	CLRG-5012	1.95	.94	CATG-50
7.16	9.13	6.50	5.12	3.74	2.13	1.89	2.95	.04	.75	42	CLRG-1002	2.87	1.14	CATG-100
9.13	13.06	6.50	5.12	3.74	2.13	1.89	2.95	.04	.75	64	CLRG-1004	2.87	1.14	CATG-100
11.09	17.00	6.50	5.12	3.74	2.13	1.89	2.95	.04	.75	88	CLRG-1006	2.87	1.14	CATG-100
13.06	20.94	6.50	5.12	3.74	2.13	1.89	2.95	.04	.75	110	CLRG-1008	2.87	1.14	CATG-100
15.03	24.87	6.50	5.12	3.74	2.13	1.89	2.95	.04	.75	134	CLRG-10010	2.87	1.14	CATG-100
17.00	28.81	6.50	5.12	3.74	2.13	1.89	2.95	.04	.75	157	CLRG-10012	2.87	1.14	CATG-100
7.72	9.69	8.07	6.26	4.49	2.40	2.22	3.70	.04	.75	86	CLRG-1502	3.57	1.22	CATG-150
9.69	13.62	8.07	6.26	4.49	2.40	2.22	3.70	.04	.75	115	CLRG-1504	3.57	1.22	CATG-150
11.65	17.56	8.07	6.26	4.49	2.40	2.22	3.70	.04	.75	143	CLRG-1506	3.57	1.22	CATG-150
13.62	21.50	8.07	6.26	4.49	2.40	2.22	3.70	.04	.75	172	CLRG-1508	3.57	1.22	CATG-150
15.59	25.43	8.07	6.26	4.49	2.40	2.22	3.70	.04	.75	203	CLRG-15010	3.57	1.22	CATG-150
17.56	29.37	8.07	6.26	4.49	2.40	2.22	3.70	.04	.75	231	CLRG-15012	3.57	1.22	CATG-150
8.50	10.47	9.25	7.24	5.24	2.62	2.22	4.45	.04	.94	121	CLRG-2002	4.64	1.37	CATG-200
12.44	18.35	9.25	7.24	5.24	2.62	2.22	4.45	.04	.94	201	CLRG-2006	4.64	1.37	CATG-200
18.35	30.16	9.25	7.24	5.24	2.62	2.22	4.45	.04	.94	322	CLRG-20012	4.64	1.37	CATG-200
9.25	11.22	10.83	8.50	6.50	2.87	3.07	5.71	.04	.94	196	CLRG-2502	5.67	1.81	CATG-250
13.19	19.09	10.83	8.50	6.50	2.87	3.07	5.71	.04	.94	300	CLRG-2506	5.67	1.81	CATG-250
19.09	30.91	10.83	8.50	6.50	2.87	3.07	5.71	.04	.94	456	CLRG-25012	5.67	1.81	CATG-250
12.68	14.25	12.20	9.49	7.76	3.98	2.95	6.97	.04	.75	406	CLRG-3002	6.30	2.43	CATG-300
16.22	22.13	12.20	9.49	7.76	3.98	2.95	6.97	.04	.75	511	CLRG-3006	6.30	2.43	CATG-300
22.13	33.94	12.20	9.49	7.76	3.98	2.95	6.97	.04	.75	668	CLRG-30012	6.30	2.43	CATG-300
14.74	16.71	13.78	10.51	8.50	4.49	4.13	7.72	.12	1.06	595	CLRG-4002	7.59	2.32	CATG-400
18.68	24.59	13.78	10.51	8.50	4.49	4.13	7.72	.12	1.06	728	CLRG-4006	7.59	2.32	CATG-400
24.59	36.40	13.78	10.51	8.50	4.49	4.13	7.72	.12	1.06	928	CLRG-40012	7.59	2.32	CATG-400
16.50	18.46	15.75	12.01	9.76	4.49	5.31	8.98	.12	1.06	884	CLRG-5002	8.98	2.48	CATG-500
20.43	26.34	15.75	12.01	9.76	4.49	5.31	8.98	.12	1.06	1058	CLRG-5006	8.98	2.48	CATG-500
26.34	38.15	15.75	12.01	9.76	4.49	5.31	8.98	.12	1.06	1321	CLRG-50012	8.98	2.48	CATG-500

Distribuidor Peruano:

Unimaq. Distribuidor y centro de servicio técnico.

Av. Evitamiento N° 1936 Distrito de Ate-Lima-Perú.

Teléfono: 05112021300.

<http://www.unimaq.com.pe>

Anexo D

## Bombas eléctricas, serie 8000

**Serie PE**



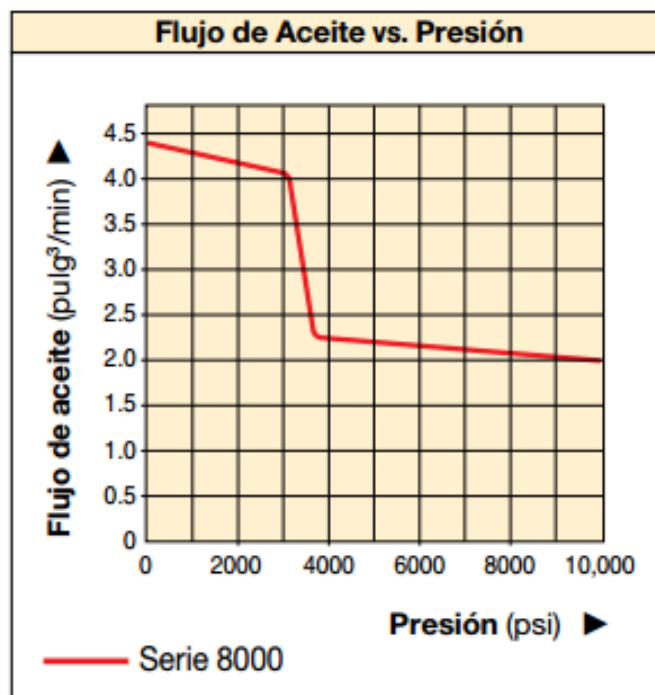
**Flujo a presión nominal:**  
**2.0 gal/min.**

**Potencia del motor:**  
**12.5 hp**

**Presión de operación máxima:**  
**10,000 psi**

Revisando el catalogo para la bomba elegimos este equipo determinado para la función de operación del extractor.

Utilizada con cilindro de	Volumen utilizable de aceite (gal)	Número de modelo	Presión nominal (psi)		Flujo de salida (gal/min)		Tipo de válvula	Función de la válvula	Consumo de corriente (Amps)	Voltaje del motor* (VCA)	Nivel de ruido (dBA)	Peso (libras)
			1ª etapa	2ª etapa	1ª etapa	2ª etapa						
Simple acción	18	PEM-8218	3,700	10,000	4.4	2.0	Manual (VM-2)	3-way, 2-pos.	33.0	230	78-84	720
	18	PEM-8218C	3,700	10,000	4.4	2.0			16.5	460	78-84	720
Doble acción	18	PEM-8418	3,700	10,000	4.4	2.0	Manual (VM-4)	4-way, 3-pos.	33.0	230	78-84	720
	18	PEM-8418C	3,700	10,000	4.4	2.0			16.5	460	78-84	720
	18	PER-8418	3,700	10,000	4.4	2.0	Solenoid (VE43)	4-way, 3-pos.	33.0	230	78-84	765
	18	PER-8418C	3,700	10,000	4.4	2.0			16.5	460	78-84	765





## Anexo E

### Válvula de distribución de acción doble.

Operación de la válvula	Se usa con cilindro	Tipo de válvula	Símbolo hidráulico	Diagrama esquemática del flujo			Peso (libras)
				Avance	Retención	Retracción	
Manual	Acción simple	3 vías, 3-posiciones, centro en tándem					6.4
Manual	Acción simple	3 vías, 3-posiciones, centro en tándem, de bloqueo					10.3
Manual	Acción simple	3 vías, 3-posiciones, centro cerrado					6.4
Manual	Acción simple	3 vías, 3-posiciones, centro cerrado, de bloqueo					10.3
Manual	Acción doble	4 vías, 3-posiciones, centro en tándem					6.4
Manual	Acción doble	4 vías, 3-posiciones, centro en tándem, de bloqueo					10.3
Manual	Acción doble	4 vías, 3-posiciones, centro cerrado					6.4
Manual	Acción doble	4 vías, 3-posiciones, centro cerrado, de bloqueo					10.3




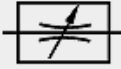

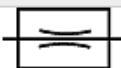



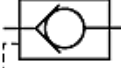

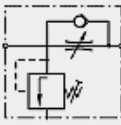

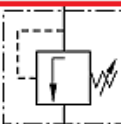

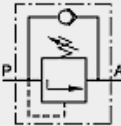
Distribuidor Peruano:

Unimaq. Distribuidor y centro de servicio técnico.

Av. Evitamiento N° 1936 Distrito de Ate-Lima-Perú.

Anexo F.

Válvulas complementarias.

	Símbolo hidráulico	Modelo	Roscas NPTF	Presión de operación bar
		V-82 V-182 V-8F	3/8" 1/4" 3/8"	0 - 700 0 - 700 0 - 700
		V-91	1/2"	0 - 700
		V-10	1/2"	0 - 700
		V-17	3/8"	0 - 700
		V-42	3/8"	0 - 700
		V-66 V-66F	3/8" 3/8"	0 - 700 0 - 700
		V-152	3/8"	55 - 700
		V-161	3/8"	140 - 700

Distribuidor Peruano:

Unimaq. Distribuidor y centro de servicio técnico.

Av. Evitamiento N° 1936 Distrito de Ate-Lima-Perú.

## Mangueras hidráulicas de alta presión


Serie  
**H700**



Presión máxima:  
**700 bar**

Diám. interno (pulg)	Ensamblajes y acoples para extremos de manguera		Longitud de la manguera (pies)	Serie 700 Termoplásticas		
	Extremo uno	Extremo dos		Número de modelo	Peso (libras)	
.25	1/4" NPTF	1/4" NPTF	6	-		
		3/8" NPTF	6	-		
		A-830	6	HB-7206QB	2.4	
		AH-830	6	-		
		CH-804	6	HC-7206Q	2.3	
	3/8" NPTF	3/8" NPTF		2	H-7202	1.2
				3	H-7203	1.5
				6	H-7206	2.0
				10	H-7210	3.0
				20	H-7220	6.2
				30	H-7230	10.0
				50	H-7250	15.4
				-		
		A-804	6	HA-7206B	2.5	
			10	-		
		AH-804	3	-		
			6	HA-7206	2.2	
			10	HA-7210	3.2	
		AH-830	6	HB-7206	2.2	
		C-804		3	HC-7203B	2.2
			6	HC-7206B	2.8	
			10	HC-7210B	3.9	
	CH-804		3	HC-7203	1.7	
			6	HC-7206	2.3	
			10	HC-7210	3.3	
			20	HC-7220	6.4	
	CH-804	CH-804	6	HC-7206C	2.4	
50			HC-7250C	15.4		

Anexo H:




**SMA**  
SMA Serbatol Spa

# HYDRAULIC oil tank

**AVAILABLE TANKS IN STOCK**

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

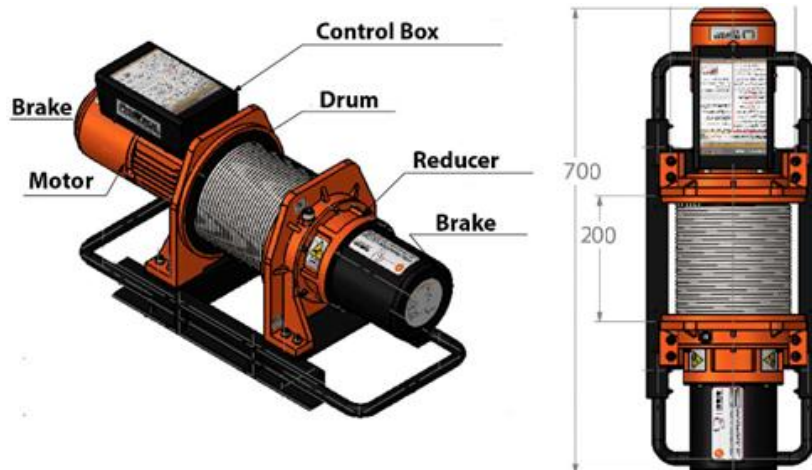


7.731

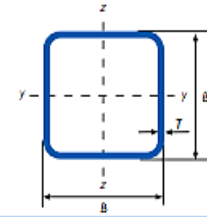
Anexo I:

## TECHNICAL PARAMETERS / PARÁMETROS TÉCNICOS

RATINGS - CAPACIDADES	CODE / CÓDIGO	PWK1250i
	Capacity 1st Layer:	2.846 lb
	Capacidad 1º Capa:	1.291 kg
	Velocidad:	13 ~ 18 m/min
	Voltage:	380V/440V/460V/ 50/60 Hz 3Ph
	Voltaje:	
	Motor Power:	3 kW
	Potencia de Motor:	
	Application:	Lifting & Pulling
	Aplicación:	Izaje y Arrastre
	Total Weight Approx.:	343 lb
	Peso Total Aprox.:	156 kg
	Standard:	ASME B30.7 / B30.10 / ANSI-AWS
	Norma:	D14.3 / RR-W-410E / ISO2232
	IWRC Rope:	Ø 3/8" x 328 ft
	Cable IWRC:	Ø 9,5 mm x 100 m



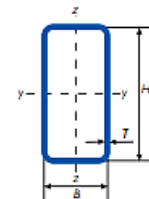
# ANEXO J



Gama perfil tubular en frío - cuadrado

DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCION TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSION	MÓDULO DE TORSION	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	AREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
B mm	B mm	T mm	M kg/m	A cm <sup>2</sup>	I <sub>xx</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>yy</sub> cm <sup>4</sup>	i <sub>xx</sub> cm	i <sub>yy</sub> cm	W <sub>elxx</sub> cm <sup>3</sup>	W <sub>ely</sub> cm <sup>3</sup>	W <sub>plxx</sub> cm <sup>3</sup>	W <sub>ply</sub> cm <sup>3</sup>	I <sub>t</sub> cm <sup>4</sup>	C <sub>t</sub> cm <sup>3</sup>	A <sub>s</sub> m <sup>2</sup> /m	m	A <sub>sv</sub> m <sup>2</sup>
20	20	1.5	0,826	1,05	0,583	0,583	0,744	0,744	0,583	0,583	0,715	0,715	0,985	0,884	0,075	1,211	711
20	20	2	1,05	1,34	0,692	0,692	0,720	0,720	0,692	0,692	0,877	0,877	1,21	1,06	0,073	953	547
20	20	2.5	1,25	1,59	0,766	0,766	0,694	0,694	0,766	0,766	1,00	1,00	1,39	1,19	0,071	802	449
20	20	3	1,42	1,81	0,809	0,809	0,669	0,669	0,809	0,809	1,10	1,10	1,52	1,27	0,070	704	385
22	22	1.5	0,920	1,17	0,800	0,800	0,826	0,826	0,727	0,727	0,885	0,885	1,34	1,10	0,083	1,087	707
22	22	2	1,18	1,50	0,961	0,961	0,801	0,801	0,874	0,874	1,09	1,09	1,66	1,33	0,081	851	542
25	25	1.5	1,06	1,35	1,22	1,22	0,949	0,949	0,973	0,973	1,17	1,17	2,01	1,47	0,095	942	702
25	25	2	1,36	1,74	1,48	1,48	0,924	0,924	1,19	1,19	1,47	1,47	2,53	1,80	0,093	733	536
25	25	2.5	1,64	2,09	1,69	1,69	0,899	0,899	1,35	1,35	1,71	1,71	2,96	2,07	0,091	610	438
25	25	3	1,89	2,41	1,84	1,84	0,874	0,874	1,47	1,47	1,91	1,91	3,32	2,27	0,090	529	372
25	25	4	2,31	2,95	2,00	2,00	0,823	0,823	1,60	1,60	2,19	2,19	3,80	2,51	0,086	432	293
30	30	1.5	1,30	1,65	2,20	2,20	1,15	1,15	1,46	1,46	1,74	1,74	3,57	2,21	0,115	771	695
30	30	2	1,68	2,14	2,72	2,72	1,13	1,13	1,81	1,81	2,21	2,21	4,54	2,75	0,113	596	529
30	30	2.5	2,03	2,59	3,16	3,16	1,10	1,10	2,10	2,10	2,61	2,61	5,40	3,20	0,111	492	430
30	30	3	2,36	3,01	3,50	3,50	1,08	1,08	2,34	2,34	2,96	2,96	6,15	3,58	0,110	423	365
30	30	4	2,94	3,75	3,97	3,97	1,03	1,03	2,64	2,64	3,50	3,50	7,30	4,11	0,106	340	284
35	35	1.5	1,53	1,95	3,60	3,60	1,36	1,36	2,05	2,05	2,43	2,43	5,78	3,09	0,135	653	691
35	35	2	1,99	2,54	4,51	4,51	1,33	1,33	2,58	2,58	3,09	3,09	7,41	3,89	0,133	502	525
35	35	2.5	2,42	3,09	5,29	5,29	1,31	1,31	3,02	3,02	3,69	3,69	8,89	4,58	0,131	412	425
35	35	3	2,83	3,61	5,95	5,95	1,28	1,28	3,40	3,40	4,23	4,23	10,2	5,18	0,130	353	359
35	35	4	3,57	4,55	6,93	6,93	1,23	1,23	3,96	3,96	5,11	5,11	12,4	6,09	0,126	280	278

# Anexo K:



rectangular

DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCION TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSION	MÓDULO DE TORSION	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	AREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H mm	B mm	T mm	M kg/m	A cm <sup>2</sup>	I <sub>xx</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>yy</sub> cm <sup>4</sup>	i <sub>xx</sub> cm	i <sub>yy</sub> cm	W <sub>elxx</sub> cm <sup>3</sup>	W <sub>ely</sub> cm <sup>3</sup>	W <sub>plxx</sub> cm <sup>3</sup>	W <sub>ply</sub> cm <sup>3</sup>	I <sub>t</sub> cm <sup>4</sup>	C <sub>t</sub> cm <sup>3</sup>	A <sub>s</sub> m <sup>2</sup> /m	m	A <sub>sv</sub> m <sup>2</sup>
45	30	2.5	2,62	3,34	8,67	4,58	1,61	1,17	3,85	3,05	4,83	3,64	10,09	5,09	0,141	382	424
45	30	3	3,07	3,91	9,80	5,15	1,58	1,15	4,36	3,43	5,55	4,17	11,60	5,76	0,140	326	357
45	30	4	3,88	4,95	11,6	6,01	1,53	1,10	5,13	4,01	6,76	5,06	14,12	6,81	0,136	257	275
45	35	1.5	1,77	2,25	6,54	4,44	1,70	1,40	2,90	2,54	3,48	2,93	8,45	4,05	0,155	566	688
45	35	2	2,31	2,94	8,27	5,60	1,68	1,38	3,68	3,20	4,46	3,75	10,89	5,13	0,153	434	521
45	35	2.5	2,82	3,59	9,80	6,61	1,65	1,36	4,35	3,78	5,36	4,51	13,13	6,09	0,151	355	422
45	35	3	3,30	4,21	11,1	7,49	1,63	1,33	4,95	4,28	6,18	5,19	15,18	6,93	0,150	303	356
45	35	4	4,20	5,35	13,2	8,86	1,57	1,29	5,88	5,06	7,58	6,35	18,68	8,28	0,146	238	273
45	40	2	2,46	3,14	9,19	7,66	1,71	1,56	4,09	3,83	4,89	4,51	13,53	5,95	0,163	406	520
45	40	2.5	3,01	3,84	10,9	9,10	1,69	1,54	4,86	4,55	5,90	5,44	16,37	7,09	0,161	332	420
45	40	3	3,54	4,51	12,5	10,35	1,66	1,52	5,54	5,18	6,81	6,28	18,99	8,10	0,160	283	354
45	40	4	4,51	5,75	14,9	12,38	1,61	1,47	6,63	6,19	8,40	7,73	23,55	9,77	0,156	222	272

Anexo L.

Valores de W										
$\lambda_c$	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2	1,000	0,995	0,990	0,985	0,980	0,975	0,970	0,964	0,959	0,954
0,3	0,949	0,944	0,939	0,934	0,929	0,923	0,918	0,913	0,908	0,903
0,4	0,897	0,892	0,887	0,881	0,876	0,871	0,865	0,860	0,854	0,849
0,5	<b>0,843</b>	<b>0,837</b>	<b>0,832</b>	<b>0,826</b>	<b>0,820</b>	<b>0,815</b>	<b>0,809</b>	<b>0,803</b>	<b>0,797</b>	<b>0,791</b>
0,6	0,785	0,779	0,773	0,767	0,761	0,755	0,749	0,743	0,737	0,731
0,7	0,725	0,718	0,712	0,706	0,700	0,694	0,687	0,681	0,675	0,668
0,8	0,662	<b>0,656</b>	0,650	0,643	0,637	0,631	0,625	0,618	0,612	0,606
0,9	0,600	0,594	0,588	0,582	0,575	0,569	0,563	0,558	0,552	0,546
1,0	<b>0,540</b>	<b>0,534</b>	<b>0,528</b>	<b>0,523</b>	<b>0,517</b>	<b>0,511</b>	<b>0,506</b>	<b>0,500</b>	<b>0,495</b>	<b>0,490</b>
1,1	0,484	0,479	0,474	0,469	0,463	0,458	0,453	0,448	0,443	0,439
1,2	0,434	0,429	0,424	0,420	0,415	0,411	0,406	0,402	0,397	0,393
1,3	0,389	0,385	0,380	0,376	0,372	0,368	0,364	0,361	0,357	0,353
1,4	0,349	0,346	0,342	0,338	0,335	0,331	0,328	0,324	0,321	0,318
1,5	<b>0,315</b>	<b>0,311</b>	<b>0,308</b>	<b>0,305</b>	<b>0,302</b>	<b>0,299</b>	<b>0,296</b>	<b>0,293</b>	<b>0,290</b>	<b>0,287</b>
1,6	0,284	0,281	0,279	0,276	0,273	0,271	0,268	0,265	0,263	0,260
1,7	0,258	0,255	0,253	0,250	0,248	0,246	0,243	0,241	0,239	0,237
1,8	0,235	0,232	0,230	0,228	0,226	0,224	0,222	0,220	0,218	0,216
1,9	0,214	0,212	0,210	0,209	0,207	0,205	0,203	0,201	0,200	0,198
2,0	<b>0,196</b>	<b>0,194</b>	<b>0,193</b>	<b>0,191</b>	<b>0,190</b>	<b>0,188</b>	<b>0,186</b>	<b>0,185</b>	<b>0,183</b>	<b>0,182</b>
2,1	0,180	0,179	0,177	0,176	0,174	0,173	0,172	0,170	0,169	0,168
2,2	0,166	0,165	0,164	0,162	0,161	0,160	0,159	0,157	0,156	0,155
2,3	0,154	0,153	0,151	0,150	0,149	0,148	0,147	0,146	0,145	0,144
2,4	0,143	0,141	0,140	0,139	0,138	0,137	0,136	0,135	0,134	0,133
2,5	<b>0,132</b>	<b>0,132</b>	<b>0,131</b>	<b>0,130</b>	<b>0,129</b>	<b>0,128</b>	<b>0,127</b>	<b>0,126</b>	<b>0,125</b>	<b>0,124</b>
2,6	0,123	0,123	0,122	0,121	0,120	0,119	0,118	0,118	0,117	0,116
2,7	0,115	0,114	0,114	0,113	0,112	0,111	0,111	0,110	0,109	0,109
2,8	0,108	0,107	0,106	0,106	0,105	0,104	0,104	0,103	0,102	0,102
2,9	0,101	0,101	0,100	0,099	0,099	0,098	0,097	0,097	0,096	0,096

Anexo M

El método completo para análisis estructural se encuentra en la norma Nacional E.090 estructuras metálicas.

**NTE E.090 ESTRUCTURAS METÁLICAS**

## **NORMA TÉCNICA DE EDIFICACIÓN**

### **E.090 ESTRUCTURAS METÁLICAS**

**LIMA, FEBRERO DEL 2004**

## Anexo N

Coeficientes de rozamiento entre materiales.

<b>Superficies en contacto</b>	<b>Coefficiente estático <math>\mu_e</math></b>	<b>Coefficiente dinámico <math>\mu_k</math></b>
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

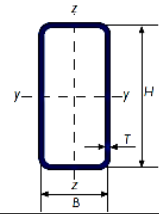


Anexo O

**Metal de soldadura compatible con metal de base**

Grupo	Metal base				Niveles compatibles de metal de soldadura
	Especificación de acero	$F_y$ MPa	$F_u$ MPa	Especificación de electrodo	
I	ASTM A36		250	400-550	SMAW - AWS A5.1: E60XX, E70XX
	ASTM A53	Grado B	240	415 min	SMAW - AWS A5.5: E70XX-X
	ASTM A500	Grado A	228	310 min	SAW - AWS A5.17: F6XX-EXXX F7XX-EXXX
		Grado B	290	400 min	
	ASTM A501		250	400 min	SAW - AWS A5.3: F7XX-EXX-XX
	ASTM A529		290	415-585	GMAW - AWS A5.8: ER70S-X
	ASTM A570	Grado 40	275	380 min	FCAW - AWS A5.0: E6XT-X, E7XT-X FCAW - AWS A5.9: E7XTX-XX
		Grado 45	310	415 min	
Grado 50		345	450 min		
ASTM A709	Grado 36	250	400-550		
II	ASTM A572	Grado 42	290	415 min	SMAW - AWS A5.1: E7015, E7016, E7018, E7028 SMAW - AWS A5.5: E7015-X, E7016-X, E7018-X
		Grado 50	345	450 min	
	ASTM A606		310-340	450 min	SAW - AWS A5.17: F7XX-EXXX SAW - AWS A5.23: F7XX-EXX-XX
	ASTM A607	Grado 45	310	410 min	GMAW - AWS A5.18: ER70S-X
		Grado 50	345	450 min	
		Grado 55	380	480 min	
	ASTM A618	Grado Ib, II, III	315-345	450 min	FCAW - AWS A5.20: E7XT-X FCAW - AWS A5.29: E7XTX-X
	ASTM A709	Grado 50	345	450 min	
Grado 50W		345	485 min		
III	ASTM A572	Grado 60	415	515 min	SMAW - AWS A5.5: E8015-X, E8016-X, E8018-X
		Grado 65	450	550 min	SAW - AWS A5.23: F8XX-EXX-XX

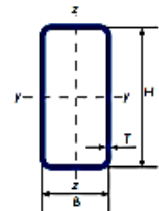
## Anexo P



Gama perfil tubular en frío - rectangular

DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCION TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSION	MÓDULO DE TORSION	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H	B	T	M	A	$I_{xx}$	$I_{yy}$	$i_{xx}$	$i_{yy}$	$W_{elx}$	$W_{ely}$	$W_{plx}$	$W_{ply}$	$I_t$	$C_t$	$A_s$	m	$A_{sw}$
mm	mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m	m	m <sup>2</sup>
100	30	2,5	4,78	6,09	67,4	9,79	3,33	1,27	13,5	6,53	17,8	7,42	29,4	12,0	0,251	209	413
100	30	3	5,66	7,21	78,2	11,2	3,29	1,25	15,6	7,46	20,8	8,63	34,0	13,8	0,250	177	346
100	30	4	7,34	9,35	97,3	13,5	3,23	1,20	19,5	9,00	26,4	10,8	42,1	16,8	0,246	136	263
100	40	1,5	3,18	4,05	50,5	12,2	3,53	1,73	10,1	6,08	12,7	6,69	31,9	10,8	0,275	314	678
100	40	2	4,19	5,34	65,4	15,6	3,50	1,71	13,1	7,81	16,5	8,69	41,5	13,9	0,273	239	512
100	40	2,5	5,17	6,59	79,3	18,8	3,47	1,69	15,9	9,39	20,2	10,6	50,5	16,8	0,271	193	412
100	40	3	6,13	7,81	92,3	21,7	3,44	1,67	18,5	10,8	23,7	12,4	59,0	19,4	0,270	163	345
100	40	4	7,97	10,1	116	26,7	3,38	1,62	23,1	13,3	30,3	15,7	74,5	24,0	0,266	126	262
100	40	5	9,70	12,4	136	30,8	3,31	1,58	27,1	15,4	36,1	18,5	87,9	27,9	0,263	103	213
100	40	6	11,3	14,4	152	34,0	3,25	1,53	30,4	17,0	41,3	21,0	99,2	31,0	0,259	88,3	180
100	40	6,3	11,5	14,7	148	33,4	3,17	1,51	29,6	16,7	41,0	21,0	101	31,2	0,253	86,7	172

## Anexo Q



Gama perfil tubular en frío - rectangular

DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCION TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSION	MÓDULO DE TORSION	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H	B	T	M	A	$I_{xx}$	$I_{yy}$	$i_{xx}$	$i_{yy}$	$W_{elx}$	$W_{ely}$	$W_{plx}$	$W_{ply}$	$I_t$	$C_t$	$A_s$	m	$A_{sw}$
mm	mm	mm	kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm	cm	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m	m	m <sup>2</sup>
100	80	8	18,9	24,0	298	210	3,52	2,96	59,6	52,5	76,3	65,4	442	87,3	0,326	53,0	135
110	20	2	3,88	4,94	60,0	3,62	3,48	0,856	10,9	3,62	15,0	4,12	12,2	6,91	0,253	258	513
110	30	1,5	3,18	4,05	55,4	7,07	3,70	1,32	10,1	4,72	13,2	5,16	21,2	8,71	0,275	314	678
110	30	2	4,19	5,34	71,6	9,00	3,66	1,30	13,0	6,00	17,2	6,69	27,3	11,1	0,273	239	512
110	30	2,5	5,17	6,59	86,8	10,7	3,63	1,28	15,8	7,16	21,0	8,11	33,0	13,3	0,271	193	412
110	30	3	6,13	7,81	101	12,3	3,59	1,25	18,3	8,19	24,6	9,44	38,3	15,3	0,270	163	345
110	30	4	7,97	10,1	126	14,9	3,52	1,21	22,9	9,91	31,3	11,8	47,4	18,6	0,266	126	262
110	30	5	9,70	12,4	147	16,8	3,45	1,17	26,8	11,2	37,3	13,8	54,7	21,2	0,263	103	213
110	30	6	11,3	14,4	165	18,2	3,38	1,12	29,9	12,2	42,5	15,5	60,4	23,1	0,259	88,3	180

Anexo R

Costo de operación por cadena:



una empresa Ferreycorp

**Presupuesto N° 037A / 16 Servicio**

Cliente : CONSORCIO CONSTRUCTOR CHAVIMOCHIC      CÓDIGO : 0129451  
 Servicio : MANTENIMIENTO DE CADENAS      RUC : 20560000465  
 Fecha : martes, 26 de julio de 2016

**Información General**

Equipo	Modelo	Serie	Arreglo	Horas	O/T	Seg
TRACTOR	D8T	J8B04947		-	CONSULTA	1

**Servicio**

Servicio en Taller Carrilería      **US\$**  
 Mantenimiento de cadenas      1,070.00  
 (incluye desarmado, evaluación, cambio de sellos y lubricación)

Repuestos	Cantidad	N/P	Precio	US\$	Total
45Q115047			Cadenas. Kit de sellos, stoppers, tapones, eslabones, pines, bocinas		6,123.98

**Misceláneos:**      **US\$**      **125.00**  
 1. Trapos, paños, lijas, etc



RUC: 20600041038

TRANSPORTES FAJARDO SAC

**SERVICIO DE TRANSPORTE DE CARGA A NIVEL NACIONAL**

COT. 00003 – 2016 / T.F

Trujillo, 31 de Octubre del 2016

Señores:

Presente.-

Atte.

Estimados Señores:

Por medio de la presente, me es grato saludarlos y a la vez hacerles llegar nuestra Cotización por Servicio de Transporte en Plataforma ; en la siguiente ruta:

CANT.	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNIT.	VALOR VENTA
	CADENAS		S/. 2,816.00
<b>SON</b>	<i>Tres mil trescientos veintidos y 88/100 soles</i>	<b>SUB TOTAL</b>	S/. 2,816.00
		<b>IGV (18%)</b>	S/. 506.88
		<b>TOTAL S/.</b>	<b>S/. 3,322.88</b>