

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Investigación

**Diseño de mecanismo extractor de pines de brazo  
de un rompe rocas, Arequipa, 2019.**

Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz

Para optar el Grado Académico de  
Bachiller en Ingeniería Mecánica

Arequipa, 2019

Repositorio Institucional Continental  
Trabajo de investigación



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

## AGRADECIMIENTO

Mi más sincero agradecimiento a nuestro asesor del curso de Taller de Investigación II

- Ing. Jonathan Alain Sánchez Paredes por su constante dedicación y apoyo en el desarrollo de este proyecto y de nuestra formación profesional.

También agradezco el apoyo de mi familia:

- Yalipza Callata Parisuaña.
- Mizael André Choquehuayta Callata.
- Roxana Eguiluz Ocharan.
- Asencio Mamani Tagle.

Lo mismo a mis compañeros de clase:

- Marco Rodríguez Córdoba
- Germán Francisco Véliz Ayta.

Por su apoyo desinteresado, su tiempo y sus consejos, para elaborar este proyecto de la mejor manera posible, el cual tiene mucha importancia en mi formación profesional, porque es la especialidad que deseo seguir en mi carrera.

## **DEDICATORIA**

A Dios por permitirme llegar a este momento de mi vida, tener salud y bienestar todos los días, para poder hacer posible el desarrollo de este trabajo.

A mis padres, quienes me brindaron un amor incondicional y me inculcaron el sentido de la responsabilidad, disciplina, perseverancia y el respeto hacia el prójimo.

A mi esposa e hijo que me apoyaron y confiaron en mí, en todo este arduo camino de sacrificio.

A la Universidad Continental del Perú y en especial a la Facultad de Ingenierías, por permitirme ser parte de una generación de profesionales emprendedores y personas productivas para el país

## INDICE DE CONTENIDO

AGRADECOMIENTO .....	ii
DEDICATORIA .....	iii
INDICE DE CONTENIDO (Figuras, tablas, esquemas) .....	iv
RESUMEN .....	x
ABSTRACT .....	xi
INTRODUCCION.....	xii

### CAPÍTULO I

#### PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1. PLANTEAMIENTO Y FORMULACION DEL PROBLEMA.....	1
1.1.1 Planteamiento del problema .....	1
1.1.2 Formulación del problema general .....	1
1.1.3 Formulacion de los problemas especificos .....	1
1.2. OBJETIVOS.....	2
1.2.1 Objetivo general.....	2
1.2.2 Objetivos específicos .....	2
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
1.4 DESCRIPCION DE VARIABLES .....	3
1.4.1 Variable Independiente .....	3
1.4.2 Variables Dependientes .....	3

### CAPÍTULO II

#### MARCO TEORICO

2.1. ANTECEDENTES DEL PROBLEMA.....	4
2.2. BASES TEORICAS .....	6
2.2.1 Fundamentos de diseño mecanico .....	6
2.2.2 Esfuerzo a la tracción.....	7
2.2.3 Tensión.....	7
2.2.4 Esfuerzo a la compresion .....	8

2.2.5 Esfuerzo al corte .....	9
2.2.6 El acero .....	10
2.2.6.1 Clasificación del acero .....	10
• Acero al carbono .....	11
• Acero 1020 .....	11
• Acero 1045 .....	12
2.2.7 Pernos y tornillería .....	13
2.2.7.1 Tipos de pernos.....	14
• Tornillos apretados sin holgura.....	15
• Juntas pre tensionadas .....	16
• Juntas de fricción .....	17
2.2.8 Sistema Hidraulico .....	20
2.2.8.1 Bombas .....	20
• Bomba de pistón.....	21
• Bomba de pistón manual.....	22
2.2.8.2 Caudal .....	23
2.2.8.3 Cilindros hidraulicos.....	23
2.2.8.4 Acoples rápidos .....	26
2.2.8.5 Mangueras hidraulicas.....	27

### CAPITULO III

#### METODOLOGIA

3.1. METODOLOGIA APLICADA PARA EL DESARROLLO DE LA SOLUCION.....	29
3.2. ALCANCE .....	29
3.3. LIMITACIONES.....	29
3.4. DISEÑO DE LA INVESTIGACION.....	30
3.5. POBLACION .....	30

## CAPITULO IV

### ANALISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCION

4.1.	IDENTIFICACION DE REQUERIMIENTOS.....	31
4.2.	ESTADO DE LA TECNOLOGIA .....	34
4.2.1	Extractores hidráulicos “LARZEP HYDRAULIC” .....	34
	• Año y pais de fundacion.....	34
	• Características LARZEP .....	34
4.2.1.1	Extractor de garras FV-FX.....	35
4.2.2	Extractores hidráulicos “ENERPAC” .....	36
	• Año y pais de fundacion.....	36
	• Sede central .....	36
	• Area a la que presta servicio .....	36
4.2.2.1	Extractor hidráulico MPS36H” .....	37
4.3.	DETERMINACION DE LA SECUENCIA DE OPERACIONES .....	39
4.4.	ESQUEMA DE LA SECUENCIA DE OPERACIONES .....	39
4.5.	ESQUEMA DE LA CAJA NEGRA DEL SISTEMA.....	40
4.6.	MATRIZ MORFOLOGICA.....	41
4.7.	INGENIERIA DE DETALLE DE LA SOLUCION SELECCIONADA .....	43
4.7.1.	Determinar la fuerza requerida para remover el pin .....	43
4.7.2.	Analisis estatico de los componentes del diseño .....	45
4.7.2.1.	Plancha.....	45
	• Tramo AB .....	47
	• Tramo BC .....	47
	• Tramo CD .....	48
	SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	53
	Conclusión .....	54
4.7.2.2.	Tornillo .....	54
	SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	55
	Conclusión .....	55

4.7.2.3. Gatas .....	56
SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	57
Conclusión .....	57
PRESUPUESTO.....	58
CONCLUSIONES.....	59
RECOMENDACIONES .....	60
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS .....	61
ANEXOS .....	62
• Matriz de consistencia .....	62
• Catálogo “ACEROS AREQUIPA” .....	63
• Catálogo de pernos “SODIPER” .....	64
• Catálogo de cilindros hidráulicos “ENERPAC” .....	65
• Catálogo de bombas manuales “ENERPAC” .....	66
• Plano de la descripción de los componentes .....	67
• Plano de montaje .....	68

## INDICE DE FIGURAS

Figura N:1. Tensiones con carga axial .....	7
Figura N:2. Comprensión .....	9
Figura N:3. Corte o cizallamiento .....	10
Figura N:4. Tornillo de cabeza hexagonal.....	15
Figura N:5. Ajuste de tornillo con pistola neumática.....	16
Figura N:6. Ajuste de perno con ayuda de una llave de boca. ....	17
Figura N:7. Tornillo de cabeza hexagonal con valona .....	18
Figura N:8. Tornillo de cabeza ranurada .....	18
Figura N:9. Simbología estandarizada bombas .....	20
Figura N:10. Bomba de pistón.....	22
Figura N:11. Bomba de pistón manual.....	23
Figura N:12. Simbología estándar Cilindros hidráulicos .....	24
Figura N:13. Clases de acoples rápidos.....	26
Figura N:14. Mangueras hidráulicas para alta presión .....	27
Figura N:15. Extractor de garras FV .....	35
Figura N:16. Extractor de garras FV-FX parte hidraulica y mecánica.....	36
Figura N:17. Diagrama de esfuerzos .....	43
Figura N:18. Base de extractor .....	45
Figura N:19. Reacciones iguales .....	45
Figura N:20. Fuerzas de corte.....	46
Figura N:21. Corte A' .....	47
Figura N:22. Corte B' .....	47
Figura N:23. Corte C' .....	49
Figura N:24. Esfuerzo cortante máximo y momento flector máximo.....	49
Figura N:25. Tramo perfil de la base I .....	50
Figura N:26. Tramo perfil de la base II.....	51
Figura N:27. Deflexión de la plancha.....	52
Figura N:28. Tramo perfil de la base III.....	52
Figura N:29. Perno clase 8.8 .....	54
Figura N:30. Diagrama de fuerzas en el perno .....	54

Figura N:31. Gata hidraulica .....	56
Figura N:32. Diagrama de fuerzas en la gata .....	56

### **INDICE DE TABLAS**

Tabla N:1. Valores nominales del límite elásticos y la resistencia a tracción ultima.....	14
Tabla N:2. Especificaciones para pernos métricos de acero .....	19
Tabla N:3. Clasificación de bombas .....	21
Tabla N:4. Especificaciones técnicas mangueras de alta presión.....	28
Tabla N:5. Lista de exigencias .....	31
Tabla N:6. Capacidad de extractor garras FV-FX.....	35
Tabla N:7. Características de MPS36H.....	38
Tabla N:8. Dimensiones de MPS36H.....	38
Tabla N:9. Matriz morfológica.....	41
Tabla N:10. Presupuesto.....	58
Tabla N:11. Matriz de consistencia .....	62

### **INDICE DE ESQUEMAS**

Esquema N:1. Esquema metodológico para el desarrollo de un diseño mecánico.....	6
Esquema N:2. Secuencia de operaciones .....	39
Esquema N:3. Caja negra .....	

## RESUMEN

En dicho trabajo se determina el desarrollo que nos dio la resolución de un problema que se tenía con la seguridad de los trabajadores al realizar el mantenimiento de una maquinaria como es el ROMPE ROCAS, específicamente al extraer un pin que une un cilindro hidráulico al brazo.

Se diseñaron un conjunto de componentes mecánicos como son los soportes de las gatas hidráulicas, la base del extractor de una plancha metálica reforzado con unas platinas y se eligió se eligió un sistema hidráulico que satisfaga nuestra necesidad, como son las gatas hidráulicas con su respectiva bomba manual a palanca.

Se inició la misión con una indagación de los precedentes y tecnologías parecidas aplicadas en diferentes sitios transitando por los avisos individuales de los “Extractores Hidráulicos” y acompañando con una técnica de elección de las opciones especiales para la emulsión del dilema.

Finalmente se calculó y dimensiono los elementos del extractor necesarios para extraer el pin que se une al cilindro hidráulico del brazo del ROMPE ROCAS.

Se elaboraron los planos de ensamble y despiece para su edificación y a continuación se realizó un aproximado del coste del elemento adecuado y la mano de obra para en lo posterior compararlo con el coste real.

**Palabras Clave:** Rompe Rocas, brazo hidráulico, pin, gata hidraulica, resistencia de materiales, perno de grado.

## ABSTRACT

In this work the development that gives us the resolution, the problem, the problem, the security, the workers, the maintenance of a machinery such as the ROMPE ROCAS is determined.

A set of mechanical components was designed as the supports of the hydraulic jacks, the base of the extractor of a metal plate was reinforced with some platforms and a hydraulic system was chosen that satisfies our need, such as the hydraulic jacks with their respective pumps. Manual of a lever.

The mission began with an investigation of the precedents and similar technologies applied in the different sites of the drafting of the individual notices of the "Hydraulic Extractors" and the accompaniment with a technique of choice of the special options for the emulsion of the dilemma.

Finally, the elements of the extractor needed to extract the pin that is in the hydraulic cylinder of the ROCAS arm were calculated and dimensioned.

The assembly plans and the construction work were prepared for its construction and to continue.

**Keywords:** Rock breaks, hydraulic arm, pin, hydraulic jack, material resistance, grade bolt.

## INTRODUCCION

El trabajo de investigación estudia el “Diseño de mecanismos extractor de pines de brazo de un Rompe Rocas en la ciudad de Arequipa, el diseño se realiza para solucionar diversos problemas como evitar que el personal de mantenimiento del Rompe Rocas (Rockbreaker), se exponga a situaciones muy peligrosas.

El trabajo de investigación estará compuesto por 4 capítulos:

Capítulo I estará conformado por el planteamiento del estudio, en el que se considera el planteamiento del problema, objetivo general, que es: “Diseñar un mecanismo extractor de pines del brazo de un ROMPE ROCAS”, los objetivos específicos, justificación y la descripción de las variables de estudio.

En el capítulo II se desarrolla el marco teórico, se consideran los antecedentes del problema, y las bases teóricas, utilizando definiciones del diseño mecánico, resistencia de materiales, los distintos esfuerzos, el acero, pernos y tornillería, sistema hidráulico.

En el capítulo III se realiza el desarrollo de la metodología, en el que se desarrolla la metodología aplicada para el desarrollo de la solución, el alcance, las limitaciones, el diseño de la investigación en el que se menciona que el trabajo de investigación es de tipo tecnológico, la población, la muestra.

El capítulo IV está compuesta por el análisis y diseño de la solución; en el que identificamos los requerimientos, en donde se menciona la lista de exigencias; el estado de la tecnología en el que identificamos los diferentes extractores ya diseñados; la determinación de la secuencia de operaciones, en donde encontraremos paso a paso las distintas operaciones; el esquema de la caja negra; la matriz morfológica y la ingeniería de detalle, en el cual se corrobora mediante fórmulas que el diseño soportara la fuerza requerida.

# CAPÍTULO I

## PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

### 1.1 PLANTEAMIENTO Y FORMULACION DEL PROBLEMA

#### 1.1.1 Planteamiento del problema:

El mantenimiento que se le da al ROMPE ROCAS, en uno de sus procesos de mantenimiento implica el cambio de pistones hidráulicos que hacen mover el brazo y la pluma del “ROMPE ROCAS”.

En este caso, para realizar el cambio de los pistones que hacen mover el brazo del “ROMPE ROCAS”, se tiene que extraer unos pines que unen el brazo con su respectivo cilindro hidráulico. El método que comúnmente se utilizaba era golpeando con un combo de 10 libras hasta que este se desprenda; también se hacía el uso de calor, incrementando su temperatura y haciéndolo dilatar con la ayuda de unos gases comprimidos (oxígeno y acetileno).

Estas prácticas que se realizan comúnmente implican que el operador se exponga muchas veces a varios riesgos, como quemaduras, atrapamientos, aplastamientos a diferentes partes del cuerpo, golpes, entre otros. Además, generaba que el tiempo que tenemos para realizar el mantenimiento se incremente demasiado.

#### 1.1.2 Formulación del problema general:

En el trabajo de extracción de pines. ¿Se podrá diseñar un mecanismo extractor de pines del brazo de un Rompe Rocas?

#### 1.1.3 Formulación de los problemas específicos:

- ¿Se logrará realizar el retiro del pin, que une el brazo con su cilindro hidráulico del ROMPE ROCAS?

- ¿Se reducirá el tiempo de mantenimiento del ROMPE ROCAS?
- ¿Se evitará la exposición de los trabajadores a situaciones riesgosas?

## **1.2 OBJETIVOS:**

### **1.2.1 Objetivo general:**

“Diseñar un mecanismo extractor de pines del brazo de un ROMPE ROCAS.”

### **1.2.2 Objetivos específicos:**

- ✓ Realizar el retiro del pin, que une el brazo con su cilindro hidráulico de la máquina ROMPE ROCAS.
- ✓ Reducir el tiempo de mantenimiento de la máquina ROMPE ROCAS.
- ✓ Evitar la exposición de los trabajadores a situaciones riesgosas.

## **1.3 JUSTIFICACION E IMPORTANCIA:**

En los últimos tiempos, para realizar el retiro de pines que conectan las articulaciones de los brazos de un rompe rocas, se utilizaba un combo de 12 libras, a más, o el uso del calor para el retiro, lo cual, implicaba que el trabajador se exponga demasiado a un riesgo de aplastamiento de manos o quemaduras a distintas partes del cuerpo, además implicaba también el tiempo de mantenimiento se expanda demasiado.

Por estos motivos se vio necesario diseñar un proyecto que permita retirar estos pines de las articulaciones del ROMPE ROCAS de una manera más rápida y sobre todo segura para los trabajadores.

## **1.4 DESCRIPCION DE VARIABLES:**

### **1.4.1 VARIABLE INDEPENDIENTE**

- Mecanismo extractor de pines del ROMPE ROCAS.

### **1.4.2 VARIABLES DEPENDIENTES**

- Tiempo.
- Diseño.
- Ergonomía.
- Seguridad.

## CAPITULO II

### MARCO TEORICO

#### 2.1 ANTECEDENTES DEL PROBLEMA

Tomando en cuenta la información de las siguientes tesis, tuvimos una idea más clara del diseño del mecanismo extractor de pines para el brazo del ROMPRE ROCAS.

- Martínez Bolívar (2016) en su proyecto de tesis titulado “Diseño de extractor hidráulico manual de pasadores para torre grúa” indica que:

El proyecto está basado en el diseño de un dispositivo hidráulico manual para la extracción e inserción de pasadores para torre grúas, facilitando el trabajo en el momento de montaje y desmontaje del equipo. Disminuyendo costos y tiempo de trabajo, reduciendo los accidentes y minimizando los niveles de ruido generados en las zonas residenciales donde se realizan los montajes de las torres grúas. (pág. 13)

En el apartado expuesto se puede decir que este proyecto de tesis es bastante similar, ya que, trata del diseño de un extractor hidráulico para el retiro de pasadores que unen diferentes componentes de una Torre Grúa.

- Rafael Vaca (2017) en el trabajo de investigación titulado “Diseño de extractor hidráulico de pines para cadenas de carrilería en maquinaria pesada para la empresa FERREYROS TRUJILLO S.A”, indica que:

Se esquematizaron las piezas que integran un extractor hidráulico desde el armazón que lo aguanta hasta la selección de piezas secundarias con el objeto hacer las acciones de extracción y montaje de pasadores y bocinas de la cadena de carrilería de un tractor D8T y disminuir los costos de operación de la empresa Ferreyros CAT Trujillo. El

diseño del extractor de pines de cadena de carrilería se va a dar con el método de una elaboración ampliada, las referencias para la realización serán dados por el fabricante de cadenas de carrilería Caterpillar a través de fichas técnicas, se constituyeron opciones de resolución para el retiro de los pasadores de cadena de carrilería centrándose en el estado de la tecnología y a través del análisis cualitativo técnico y económico de cada alternativa se pudo sacar una resolución adecuada.(pág. 10)

En el apartado previo se puede añadir que, el proyecto de tesis antes mencionado es también muy similar al trabajo de investigación a realizar, en vista de que, trata de un extractor de hidráulico de pines para un Tractor de orugas de la marca CATARPILLAR, dicha tesis trata de aminorar los tiempos de mantenimiento y sobre todo no exponer al personal operativo a situaciones inseguras al utilizar equipos “Hechizos”.

Haciendo un breve resumen sobre las diferentes maneras de extracción de dicho pin, se puede decir que en el transcurso de los años se ha implementado el mismo sistema para la extracción de pines del cilindro hidráulico del ROMPE ROCAS, que consistía en generar calor con la ayuda de unos gases (oxígeno y acetileno), por último, dándole golpes con un combo de 12 libras. En vista de que esta práctica era muy insegura para los técnicos que realizaban el mantenimiento, se vieron en la necesidad de fabricar una herramienta que les permita realizar dicha extracción del pin, el problema que se presentaba en dicha herramienta es que era “hechiza”, es decir, no tenía una memoria de cálculo realizado y aprobado por un ingeniero especializado que nos asegure que la herramienta podrá soportar la fuerza que requerimos para extraer el pin. Otro problema que presentaba dicho extractor “hechizo” era su peso excesivo y cantidad de piezas que se tenía que sostener (plancha metálica, las dos gatas hidráulicas, pin usado, tacos de madera para soportar las gatas).

## 2.2 BASES TEORICAS

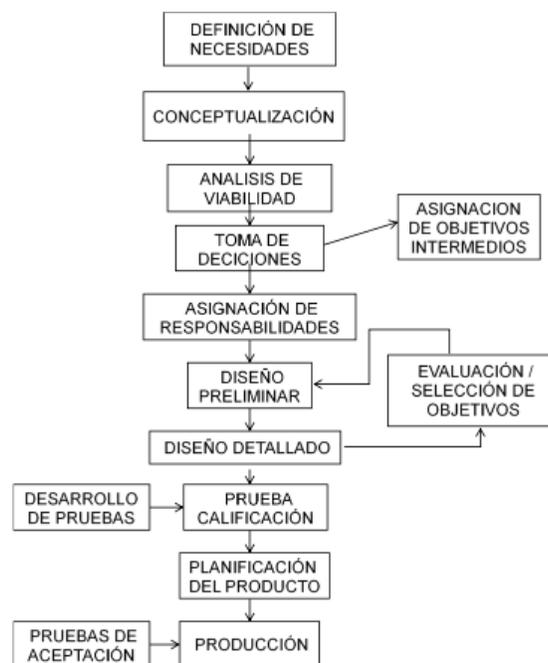
Steyr. (2004), en su Manual Técnico titulado RESISTENCIA DE MATERIALES

MECÁNICOS nos indica todo lo siguiente:

### 2.2.1 FUNDAMENTOS DE DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico es la idea original de un objeto o proceso mecánico destinado a la producción, donde se emplea la mecánica para crear soluciones eficaces para proporcionar una mayor eficiencia que cumpla con las especificaciones técnicas requeridas para el óptimo rendimiento de los procesos. Se desarrolla específicamente en aplicar diversas técnicas y disciplinas científicas al objeto, producto, dispositivo o proceso con suficiente detalle para permitir su realización.

De lo mencionado se puede decir que, el fundamento del diseño mecánico es fundamental para este trabajo de investigación, ya que, es netamente tecnológico.



*Esquema N:1.* Esquema metodológico para el desarrollo de un diseño mecánico

Fuente: [http://books.google.es/books?id=2RqUgt9YISEC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs\\_ge\\_summary\\_r&cad=0#v=onepage&q&f=false](http://books.google.es/books?id=2RqUgt9YISEC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false)

### 2.2.2 ESFUERZO A LA TRACCIÓN

Un armazón metálico está sujeto a un esfuerzo de tracción cuando se fijan dos fuerzas o cargas de dirección contraria, que pueden deformar un armazón por estiramiento. (Steyr, 2004, pág. 12)

De lo apartado expuesto se identificar que hablar de dicho esfuerzo es muy importante, ya que, va estar presente casi en todos los esfuerzos que tiene los cuerpos. Dicho esfuerzo va consistir en dos fuerzas que van a estar de manera opuesta, como jalando dicho material, al jalar el material van a ocasionar el esfuerzo de tracción que vendría a ser lo opuesto a la compresión.

McCormac y Stephen (1991) en su libro titulado DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE ACERO nos indican lo siguiente:

### 2.2.3 TENSIÓN

En física e ingeniería, se denomina tensión mecánica al valor del reparto de fuerzas por unidad de área en el ámbito de un punto adentro de un cuerpo o medio continuo.

De lo antes mencionado se puede establecer que, un caso muy excepcional es el de TENSION UNIAXIAL, que se encuentra en una ocasión en la que se pone una fuerza  $f$  totalmente distribuida sobre un área  $A$ .

$$s=F/A$$

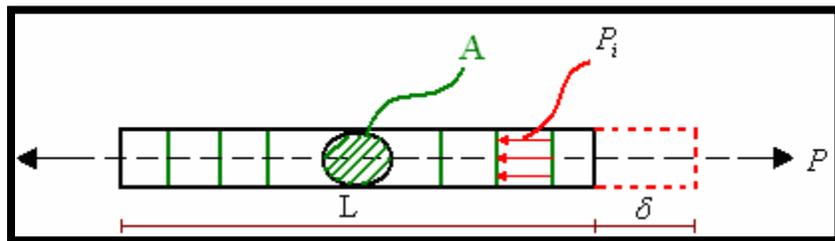


Figura N:1. Tensiones con carga axial

Fuente: Tomado JACK C. MCCORMAC. Diseño de Estructuras de Acero.

Versión en español por Ing. José de la Cera Alonso. Editorial Alfa Omega.

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

Donde:

P= Carga aplicada

A= Área de la sección transversal

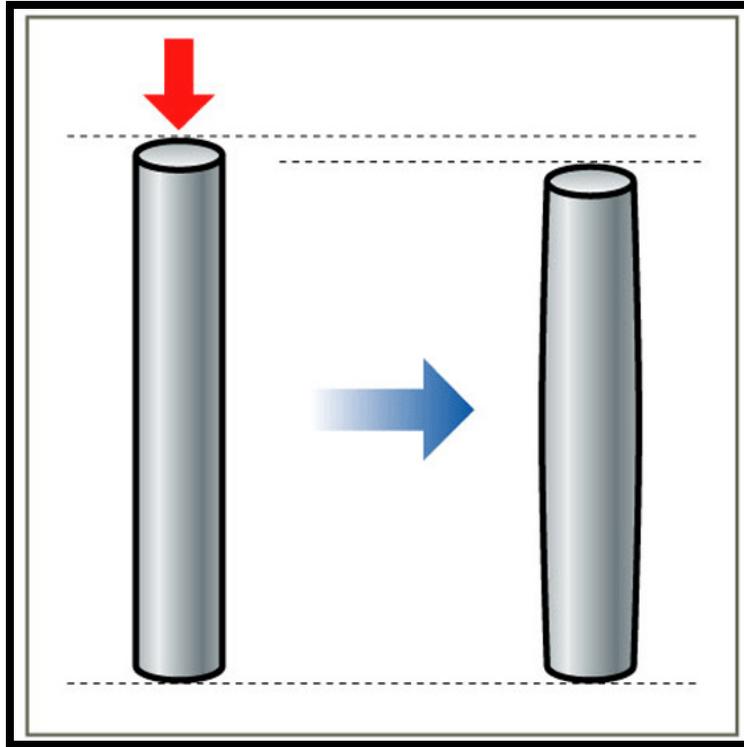
$$\sigma = \text{Esfuerzo normal} \left[ \frac{N}{m^2} * \frac{lb}{in^2} * \frac{kg}{cm^2} \right]$$

#### 2.2.4 ESFUERZO A LA COMPRESIÓN

Un determinado armazón está sujeto a un esfuerzo de compresión cuando se somete a dos esfuerzos en dirección opuesta que pueden cambiar la forma del armazón por medio de un aplastamiento. (McCormac y Stephen, 1991, pág. 129).

De lo expuesto anteriormente se puede identificar que, es muy importante mencionar este esfuerzo, ya que, nos va a permitir obtener las diferentes fuerzas de compresión que van a interactuar en este mecanismo extractor de pines.

Esto debido a los esfuerzos de compresión son aquellos que están presentes en casi todas las deformaciones más comunes que sufren los diferentes elementos de una determinada estructura. Por ello es muy importante el estudio detallado de dicho esfuerzo, para poder identificar claramente el material con que las diferentes estructuras van a estar compuestas.



*Figura N:2. Comprensión*

*Fuente:* <http://arqnatalyg.blogspot.com.co/2010/03/compresion.html>

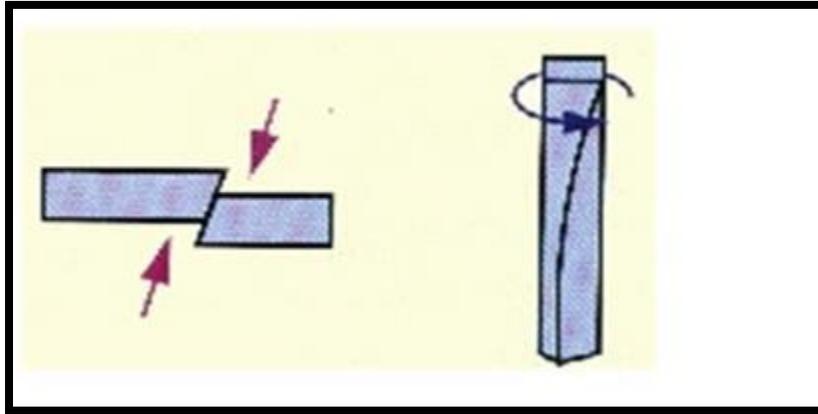
### **2.2.5 ESFUERZO AL CORTE**

Un armazón está sujeto a un esfuerzo cortante o de cizalladora cuando adquiere dos esfuerzos o cargas en sentido contrario tienden a quebrar o cizallar el armazón.

(McCormac y Stephen, 1991, pág. 302)

De lo dicho se puede identificar que, este esfuerzo es otro que va influir significativamente en el diseño del trabajo de investigación, ya que, al ejercer las fuerzas las gatas hidráulicas, estas se van a convertir en dos fuerzas cortantes.

Dicho esfuerzo es otro de los que van a estar presentes en casi todos los elementos de una estructura que van a estar sometidos a diferentes fuerzas



*Figura N:3. Corte o cizallamiento*

*Fuente:* [http://www.educaciontecnologica.cl/esfuerzos\\_que.htm](http://www.educaciontecnologica.cl/esfuerzos_que.htm)

Steyr. (2004), en su Manual Técnico titulado RESISTENCIA DE MATERIALES MECÁNICOS nos indica todo lo siguiente:

### **2.2.6 EL ACERO**

“El Acero es principalmente una combinación de hierro y carbono (alrededor de 0,05% hasta menos de un 2%). Algunas veces otros elementos de aleación específicos tales como el Cr (Cromo) o Ni (Níquel) se agregan con propósitos determinados”. (McCormac y Stephen, 1991, pág. 10)

El acero, en conclusión, es una aleación o mezcla de diversos elementos, dentro de los más principales están el hierro y el carbono.

Según lo mencionado se deduce que, el acero es bastante utilizado, ya que, ofrece distintos beneficios dependiendo de su aleación o composición.

#### **2.2.6.1 Clasificación de los aceros**

“Los aceros se clasifican dependiendo de la combinación con otros elementos que pudieran conformarlos, entre ellos están:” (McCormac y Stephen, 1991, pág. 10)

- ✓ Aceros aleados.
- ✓ Para herramientas.
- ✓ Especiales.
- ✓ Aceros de baja aleación ultrarresistentes.
- ✓ Aceros inoxidable.

- **Aceros al carbono**

“Más del 90% de todos los aceros son aceros al carbono. Estos aceros contienen diversas cantidades de carbono y menos del 1,65% de manganeso, el 0,60% de silicio y el 0,60% de cobre. Entre los productos fabricados con aceros al carbono figuran máquinas, carrocerías de automóvil, la mayor parte de las estructuras de construcción de acero, cascos de buques, somieres y horquillas”. (McCormac y Stephen, 1991, pág. 22)

Estos aceros van a contener diferentes cantidades de carbono, el cual de ello va a depender cuanto de dureza se requiera para el material que se desea producir.

En el apartado previo se deduce que, estos aceros son más utilizados, en vista de que, son duros y no tan frágiles.

- **Acero 1020**

**Descripción:**

- Acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. (McCormac y Stephen, 1991, pág.19)
- Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. (McCormac y Stephen, 1991, pág.19)
- La soldabilidad es adecuada. (McCormac y Stephen, 1991, pág.19)

- Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria. (McCormac y Stephen, 1991, pág.19)

**Normas involucradas:** ASTM A108

**Propiedades mecánicas:** Dureza 111 HB

**Esfuerzo de fluencia** 205 MPa (29700 PSI)

**Esfuerzo máximo** 380 MPa (55100 PSI)

**Elongación** 25%

**Reducción de área** 50%

**Módulo de elasticidad** 205 GPa (29700 KSI)

**Maquinabilidad** 72% (AISI 1212 = 100%)

**Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

- **Acero 1045**

“Es un acero muy apropiado para piezas de pequeño tamaño que deban templarse a inducción, obteniéndose una dureza superficial de 54-56 Rc. Se emplea para herramientas forjadas de todo tipo, como: hachas, azadones, rastrillos, picas, martillos de varios usos, porras, etc.” (McCormac y Stephen, 1991, pág.19)

Este acero es más común para que se pueda temprar, su uso es bastante común en aplicaciones en las que se desee emplear esfuerzos hasta de 600 MPa, o en la situación de medias mucho más mayores donde se requiera una dureza que mediante pruebas salga como un promedio de 30 a 40 Rc.

Su maquinabilidad es medianamente mala, su mejoramiento es básicamente con su estirado en frío con dicho acabado su utilidad es muy importante en la fabricación de flechas, ejes, tornillos, etc.

De lo antes mencionado se puede decir que, su aplicación es bastante amplia sobre todo en la industria Automotriz y de Maquinaria Pasada. Dicho acero es el más común de los aceros al carbono. Aunque su manipulación es muy complicada, se mejora sensiblemente después de que se está trabajando en frío.

McCormac y Stephen (1991) en su libro titulado DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE ACERO nos mencionan lo siguiente:

### **2.2.7 PERNOS Y TORNILLERÍA**

“El montaje de estructuras de acero por medio de tornillos es un proceso que además de ser muy rápido requiere mano de obra menos especializada que cuando se trabaja con remaches o con soldadura. Estos factores, en Estados Unidos de Norteamérica, en donde la mano de obra es sumamente cara, dan a las juntas atornilladas una ventaja económica, en comparación con los otros tipos de conexión. Aunque el costo de adquisición de un tornillo de alta resistencia es varias veces mayor que el de un remache, el costo total de la construcción atornillada es menor que el de la construcción remachada, debido a los menores costos por mano de obra y equipo y al menor número de tornillos requeridos para resistir las mismas cargas”. (McCormac y Stephen, 1991, pág.390)

El montaje con el uso de pernos de actuar rápido, en vista de que no es necesario contar con técnicos de alto rendimiento en cuanto a conocimientos previos, se puede indicar también que, las cualidades de los pernos van a estar representados básicamente por el grado que van a presentar. Este tipo de unión que reciben ciertos tipos de estructuras, en algunas partes del mundo son muy utilizadas, ya que, la contratación de técnicos, resulta ser bastante costoso.

Existen bastantes tipos de pernos en el mercado cada uno para una aplicación diferente, dependiendo de su material con que este fabricado. Por ello los pernos tienen un grado diferente, dependiendo de ello, se pueden tener, muchas aplicaciones.

En la siguiente tabla se muestran los valores nominales del límite elástico  $f_{yb}$  y de la resistencia última a la tracción  $f_{ub}$ , para adoptar como valores característicos en los cálculos:

Tabla N:1. Valores nominales del límite elásticos y la resistencia a tracción ultima.

<b>VALORES NOMINALES DEL LÍMITE ELÁSTICO <math>F_{YB}</math> Y DE LA RESISTENCIA A TRACCIÓN ÚLTIMA <math>F_{UB}</math> DE TORNILLOS</b>							
<b>Grado del perno</b>	<b>4.6</b>	<b>4.8</b>	<b>5.6</b>	<b>5.8</b>	<b>6.8</b>	<b>8.8</b>	<b>10.9</b>
$f_{yb} \text{ N/mm}^2$	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub} \text{ N/mm}^2$	400	400	500	500	600	800	1000

Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn31.html>

McCormac y Stephen (1991) en su libro titulado DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE ACEROS nos mencionan lo siguiente:

### 2.2.7.1 Tipos de pernos

“Los tornillos de alta resistencia se hacen a base de acero al carbono mediano tratado térmicamente y aceros aleados y tienen resistencias a la tensión de dos o más veces las de los tornillos ordinarios. Existen dos tipos básicos, los tornillos A325 (hechos con acero al carbono mediano tratado térmicamente) y los tornillos A490 de mayor resistencia, también tratados térmicamente, pero hechos con acero aleado”. (McCormac y Stephen, 1991, pág.391)

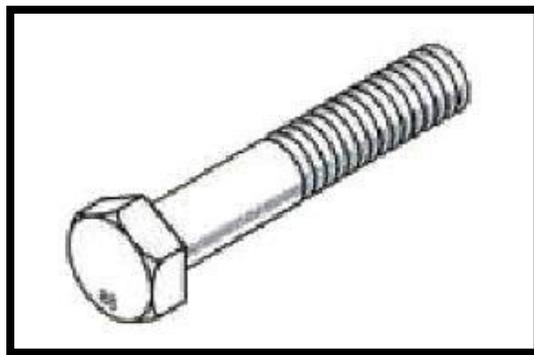
En vista de que los pernos de alta resistencia son bastante útiles en la industria el uso del carbono tratado térmicamente para su fabricación se torna de bastante utilidad, ya que, su resistencia es mucho que la de unos pernos convencionales. Este tipo de tornillos a bastante resistencia se usan en diversos tipos de estructuras, edificios, etc.

- **Tornillos apretados sin holgura**

“En la mayoría de las conexiones, los tornillos se aprietan solamente hasta lo que se llama la condición de apretado sin holgura. Esto se logra cuando todos los paños de una conexión están en contacto firme entre sí. En general se obtiene con el esfuerzo total realizado por un operario con una llave de cola, o el apretado que se efectúa después de unos cuantos impactos de una llave neumática. Obviamente hay algunas diferencias en los grados de apretado en estas condiciones. Los tornillos apretados sin holgura deben identificarse claramente tanto en los planos de diseño como en los de montaje”. (McCormac y Stephen, 1991, pág.393)

Dichos tornillos son de uso convencional en el que se necesita solo la fuerza de apriete de un solo técnico para realizar diferentes trabajos de mantenimiento, entre otros.

Dichos tornillos deben estar bien identificados en los planos de montaje o diseño, y deben estar en contacto directo con la base que se va a unir.



*Figura N:4.* Tornillo de cabeza hexagonal

*Fuente:* <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn31.html>

- **Juntas pre tensionadas**

“Los tornillos en una junta pre tensionada son llevados a esfuerzos de tensión muy altos iguales a aproximadamente 70 por ciento de sus esfuerzos mínimos a tensión. Para apretarlos de manera apropiada, es necesario primero llevarlos a una condición de apretado sin holgura. Se requieren juntas pre tensionadas para conexiones sujetas a inversiones apreciables de carga donde se les aplican cargas totales o casi totales de diseño en una dirección, después de lo cual estas cargas se aplican en dirección inversa. Esta condición es típica de las cargas sísmicas, pero no lo es de las cargas eólicas. Los tornillos A490 deberán pre tensionarse si se someten a tensión o si están sujetos a una combinación de cortante y tensión, independientemente de si hay fatiga o no. Se permiten los tornillos pre tensionados si la resistencia al deslizamiento carece de importancia”. (McCormac y Stephen, 1991, pág.393)

Estos pernos son aquellos que se utilizan en donde se necesita mucho más torque para sujetar determinadas piezas de una estructura, usualmente se utiliza una Pistola de Impacto para su ajuste, por lo que, al ajustar con la pistola requieres de poco tiempo, y de poco personal operativo, utilizando una llave de boca para retener el perno del otro lado de la pieza y por el lado frontal comenzar ajustando y dando el torque designado.



*Figura N:5. Ajuste de tornillo con pistola neumática*

*Fuente: Diseño de estructuras de acero. Pág. 397*



*Figura N:6. Ajuste de perno con ayuda de una llave de boca.*

*Fuente: Diseño de estructuras de acero. Pág. 397*

- **Juntas de fricción**

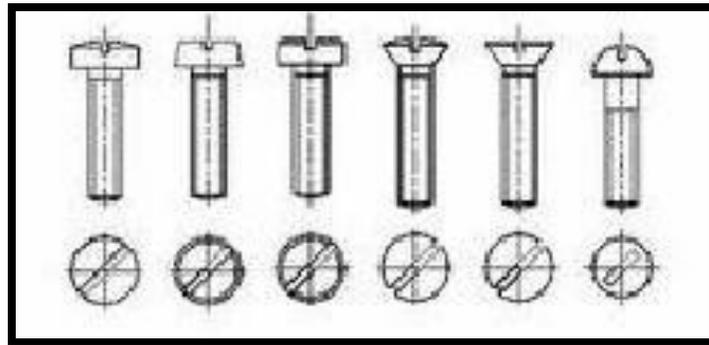
“La instalación de los tornillos de fricción es idéntica a la de las juntas pre tensionadas. La única diferencia entre las dos radica en el tratamiento de las superficies de contacto o de empalme. Su inspección es la misma, excepto que el inspector necesita revisar la superficie de contacto o de empalme para las juntas de fricción. Se requieren juntas de fricción sólo para situaciones que involucren al cortante o a una combinación de cortante y tensión. No se requieren en situaciones que involucren solamente tensión”. (McCormac y Stephen, 1991, pág.394)

Es bastante similar a las juntas pre-tensionadas, ya que, los dos son de ajuste alto. La única diferencia se basa en que las bases de contacto de este tipo de tornillo son con tratamientos más sofisticados. Por lo que este tornillo se utiliza cuando se requiere que soporte esfuerzos cortantes, de flexión o la combinación de los dos.



*Figura N:7.* Tornillo de cabeza hexagonal con valona

*Fuente:* <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn31.html>



*Figura N:8.* Tornillo de cabeza ranurada

*Fuente:* <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn31.html>

Tabla N:2. Especificaciones para pernos métricos de acero

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) $d$ (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras $A$ (in)	
		Hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tracción $A_t$ (in <sup>2</sup> )	Hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tracción $A_t$ (in <sup>2</sup> )	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	½	½
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ½	1 ½
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 ¼	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 ¾	2 ¾
1 ¾	1.7500	5	1.4902	1.8995				2 5/8	2 5/8
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982				3	3
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.2477				3 3/8	3 3/8
2 ½	2.5000	4	2.1752	3.9988				3 ¾	3 ¾
2 ¾	2.7500	4	2.4252	4.9340				4 1/8	4 1/8
3	3.0000	4	2.6752	5.9674				4 ½	4 ½
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989				4 7/8	
3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286				5 ¼	
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565				5 5/8	
4	4.0000	4	3.6752	11.083				6	

La longitud roscada de los tornillos UNS está dada por  $L_r = 2d + 0.25$  in, si la longitud total,  $L_T$ , es menor o igual a 6 in, y por  $L_r = 2d + 0.50$  in, si  $L_T$  es mayor de 6 in.

Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn31.html>

## 2.2.8 SISTEMA HIDRÁULICO

Durr y Wachter. (1975) en su manual titulado HIDRÁULICA APLICADA A LAS MAQUINAS HERRAMIENTAS nos va a indicar todo lo siguiente:

### 2.2.8.1 Bombas

“Una bomba hidráulica es un mecanismo alternador que modifica la energía mecánica en energía hidráulica del fluido que no se puede comprimir. Este fluido que no se puede comprimir puede ser un fluido o una mezcla de fluidos y sólidos como es el hormigón antes de fraguar o la pasta para dientes. Al aumentar la energía del líquido, se incrementa su presión, su velocidad o su altura, todas aquellas que se relacionan con el teorema de Bernoulli. En general, una bomba se emplea para aumentar la presión de un fluido poniendo energía al sistema hidráulico, para trasladar el fluido de una zona que tiene menos presión o altitud que otra que tiene más presión o altitud”. (Durr y Wachter, 1975, pág. 20).

En el apartado previo se puede establecer que, una bomba hidráulica es una máquina que transforma la energía mecánica o cinética del movimiento del rodete en energía hidráulica.

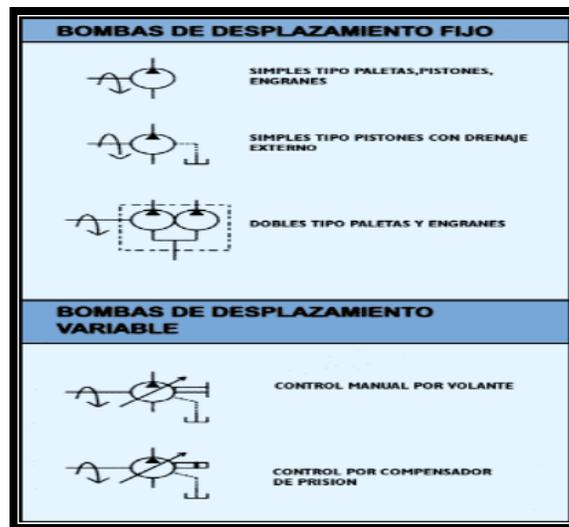


Figura N:9. Simbología estandarizada bombas.

Fuente: [http://www.serviciohidraulico.com.mx/simbologia\\_hidraulica.html](http://www.serviciohidraulico.com.mx/simbologia_hidraulica.html)

Tabla N:3. Clasificación de bombas

BOMBAS	Amplitud Presión	Volumen	Amplitud Velocidad	Eficiencia Volum.	Eficiencia Total
Bomba de engrane Baja Presión	0 Lb/plg <sup>2</sup>	5 Gal/min	500 rpm	80%	75 - 80 %
Bomba engrane 1500 Lb/plg <sup>2</sup>	1500 Lb/plg <sup>2</sup>	10 Gal/min	1200 rpm	80%	75 - 80 %
Bomba engrane 2000 Lb/plg <sup>2</sup>	2000 Lb/plg <sup>2</sup>	15 Gal/ min	1800 rpm	90%	80 - 85%
Bomba Paleta equilib. 1000 Lb/plg <sup>2</sup>	1000 Lb/plg <sup>2</sup>	1.1 - 55 Gal/min	1000 rpm	> 90 %	80 - 85 %
Bomba Pistón Placa empuje angular	3000 Lb/plg <sup>2</sup>	2 - 120 Gal/min	1200-1800 rpm	90%	> 85 %
	5000 Lb/plg <sup>2</sup>	7.5 - 41 Gal/min		90%	> 80 %
Diseño Dynex	6000 - 8000 Lb/plg <sup>2</sup>	2.9 - 4.2 Gal/min	1200 - 2200 rpm	90%	> 85 %

Fuente: [https://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinas\\_hidraulicas/clasificaciondelasbombashidraulicas.html](https://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinas_hidraulicas/clasificaciondelasbombashidraulicas.html)

- **Bomba de pistón**

“Una bomba de pistón es una bomba que produce el desenvolvimiento en el mismo mediante el traslado de un pistón. Estas son generalmente volumétricas, y se utilizan para el desplazamiento de fluidos a alta presión o fluidos de bastante viscosidades o densidades

Cada uno de los desplazamientos del pistón mueve, en cada movimiento un mismo volumen de fluido, que es igual al volumen desplazado por el pistón a través del mismo movimiento”.

(Durr y Wachter, 1975, pág. 22).

En el apartado expuesto se puede decir que, la bomba de pistón es una de las bombas que trabajan con presiones altas, por ello, es muy utilizada en maquinaria pesada, en donde se requiere mover grandes cantidades de material.

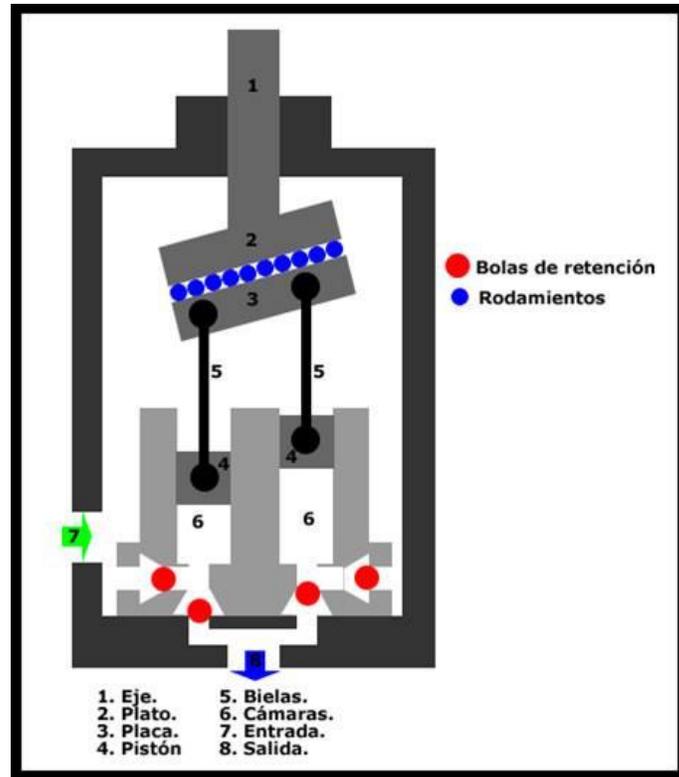


Figura N:10. Bomba de pistón

Fuente: <http://sitioniche.nichese.com/piston-hidra1.html>

- **Bomba de pistón manual**

“Estas bombas manuales de acero versátiles de alta presión (hasta 700 bares) son ideales para aplicaciones exigentes, donde la durabilidad es de gran importancia, Al incorporar el nuevo diseño de acoplamiento y la empuñadura de empuje, las cargas están mejor distribuidas y reducen la carga percibida al bombear, lo que minimiza la fatiga del operador. Estas bombas manuales eliminan las deficiencias en el rendimiento, desde olvidarse de abrir un orificio de ventilación hasta los derrames que se producen por haber dejado un orificio de ventilación abierto”. (Durr y Wachter, 1975, pág. 23).

De lo anterior se puede añadir que, esta bomba de accionamiento manual es muy utilizada, ya que, se puede mover de 20 toneladas a más con el accionar de una palanca manual sin el uso de corriente eléctrica.



*Figura N:11.* Bomba de pistón manual

*Fuente:* <http://www.directindustry.es/prod/enerpac/bombashidraulicas-manuales-de-acero14336-720797.htm>

### **2.2.8.2 Caudal**

Caudal es la cantidad de fluido que avanza en una unidad de tiempo. Se denomina también caudal volumétrico o índice de flujo fluido, y que puede ser expresado en masa o en volumen. (Durr y Wachter, 1975, pág. 24).

### **2.2.8.3 Cilindros hidráulicos**

Los cilindros hidráulicos obtienen la energía de un fluido hidráulico presurizado, que es típicamente algún tipo de aceite. El cilindro hidráulico consiste básicamente en dos piezas: un cilindro barril y un pistón o émbolo móvil conectado a un vástago. El cilindro barril está cerrado por los dos extremos, en uno está el fondo y en el otro, la cabeza por donde se introduce el pistón, que tiene una perforación por donde sale el vástago.

El pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara del vástago. La presión hidráulica actúa en el pistón para producir el movimiento lineal. La fuerza máxima es función de la superficie activa del émbolo y de la presión máxima admisible, donde:

$$F = P * A^2$$

Esta fuerza es constante desde el inicio hasta la finalización de la carrera. La velocidad depende del caudal de fluido y de la superficie del pistón. Según la versión, el cilindro puede realizar fuerzas de tracción y/o compresión. (Durr y Wachter, 1975, pág. 25).

De forma general los cilindros pueden ser clasificados en dos grupos:

- De simple efecto.
- De doble efecto.

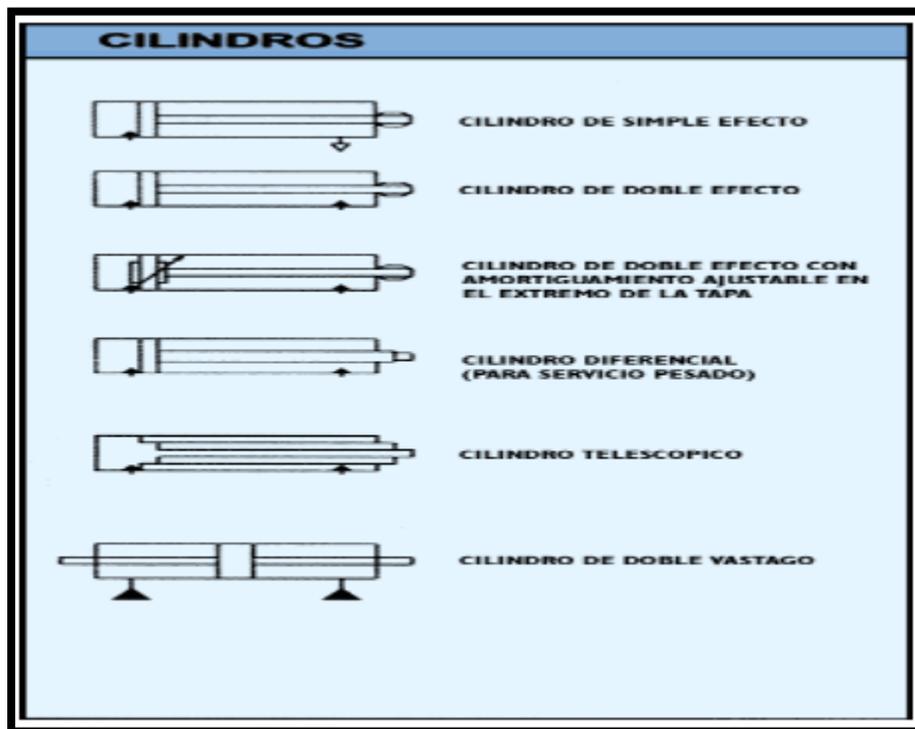


Figura N:12. Simbología estándar Cilindros hidráulicos

“El cilindro actuador es el elemento final que transmite la energía mecánica o empuje a la carga que se desee mover o desplazar. Aunque hay actuadores de tipo rotativo, los más conocidos son los cilindros lineales”. (Durr y Wachter, 1975, pág. 26).

De antes expuesto se puede decir que los cilindros lineales pueden ser de simple o de doble efecto.

“En los cilindros de simple efecto el aceite entra sólo por un lado del émbolo, por lo que sólo puede transmitir esfuerzo en un sentido. El retroceso se consigue o bien por el peso propio del cilindro, bien por la acción de un muelle o por una fuerza exterior (ejemplo, la propia carga que se eleva). Por el contrario, en los cilindros de doble efecto, el aceite puede entrar por los dos lados del émbolo, por lo que puede transmitir esfuerzo en los dos sentidos del movimiento. Uno de los aspectos a tener en cuenta en el diseño de un cilindro hidráulico es cómo realizar el amortiguamiento o frenada del movimiento del vástago, cuando éste se acerca al final de carrera, evitando así que se produzcan impactos entre el pistón interior y la tapa del cilindro. Para ello los cilindros hidráulicos disponen de un pivote amortiguador que paulatinamente reduce la salida del aceite hasta que, poco antes de llegar al final de carrera, cierra totalmente el paso del caudal de salida del aceite, “bypasseando” el flujo mediante una válvula de estrangulamiento por donde se evacua el resto del aceite. De este modo se va disminuyendo progresivamente la velocidad del cilindro y el pistón se consigue frenar suavemente. Este tipo de amortiguamiento para las posiciones finales de carrera se utiliza si las velocidades del cilindro oscilan entre 6 m/min y 20 m/min”. (Durr y Wachter, 1975, pág. 26).

De lo antes mencionado se puede añadir lo siguiente. Los cilindros hidráulicos son fundamentales, porque ellos son los que soportan la fuerza proveniente de la bomba, por ello, es crucial escoger el cilindro hidráulico adecuado.

#### 2.2.8.4 Acoples rápidos

“Los acoples tienen la misión de un acople y desacople de una manera inmediata que permite manejar una amplia variedad de fluidos y gases, especialmente aire y aceite hidráulico. El rango completo de productos de Tuthill Coupling Group es sujeto de investigación, diseño minucioso y maquinado de precisión a partir de materias primas de la más alta calidad, y posteriormente ensamblado meticulosamente. El sistema de manejo de calidad de Tuthill Coupling Group está registrado y certificado de acuerdo a los rígidos estándares ISO 9001:2000, y está totalmente comprometida a cumplir con tales estándares de calidad en todas las operaciones de fabricación”. (Durr y Wachter, 1975, pág. 27).

De lo antes mencionado se dice que, los acoples rápidos son aquellos dispositivos que nos permiten el acople y desacople de manera rápida de las conexiones hidráulicas.



*Figura N:13. Clases de acoples rápidos*

*Fuente:* <https://www.google.com.co/search?q=acoples+rapidos&safe=active&source>

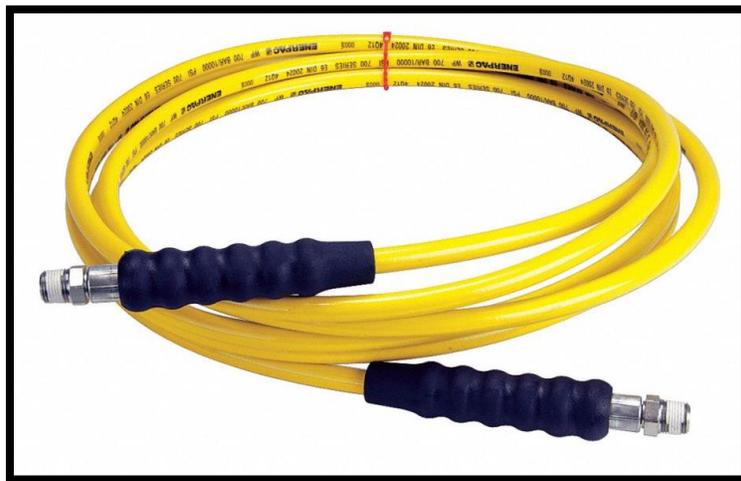
### 2.2.8.5 Mangueras hidráulicas

“Una manguera en un hueco diseñado para transportar fluido de un lugar a otro, estas generalmente son cilíndricas y para poder unir las se utilizan diferentes tipos de racores y acoples”. (Durr y Wachter, 1975, pág. 28).

Existen diversos tipos de mangueras las cuales son empleadas para diferentes usos pero las más importantes son las mangueras hidráulicas.

Las mangueras hidráulicas están diseñadas bajo normas de seguridad y cumpliendo ciertos requisitos como son: seguridad, flexibilidad, desempeño, resistencia, y durabilidad.

Se puede decir que, cada manguera hidraulica tiene su propia presión de trabajo, por lo que, debemos de elegir la más adecuada de acuerdo a la presión de trabajo.



*Figura N:14.* Manguera hidráulica para alta presión.

*Fuente:* <https://www.grainger.com.mx/producto/ENERPAC-Manguera-Hidr%C3%A1ulica%2CAlta-Presi%C3%B3n%2C20-pies/p/46C583?analytics=searchResults>

Tabla N:4. Especificaciones técnicas mangueras de alta presión

MEDIDA	Diámetro interior (Pulg/mm)	diámetro exterior mm(+/- 1,2)	Presión de trabajo		Presión de prueba		Presión de ruptura		Radio de curvatura
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
4	1/4 / 6,4	15	400	5800	640	9275	1600	23200	100
5	5/16 / 7,9	16,6	350	5075	560	8115	1400	20300	115
6	3/8 / 9,5	19	330	4785	528	7650	1320	19140	130
8	1/2 / 12,7	22,2	275	3990	440	6376	1100	15960	180
10	5/8 / 15,9	25,4	250	3625	400	5797	1000	14500	200
12	3/4 / 19,0	29,3	215	3120	340	4927	850	12480	240
16	1 / 25,4	38,1	165	2395	260	3768	650	9570	300
20	1 1/4 / 38,1	48,3	125	1810	200	2898	500	7240	420
24	1 1/2 / 38,1	55	90	1305	144	2087	360	5220	500
32	2 / 50,8	67,4	80	1160	128	1855	320	4640	630

Fuente: <http://www.sccovarrubias.cl/Manguera%20Hidrau.pdf>

## **CAPITULO III**

### **METODOLOGIA**

#### **3.1 METODOLOGÍA APLICADA PARA EL DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN**

- Investigación documental. Enfocado en la recopilación de datos tomados en libros de diseño de sistemas mecánicos, catálogos, procedimiento de trabajo seguro (PETS), investigaciones de tesis, internet.
- Se realizará Trabajo de campo enfocado en el análisis de variables presentadas en el proceso de mantenimiento del ROMPE ROCAS.
- Realizar encuestas relacionadas con el ambiente de trabajo para identificar variables que se presentan en el proceso.
- Realizar investigación de Tecnologías actuales para la solución del problema presentado.

#### **3.2 ALCANCE.**

Este proyecto se enfocará en el diseño de un extractor manual para extraer el pin del pistón hidráulico que sostiene el brazo del ROMPE ROCAS, el cual no debe exceder un peso de 20 kg para facilitar su transporte y operación.

#### **3.3 LIMITACIONES.**

- El costo de fabricación del mecanismo extractor no excederá los S/ 8100 nuevos soles.
- Los tiempos de operación del mecanismo extractor en la elaboración del trabajo de extraer el pin del pistón del brazo del ROMPE ROCAS no excederán los 20 min.
- El pin del pistón del brazo del ROMPE ROCAS no excederán los 20 min.

### **3.4 DISEÑO DE LA INVESTIGACION.**

El tipo de estudio que se adelantara en el presente trabajo es de “**Investigación tecnológica**”

El sector donde se aplicará la presente investigación es el de la minería, que se desarrolla en las áreas de mantenimiento de chancado primario de sociedad minera CERRO VERDE.

En la investigación que se va a desarrollar las variables que se deben analizar son:

- ✓ Procedimientos para el mantenimiento del ROMPE ROCAS.
- ✓ Tiempos empleados la extracción del pin del pistón hidráulico del brazo del ROMPE ROCAS.
- ✓ Costos empleados en el proceso de mantenimiento del ROMPE ROCAS.

### **3.5 POBLACIÓN.**

En este caso, por ser el trabajo de “**Investigación tecnológica**”, la población vendría ser solo la máquina a la que está destinada.

## CAPÍTULO IV

### ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

#### 4.1 IDENTIFICACION DE LOS REQUERIMIENTOS

De acuerdo al trabajo que se realizó previamente, mediante el siguiente cuadro vamos a identificar una lista de exigencias o requerimientos que presenta el trabajo de investigación.

*Tabla N:5.* Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		EDICIÓN	Pág. 1 de 1
<b>Proyecto:</b> DISEÑO DE MECANISMO EXTRACTOR DE PINES DE BRAZO DE ROMPE ROCAS, AREQUIPA, 2018.		<b>N° de Identificación:</b>	
		<b>Redactado por:</b> Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz	
		<b>Fecha:</b> 09/06/2018	
Cambios (Fecha)	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
09/06/2018	E	<b>FUNCIÓN PRINCIPAL:</b> Extraer los pines que unen el brazo a su cilindro hidráulico del “ROMPE ROCAS” para facilitar el desmontaje de los pistones hidráulicos y realizar su mantenimiento.	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	E	<b>GEOMETRÍA:</b> El extractor de pines deberá ser lo suficientemente ligero como para que pueda ser trasladado por máximo dos personas y para poder montarlo a su zona de trabajo sin ningún problema (PESO APROX 40Kg).	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	E	<b>CINEMÁTICA:</b> La velocidad con que el equipo trabajara será determinada por la presión con que	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz

		trabaje la bomba manual de la gata (5000PSI).	
09/06/2018	E	<b>FUERZAS:</b> La fuerza que deberá tener el extractor tendrá que ser lo suficiente como para retirar el pin de las articulaciones de los brazos del ROMPE ROCAS (GATA PASTILLA DE 20000Kg.f APROX).	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	E	<b>ENERGÍA:</b> Las energías con que trabajará el equipo será hidráulica con una gata pastilla de 20000kg.f y una bomba manual de 5000psi esta a su vez accionado mediante una palanca.	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	E	<b>MATERIAL:</b> El material para el diseño del extractor tendrá que ser de una plancha de acero ASTM A36 con un límite de fluencia de 250 MPa, de un espesor de 1 pulg, un largo de 500mm, y un ancho de 350mm, el perno que sujetará al pin será, de ISO 898 de clase 8.8 y un límite de fluencia de 85000 PSI, con un largo de 3pulg y un diámetro de 24 mm.  Los soportes de las gatas hidráulicas serán de unos tubos de 100mm de diámetro y de 150mm de largo, con un espesor de 3/16”.	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	D	<b>SEÑALES (DESEOS):</b> Los controles de mi equipo deberán ser entendibles por cualquier persona, de tal manera que un operario no muy entrenado pueda utilizar la maquina con facilidad.	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz

09/06/2018	E	<p><b>SEÑALES (EXIGENCIAS):</b> El extractor deberá contar con unos topes para que las gatas hidráulicas no puedan caerse por la presión.</p> <p>Estas gatas hidráulicas deberán tener en su bomba manual un manómetro hidráulico que me permitan tener conocimiento de la presión con que se está trabajando.</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	E	<p><b>SEGURIDAD:</b> El extractor de pines deberá ofrecer las medidas mínimas de seguridad para el o los operarios que lo manipulen. Se deberán cumplir las normas de seguridad industrial utilizadas en mina.</p> <p>El mecanismo deberá contar con unos ganchos que sujeten al extractor evitando su caída, y, por ende, impida que un operario pueda sufrir un accidente a causa de un aplastamiento o un atrapamiento.</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	E	<p><b>MANTENIMIENTO:</b> El mecanismo deberá ser de fácil desmontaje para que su mantenimiento sea rápido y muy eficiente.</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	D	<p><b>USO:</b> El mecanismo deberá tener medidas preventivas ante la corrosión</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
09/06/2018	E	<p><b>FECHA DE ENTREGA:</b> El mecanismo se entregará en julio 2018</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz

Fuente: Elaboración propia

## 4.2 ESTADO DE LA TECNOLOGÍA:

### 4.2.1 EXTRACTORES HIDRAULICOS “LARZEP HYDRAULIC”

- **Año y país de fundación**, 1940 en el País Vasco, en un Área con una larga tradición y experiencia en trabajos de Ingeniería.

Contamos con un alto nivel de stock y una fábrica moderna para lograr una producción rápida y flexible.

Nuestros productos están especialmente diseñados para cubrir múltiples aplicaciones industriales y solventar de forma simple y segura los problemas que la manipulación de grandes cargas conlleva.

- **Características LARZEP:**

- Amplia y variada gama desde 5 hasta 100 Tn para adecuarse a todas sus necesidades.
- Fabricados en acero forjado de alta calidad, incluye una parte hidráulica y una parte mecánica:

- ✓ **Parte Hidráulica:**

Incluye cilindro, bomba, manguera, adaptador de manómetro, manómetro, enchufe rápido macho y cabeza hueca.

- ✓ **Parte Mecánica:**

- Incluye la parte mecánica del Extractor de 2 Garras (FX), Extractor de 3 Garras (FV) y Extractor de Tirantes Completo (FZ), compuesto por: Extractor de Tirantes Simple con tirantes largos y cortos (FT), Extractor de Interiores (FI) y Extractor de Rodamientos (FR).

- Los extractores de 2 (FX) y 3 garras (FV), el extractor de tirantes simples (FT) y el extractor de tirantes completo (FZ), también incluyen parte hidráulica y parte mecánica.
- Todos los extractores se sirven en una robusta caja de madera para facilitar su transporte y almacenamiento.

#### 4.2.1.1 EXTRACTOR DE GARRAS FV – FX

##### CAPACIDAD DE EXTRACTOR DE GARRAS FV - FX

Tabla N:6. Capacidad de extractor garras FV-FX

Capacidad	GARRAS			GARRAS		
	Modelo	A máx. mm	B máx. mm	Modelo	A máx. mm	B máx. mm
Tn	LARZEP	mm	mm	LARZEP	mm	mm
5	FV0500	240	225	FV0500	240	225
10	FV1000	350	320	FV1000	350	320
20	FX2000	480	340	FV2000	480	340
30	FX3000	580	420	FV3000	680	420
50	FX5000	920	727	FV5000	1.080	750

Fuente: Catalogo LARZEP HYDRAULIC

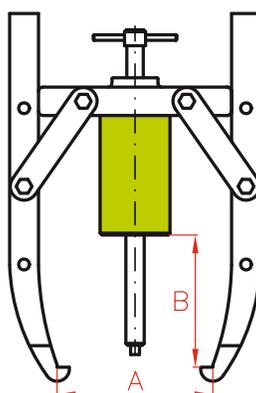


Figura N:15. Extractor de garras FV

Fuente: Catalogo LARZEP HYDRAULIC



*Figura N:16.* Extractor de garras FV-FX parte hidraulica y mecánica.

*Fuente:* Catalogo LARZEP HYDRAULIC

#### 4.2.2 EXTRACTORES HIDRAULICOS “ENERPAC”

- **Año y país de fundación,** fue fundado en 1959, en Wisconsin, EE.UU, por Phil Brumder
- **Sede central:** Menomonee Falls, Wisconsin, Estados Unidos
- **Área a la que presta servicio:** Todo el mundo.

#### 4.2.2.1 MPS36H, 36 TON, CONJUNTOS DE EXTRACTOR SYNC GRIP MASTER HIDRÁULICO CON BOMBA MANUAL

- **Serie** : MPS
- **Línea de producto:** Herramientas Industriales
- **Descripción:**
  - El mecanismo Sync Grip sincroniza el movimiento de todas las mordazas para obtener agarre simultáneo.
  - La fuerza de tracción aplicada hidráulicamente aumenta la capacidad de tracción y reduce la fatiga del operador.
  - Las mordazas estándar se ajustan para adaptarse a diferentes requisitos de alcance. Conjuntos de mordazas largas opcionales disponibles para requerimientos de alcance adicional.
  - Diseñado para aplicaciones como extracción, empuje y desmontaje de engranajes, cojinetes, vástagos, etc.
  - Todos los conjuntos incluyen: Los conjuntos de 14 toneladas incluyen un acoplador hembra AR-630, un adaptador para manómetro GA45 y un manómetro G2535L.
  - Capacidad del extractor a 7,850 psi, la capacidad máxima del cilindro @ 10,000 psi es 64.6 toneladas
  - No. de modelo de conjuntos con mordaza larga - El conjunto de mordaza incluye tres mordazas.

Tabla N:7. Características de MPS36H

<b>ESPECIFICACIÓN:</b>	<b>CAPACIDAD</b>
Máxima presión de funcionamiento	10,000 psi
Capacidad	36 Tn
Carrera	2.5 pulg
Fuente De Potencia de la Bomba	Bomba manual
Máximo Separación	25.59 pulg
Alcance Máximo	16.14
Opcionales mordaza larga Separación máximo	28.35 pulg
Opcionales mordaza larga Alcance máximo	20.67 pulg
Peso	20.67 Libras

Fuente: Catalogo ENERPAC

Tabla N:8. Dimensiones de MPS36H

<b>ESPECIFICACIÓN:</b>	<b>DIMENSIÓN:</b>
Mordazas Espesor	1.61 pulg
Mordazas Ancho	0.94 pulg
Mordazas Altura	0.87pulg
Espaciamiento de orificios en la mordaza	4.92 pulg

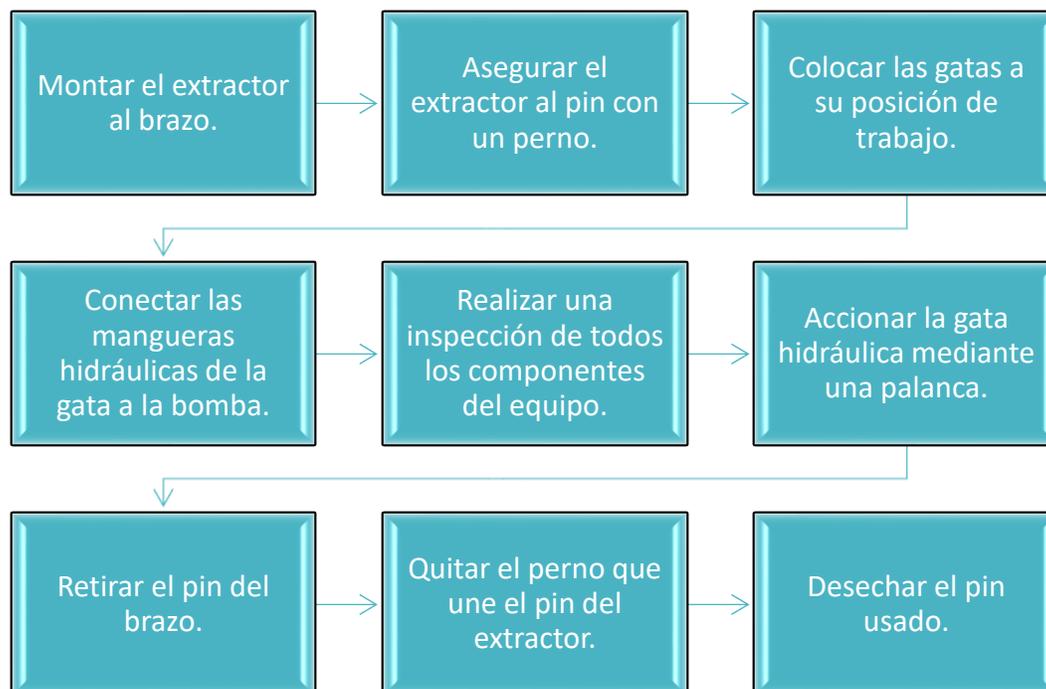
Fuente: Catalogo ENERPAC

### 4.3 DETERMINACION DE LA SECUENCIA DE OPERACIONES.

1. Montar el extractor al brazo.
2. Asegurar el extractor al pin, con un perno.
3. Colocar las gatas a su posición de trabajo.
4. Conectar las mangueras hidráulicas de la gata a la bomba.
5. Realizar una inspección de todos los componentes del equipo.
6. Accionar la gata hidráulica mediante una palanca.
7. Retirar el pin del brazo.
8. Quitar el perno que une el pin del extractor.
9. Desechar el pin usado.

### 4.4 ESQUEMA DE LA SECUENCIA DE OPERACIONES:

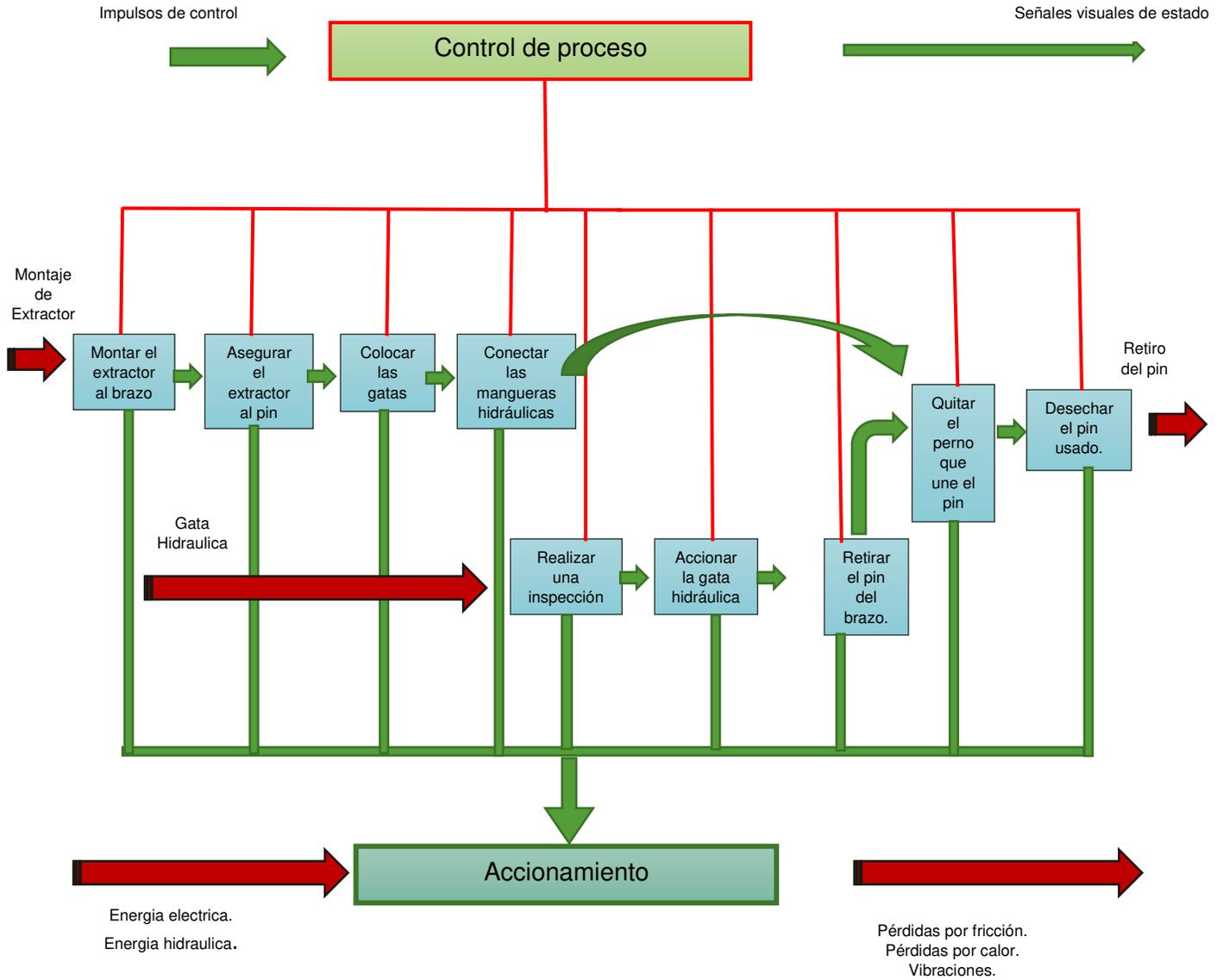
*Esquema N:2. Secuencia de operaciones*



*Fuente:* Elaboración propia.

## 4.5 ESQUEMA DE LA CAJA NEGRA DEL SISTEMA

Esquema N:3. Caja negra



Fuente: Elaboración propia.

## 4.6 MATRIZ MORFOLOGICA

Mediante el siguiente cuadro vamos a determinar la solución más adecuada para el trabajo de investigación.

Tabla N:9. Matriz morfológica

<b>MATRIZ MORFOLÓGICA:</b>				
<b>“DISEÑO DE MECANISMO EXTRACTOR DE PINES DE ARTICULACIONES DE UN ROMPE ROCAS, AREQUIPA, 2018.”</b>				
Funciones	Portadores de funciones (Alternativas de efectos y/o principios de solución)			
1 Montar el extractor al brazo.	De manera manual 	Con tecla de palanca 		
2 Asegurar el extractor al pin	Perno de grado 	Esparrago 	Remache 	
3 Colocar las gatas a su posición de trabajo.	Solo manualmente 			
4 Conectar las mangueras hidráulicas de la gata a la bomba	Manual 			

5 Realizar una inspección de todos los componentes	Visual 			
6 Accionar la gata hidráulica	Con bomba de Accionamiento manual 	Con bomba de Accionamiento eléctrico 	Con gata pastilla 	
7 Retirar el pin del brazo	De manera manual 			
8 Quitar el perno que une el pin del extractor	Con llave corona 	Con pistola neumática 	Con ratchet 	
9 Desechar el pin usado	Manualmente 			
SOLUCIONES	SOLUCIÓN N° 1	SOLUCIÓN N° 2	SOLUCIÓN N° 3	SOLUCIÓN N° 4

Fuente: Elaboración propia.

Según la matriz morfológica se eligió la solución N°2, en vista de que menos tiempo requiere y no expone a los técnicos de mantenimiento a situaciones riesgosas.

## 4.7 INGENIERIA DE DETALLE DE LA SOLUCION SELECCIONADA

A continuación, detallaremos todos los cálculos que se tendrán que realizar para saber si los materiales elegidos son los adecuados.

### EQUIVALENCIAS:

$$1 \text{ PSI} = 6894.76 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ pulg} = 25.4 \text{ mm}$$

$$1 \text{ m} = 1000 \text{ mm}$$

#### 4.7.1 Determinar la fuerza requerida para remover el pin:

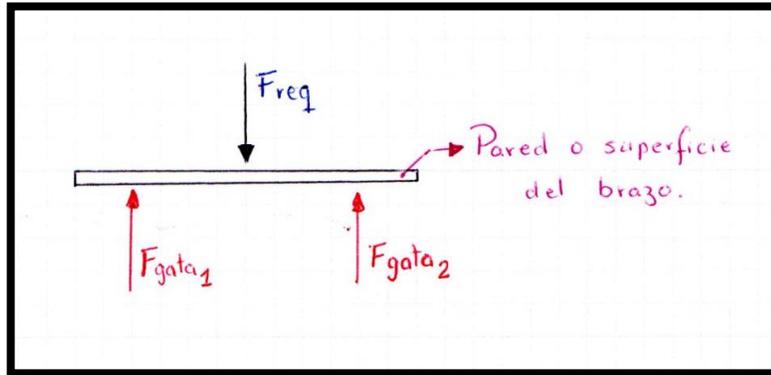


Figura N:17. Diagrama de esfuerzos

Fuente: Elaboración propia.

Teniendo en consideración que se necesitan de 2000PSI para remover el pin, procederemos a convertir PSI a Pa.

Entonces:

$$2000PSI \left( \frac{6894.76Pa}{1PSI} \right) = 13,789 \times 10^6 Pa$$

De aquí, sabemos que:  $P = 13,789 \times 10^6 N/m^2$

Seguidamente, tendremos el área en el que se ejerce la fuerza, en este caso, el área del pin ( $A_{pin}$ ).

Donde tendremos que el diámetro del pin es 3pulg, entonces:

$$3pulg \left( \frac{25.4mm}{1pulg} \right) = 76.2mm$$

De aquí sabremos que:  $D_{pin} = 0,0762m$

Por lo que:  $A_{pin} = \left( \frac{\pi D^2}{4} \right)$

Luego, teniendo la presión y el área, procedemos a hallar la fuerza requerida ( $F_{req}$ )

$$P = \frac{F_{req}}{A}$$

$$F_{req} = P \cdot A_{pin}$$

$$F_{req} = 13,789 \times 10^6 N/m^2 \cdot \left( \frac{\pi(0,0762m)^2}{4} \right)$$

$$F_{req} = 62882,9 N$$

$$F_{req} = 62,9 KN$$

## 4.7.2 Análisis estático de los componentes del diseño

### 4.7.2.1 Plancha:

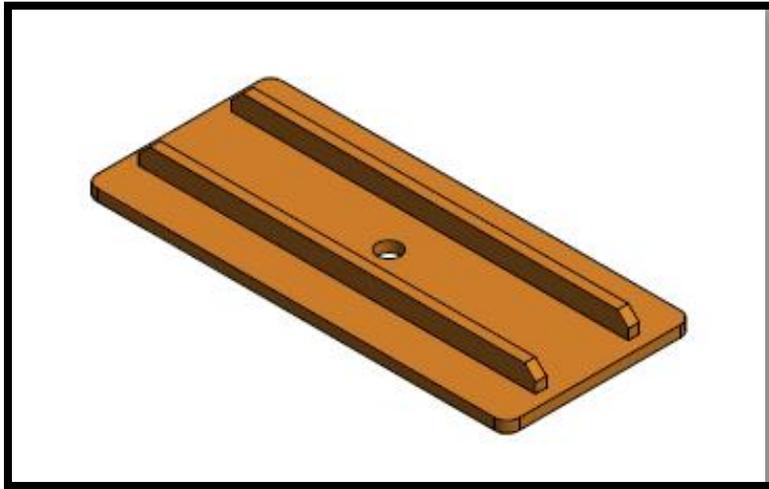


Figura N:18. Base de extractor

Fuente: Elaboración propia.

Procedemos a hallar las reacciones en las gatas (las reacciones en las gatas son iguales).

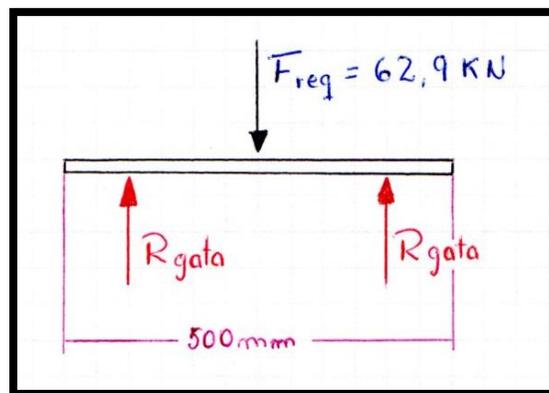


Figura N:19. Reacciones iguales

Fuente: Elaboración propia.

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$2 (R_{gata}) - 62.9KN = 0$$

$$R_{gata} = \frac{62.9KN}{2}$$

$$R_{gata} = 31,45KN$$

Para hallar el esfuerzo cortante( $\tau$ ) y el esfuerzo máximo a la flexión( $\delta_{max}$ ), tenemos que ilustrar el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, sabiendo que:

$$F_{req} = 62,9 \text{ KN}$$

$$R_{gata} = 31,45KN$$

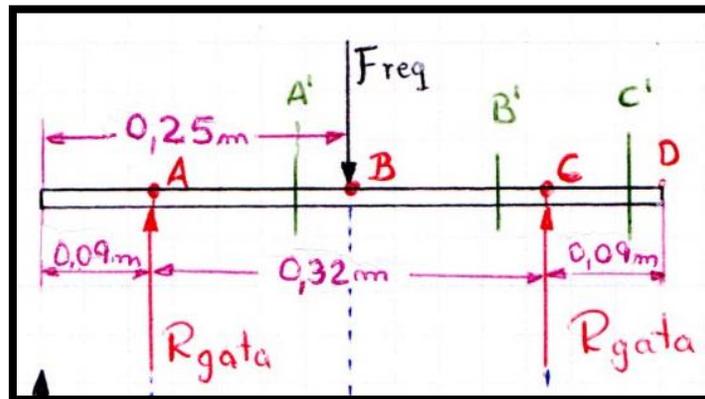


Figura N:20. Fuerzas de corte

Fuente: Elaboración propia.

- TRAMO AB (corte: A')

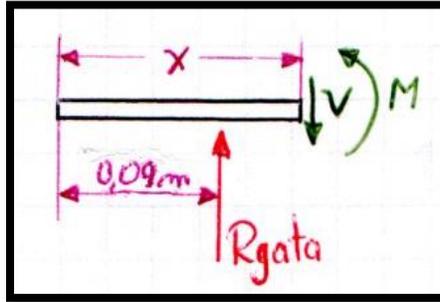


Figura N:21. Corte A'

Fuente: Elaboración propia.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$+\circlearrowleft \sum M_c = 0$$

$$31,45 - V = 0$$

$$-31,45(x - 0,09) + M = 0$$

$$V = 31,45 \text{ KN}$$

$$M = (31,45x - 2,8) \text{ KN.m}$$

$$\text{si } x = 0,09 \text{ entonces } M = 0 \text{ KN.m}$$

- TRAMO BC (corte: B')

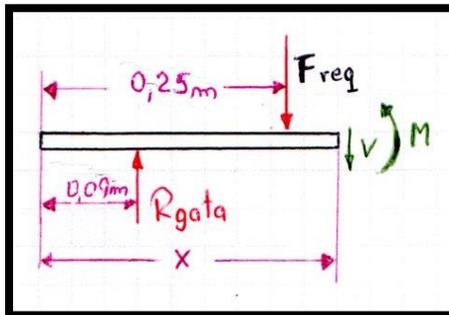


Figura N:22. Corte B'

Fuente: Elaboración propia.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$+\circlearrowleft \sum M_c = 0$$

$$31,45 - 62,9 - V = 0$$

$$-31,45(x - 0,09) + 62,9(x - 0,25) + M = 0$$

$$V = 31,45 \text{ KN}$$

$$M = (-31,45x + 12,93) \text{ KN.m}$$

$$\text{si } x = 0,25 \text{ entonces } M = 5,028 \text{ KN.m}$$

TRAMO CD (corte: C')

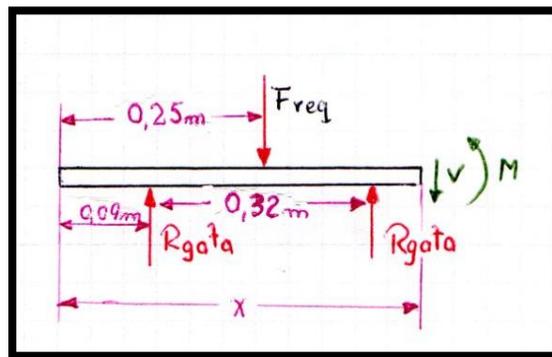


Figura N:23. Corte C'

Fuente: Elaboración propia.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$31,45 - 62,9 + 31,45 - V = 0$$

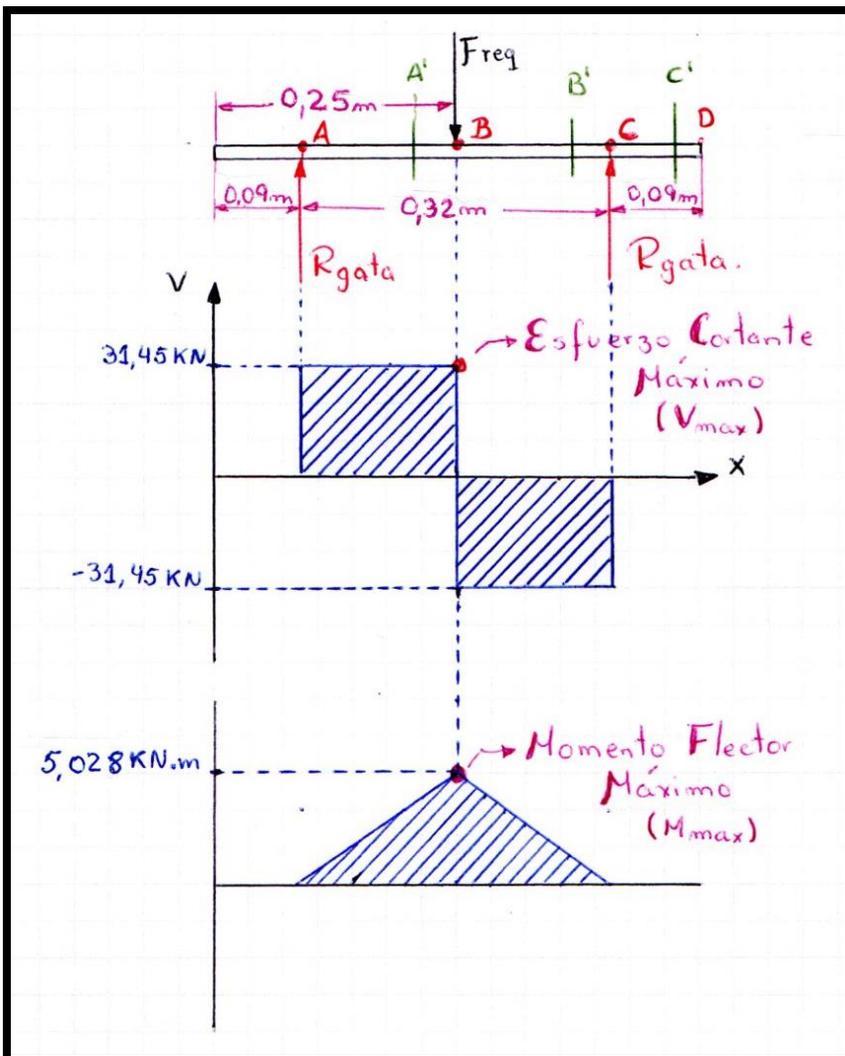
$$V = 0$$

$$+\circlearrowleft \sum M_c = 0$$

$$-31,45(x - 0,09) + 62,9(x - 0,25) - 31,45(x - 0,41) + M = 0$$

$$M = 0 \text{ KN.m}$$

De aquí obtenemos el siguiente diagrama:



$$V = 31,45\text{ kN}$$

$$M_{max} = 5,028\text{ kN}\cdot\text{m}$$

Figura N:24. Esfuerzo cortante máximo y momento flector máximo

Fuente: Elaboración propia.

Teniendo estos datos podemos hallar:

- ✓ **Esfuerzo cortante( $\tau$ ):** en donde el área ( $A$ ) se define mediante la siguiente figura:

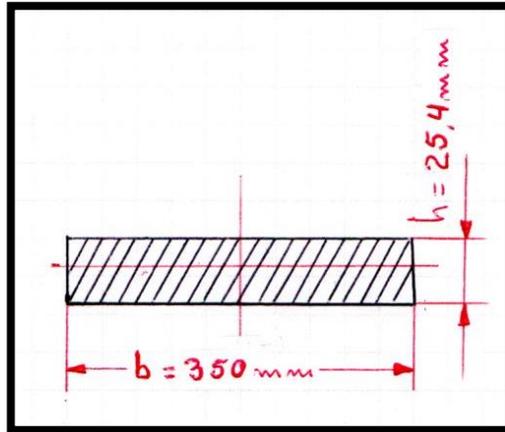


Figura N:25. Tramo perfil de la base I

Fuente: Elaboración propia.

$$\tau = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau = \left(\frac{3}{2}\right) \left(\frac{31,45 \text{ KN}}{0,035 \text{ m}^2}\right)$$

$$\tau = 1347,86 \text{ KN/m}^2$$

$$\tau = 1,35 \text{ MPa}$$

- ✓ **Esfuerzo máximo a la flexión( $\delta_{max}$ ):**

$$\delta_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I} = \frac{M_{max}}{S}$$

En donde "S" es el MODULO DE RESISTENCIA, y se halla:

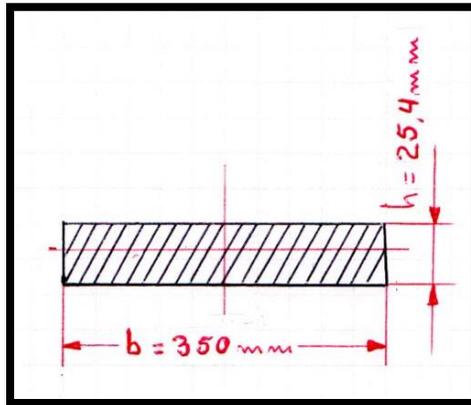


Figura N:26. Tramo perfil de la base II

Fuente: Elaboración propia.

$$S = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

$$S = \frac{0,35m (0,0254m)^2}{6}$$

$$S = 2,76 \times 10^{-5} m^3$$

Con este dato podemos decir que:

$$\delta_{max} = \frac{5,028 KN \cdot m}{2,76 \times 10^{-5} m^3}$$

$$\delta_{max} = 65223,4 \text{ KN}/m^2$$

$$\delta_{max} = 65,22 \text{ MPa}$$

✓ Deflexión máxima de la plancha ( $y_{max}$ ):

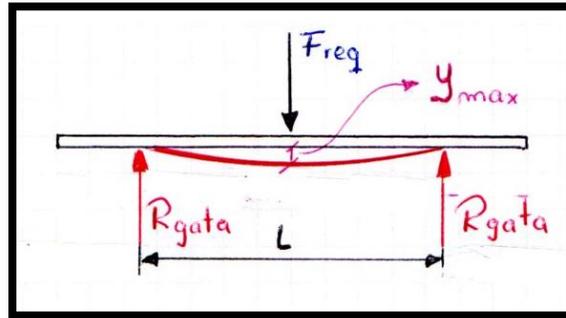


Figura N:27. Deflexión de la plancha

Fuente: Elaboración propia.

Sabiendo que:

- $L = 0,32m$
- Módulo de elasticidad del acero  $E = 207 GPa$
- El segundo momento del área ( $I$ ): momento de inercia con respecto al eje x

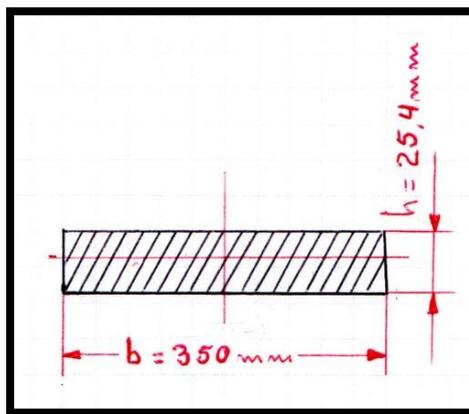


Figura N:28. Tramo perfil de la base III

Fuente: Elaboración propia.

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

$$I = \frac{0,35m \cdot (0,0254m)^3}{12}$$

$$I = 4,77 \times 10^{-7} m^4$$

Teniendo todos estos datos podremos hallar ( $y_{max}$ ):

$$y_{max} = \frac{F_{req} \cdot L^3}{48E \cdot I}$$

$$y_{max} = \frac{62,9 \times 10^3 N \cdot (0,32m)^3}{48 \times 207 \text{KN} \times 10^9 N/m^2 \times 4,77 \times 10^{-7} m^4}$$

$$y_{max} = 0,043 \times 10^{-3} m$$

$$y_{max} = 0,04 mm$$

**A continuación, realizaremos la SELECCIÓN DEL MATERIAL:**

- En este caso, utilizaremos una plancha de acero ASTM A36 de ACEROS AREQUIPA con límite de fluencia de ( $S_Y$ ) = 2550  $Kg/cm^2$  lo que equivale a 250 MPa.
- Luego continuamos hallando el factor de seguridad ( $N$ ):

$$N = \frac{S_Y}{\delta_{max}}$$

En donde:

$$N = \frac{250MPa}{65,22MPa}$$

$$N = 4$$

**Conclusión:** la elección de mi plancha de acero ASTM A36 es la adecuada para poder fabricar mi extractor de pines del ROMPRE ROCAS, ya que, según los cálculos, el material soporta la fuerza que se requiere para extraer el pin.

#### 4.7.2.2 Tornillo:

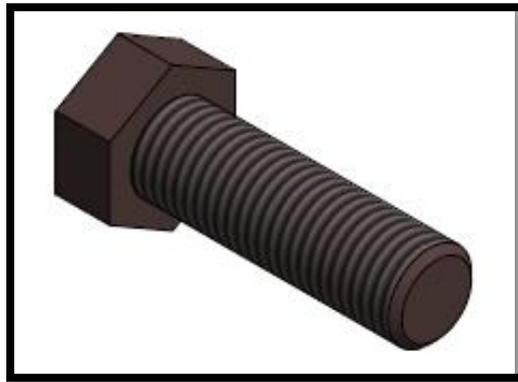
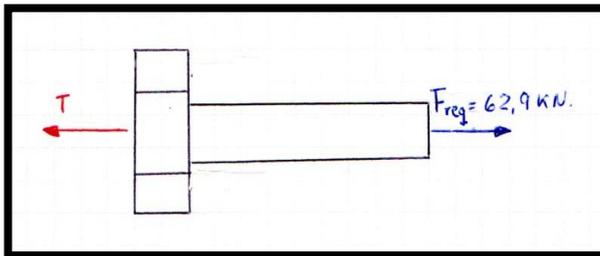


Figura N:29. Perno clase 8.8

Fuente: Elaboración propia.



$$D_{perno} = 0,024m$$

Figura N:30. Diagrama de fuerzas en el perno.

Fuente: Elaboración propia.

Hallamos el esfuerzo de tension( $\delta_{tension}$ ):

$$\delta_{tension} = \frac{F_{req}}{A_{perno}}$$

En donde:  $A_{perno} = \frac{\pi(0,024m)^2}{4}$

$$A_{perno} = 4,52 \times 10^{-4} m^2$$

Entonces:  $\delta_{tension} = \frac{62,9KN}{4,52 \times 10^{-4} m^2}$

$$\delta_{tension} = 139,16MPa$$

### SELECCIÓN DEL MATERIAL:

Para este proyecto, seleccionamos un perno ISO 898 de clase 8.8 de la MARCA SODIPER con un limite de fluencia( $S_Y$ ) de **586,04MPa**

Sabiendo esto hallamos el factor de seguridad(N):

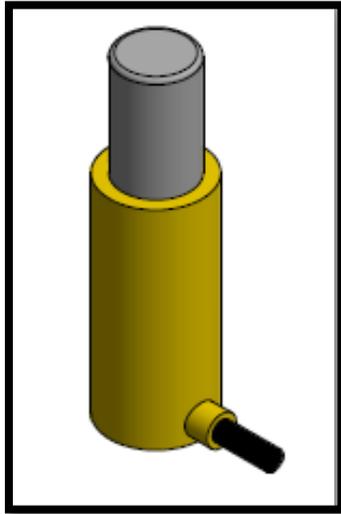
$$N = \frac{S_Y}{\delta_{tension}}$$

$$N = \frac{586,04MPa}{139,16MPa}$$

$$N = 4,2$$

**Conclusion:** La eleccion del perno es la adecuada, por lo que podemos usar dicho perno para la extraccion de dicho perno.

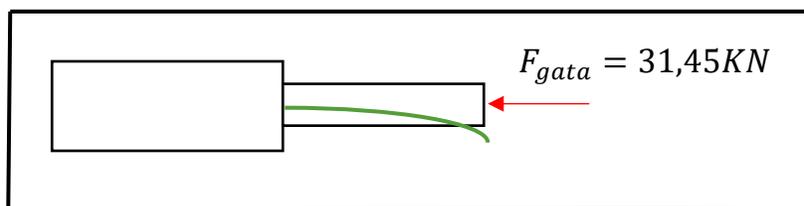
### 4.7.2.3 Gatas:



*Figura N:31.* Gata hidraulica

*Fuente:* Elaboración propia.

Identificamos la fuerza:



*Figura N:32.* Diagrama de fuerzas en la gata

*Fuente:* Elaboración propia.

En este caso:

31,45KN equivale a 31450N

Para convertirlo en kilogramos(Kg):

$$F_{gata} = m \cdot g$$

$$31450N = m \cdot 10$$

$$m = 3145 \text{ Kg}$$

$$m = 3,145 \text{ Toneladas}$$

## SELECCIÓN DEL MATERIAL

Para este caso, seleccionamos una gata pastilla de una capacidad de 20 Toneladas.

### Conclusión:

Para lo cual **concluimos**, que nuestra elección fue la mejor ya que, solo necesitamos 3,15 toneladas.

## PRESUPUESTO.

Tabla N:10. Presupuesto

DESCRIPCION:	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Investigación	Encuestas, estudios estadísticos, software, papelería.	-	S/3000.00	S/3000.00
Diseño del mecanismo	Programas, software materiales informativos	-	S/2000.00	S/2000.00
Plancha de acero ASTM A36	LARGO: 500mm ANCHO: 350mm ESPESOR: 25,4 mm	1	S/48.00	S/48.00
Platina de acero ASTM A 36	LARGO: 440mm ANCHO: 25mm ESPESOR:12,7 mm	2	S/7.00	S/14.00
Tubo de acero especial	LARGO: 150mm DIAMETRO: 100mm ESPESOR: 5mm	2	S/15.00	S/30.00
Gatas hidráulicas "ENERPAC" con bomba manual	LARGO: 200mm DIÁMETRO DE BASE: 88mm	2	S/1500.00	S/3000.00
TOTAL				S/8092.00

Fuente: Elaboración propia.

## **CONCLUSIONES:**

- ✓ Durante la realización del trabajo de investigación es posible diseñar de manera exitosa, un mecanismo para la extracción del pin que une el brazo con su cilindro hidráulico de la maquina hidraulica del ROMPE ROCAS.
- ✓ Es viable realizar con éxito, el retiro del pin que une el brazo con su cilindro hidráulico del ROMPE ROCAS.
- ✓ Es posible reducir el tiempo de mantenimiento, que comúnmente se utilizaba, para extraer el pin y así poder realizar el cambio del cilindro hidráulico del brazo del ROMPOE ROCAS.
- ✓ Sobre todo, es factible evitar que el personal de mantenimiento se exponga a los diversos peligros que se generaba anteriormente, cuando se extraía el pin, utilizando otras maneras empíricas.

## **RECOMENDACIONES**

- En este diseño se obtuvo resultados sobre todo en la seguridad de los técnicos de mantenimiento, al retirar del pin usado con el Extractor a la maquina hidraulica del ROMPE ROCAS, diseñado que en el futuro nos dará bastante confiabilidad.
- Se recomienda el uso del Extractor de Pines, para reducir el tiempo de mantenimiento que se le realiza al ROMPE ROCAS.
- Se recomienda a todo el personal de mantenimiento que tenga como prioridad la “Seguridad” para que en lo posterior no salgan lesionados por cualquier acto inseguro.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- **SHIGLEY, Joseph y MISCHKE, Charles. 2008, 2012** DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. México: McGraw-Hill, 2008,2012.
- **JACK C. MCCORMAC. 1991** DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE ACERO. Versión en español por Ing. José de la Cera Alonso. Editorial Alfa Omega. México 1991
- **DURR Y O. WACHTER. 1975** HIDRÁULICA APLICADA A LAS MAQUINAS HERRAMIENTAS (Accionamientos Hidráulicos y Electro-hidráulicos). Edición # 1. Editorial Blume; 1975.
- **MANUAL DE EXTRACTORES HIDRAULICOS “ENERPAC”, 1920**, EXTRACTOR HIDRÁULICO MPS36H; Wisconsin, Estados Unidos; 1920.
- **MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL**; tomo II; NEUMÁTICA E HIDRÁULICA; Editorial Cultura S.A; Madrid; España.
- **STEYR, D. P. AG**; 2004. Manual Técnico 282. S; Alemania; 1982 **ESPINOSA, D.;** RESISTENCIA DE MATERIALES MECÁNICOS; EPN-ESFOT; Quito; 2004.
- **MARTÍNEZ BOLÍVAR, John Jairo. 2016.** REPOSITORIO INSTITUCIONAL “Diseño de extractor hidráulico manual de pasadores para torre grúa” Colombia; 2016.
- **RAFAEL, Deivi Elmer. 2017.** REPOSITORIO INSTITUCIONAL “Diseño de extractor hidráulico de pines para cadenas de carrilería en maquinaria pesada para la empresa FERREYROS TRUJILLO S.A.”. Perú, 2017.
- **RISTEVICH, Alberto. 2006.** REPOSITORIO INSTITUCIO “Prensa hidráulica enfardadora de lana”. Argentina; 2006.
- **NÚÑEZ CABELLO, Carlos Modesto. 2013.** “Gestión de ensamble de una pala hidráulica CAT 6060fs para uso en la minería”. Perú, 2013.

## ANEXOS

- **Matriz de consistencia.**

En el siguiente cuadro se resumen varios indicadores del trabajo de investigación:

Tabla N:11. Matriz de consistencia

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	OBJETIVOS	VARIABLES E INDICADORES	MUESTRA
<p><b>Pregunta general</b></p> <p>¿Se podrá diseñar un mecanismo extractor de pines del brazo de un Rompe Rocas?</p>	<p><b>Objetivo general</b></p> <p>“Diseñar un mecanismo extractor de pines del brazo de un ROMPE ROCAS.”</p>	<p><b>Variable independiente</b></p> <p>Mecanismo extractor de pines del ROMPE ROCAS.</p>	<p><b>Población</b></p> <p>Está compuesta por la maquina a la que está destinada.</p>
<p><b>Preguntas específicas</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• ¿Se logrará realizar el retiro del pin, que une el brazo con su cilindro hidráulico del ROMPE ROCAS?</li> <li>• ¿Se reducirá el tiempo de mantenimiento del ROMPE ROCAS?</li> <li>• ¿Se evitará la exposición de los trabajadores a situaciones riesgosas?</li> </ul>	<p><b>Objetivos específicos</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Realizar el retiro del pin, que une el brazo con su cilindro hidráulico de la máquina ROMPE ROCAS.</li> <li>✓ Reducir el tiempo de mantenimiento de la máquina ROMPE ROCAS.</li> <li>✓ Evitar la exposición de los trabajadores a situaciones riesgosas.</li> </ul>	<p><b>Variable dependiente</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Tiempo.</li> <li>• Diseño.</li> <li>• Ergonomía.</li> <li>• Seguridad.</li> </ul>	
DISEÑO	CONCLUSIONES	RECOMENDACIONES	
<p>El tipo de estudio que se adelantara en el presente trabajo es de <b>“Investigación tecnológica”</b>.</p> <p>El sector donde se aplicará la presente investigación es el de la minería.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Se logró diseñar de manera exitosa, un mecanismo para la extracción del pin de un ROMPE ROCAS.</li> <li>• Se realizó con éxito, el retiro del pin que une el brazo.</li> <li>• Se redujo el tiempo de mantenimiento, que comúnmente se utilizaba.</li> <li>• Se evitó que el personal se exponga a los diversos peligros que se generaba anteriormente.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• En este diseño se obtuvo resultados sobre todo en la seguridad de los técnicos de mantenimiento.</li> <li>• Se recomienda el uso del Extractor de Pines, para reducir el tiempo de mantenimiento que se le realiza al ROMPE ROCAS.</li> <li>• Se recomienda a todo el personal de mantenimiento que tenga como prioridad la “Seguridad”.</li> </ul>	

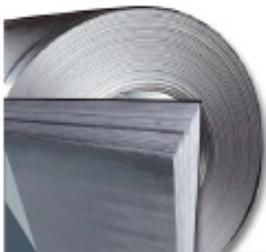
*Fuente.* Elaboración propia.

- Catálogo “ACEROS AREQUIPA”

# productos planos

## Planchas y Bobinas Laminadas en Caliente

### Planchas y Bobinas LAC



DIMENSIONES NOMINALES	
PLANCHAS LAC Calidad Estructural POLAC A36 (mm)	BOBINAS LAC Calidad ASTM A36 (mm)
1.9 x 1,200 x 2,400	1.8 x 1,200
1.9 x 1,200 x 2,400	1.9 x 1,200
1.9 x 1,200 x 2,400	2.0 x 1,200
2.0 x 1,200 x 2,400	2.2 x 1,200
2.2 x 1,200 x 2,400	
2.3 x 1,200 x 2,400	
2.5 x 1,200 x 2,400	
2.8 x 1,200 x 2,400	
2.9 x 1,200 x 2,400	
4.0 x 1,200 x 2,400	
4.4 x 1,200 x 2,400	
4.8 x 1,200 x 2,400	
5.9 x 1,200 x 2,400	

#### NORMAS TÉCNICAS:

Estructural: ASTM A36

#### PRESENTACIÓN:

**Planchas:** Las planchas se comercializan en unidades

**Bobinas:** Se presentan en calidad estructural. Las bobinas se entregan con peso mínimo de 5 TM aproximadamente, enzunchadas longitudinalmente y transversalmente.

#### USOS:

Se usa en la fabricación de tubos y perfiles plegados. Asimismo, luego de su corte en planchas, se emplea en la construcción de silos, carrocerías y construcción en general.

#### PROPIEDADES MECÁNICAS:

Estructural

Límite de Fluencia mínimo	= 25.50 kg/mm <sup>2</sup> (250 MPa)
Resistencia a la Tracción	= 40.80-56.10 kg/mm <sup>2</sup> (400-550 MPa)
Alargamiento en 50 mm	= 20.0% mínimo

### Planchas Estriadas LAC



DIMENSIONES NOMINALES	
PLACE A36	
2.5 x 1,200 x 2,400 mm	
2.9 x 1,200 x 2,400 mm	
4.4 x 1,200 x 2,400 mm	
5.9 x 1,200 x 2,400 mm	

#### NORMA TÉCNICA:

ASTM A786 1 A786M

Adicionalmente, estos productos cumplen con las exigencias de la norma estructural respectiva, como A36

#### PRESENTACIÓN:

Las planchas se comercializan en unidades.

#### USOS:

En la construcción de plataformas, pisos, escaleras, equipamiento de transporte y circulación, y estructuras en general.

#### PROPIEDADES MECÁNICAS:

Límite de Fluencia mínimo	= 25.5 kg/mm <sup>2</sup> (250 MPa)
Alargamiento	= 20% mín.

- Catálogo de pernos “SODIPER”

MARCAS DE CLASES RESISTENCIA PERNOS DE ACERO (EN MILÍMETROS)										
CLASES DE RESISTENCIA Y MARCAS SODIPER	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	DIÁMETRO NOMINAL DEL PERNO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN		CARGA DE PRUEBA		RESISTENCIA A LA TRACCIÓN		DUREZAS
				PSI	KG./mm <sup>2</sup>	PSI	KG./mm <sup>2</sup>	MIN	MÁX	
	ISO 898 PARTE 1	ACERO DE BAJO O MEDIANO CARBONO	DESDE M6 HASTA M88	54.000	71.000	38	50	B82	B89,5	
	ISO 898 PARTE 1	ACERO DE MEDIO CARBONO TEMPPLADO Y REVENIDO	M6 HASTA M16 SOBRE M16 HASTA M88	71.000	114.000	58	80	C22	C32	
	ISO 898 PARTE 1	ACERO ALEADO TEMPPLADO Y REVENIDO	DESDE M6 HASTA M88	118.000	143.000	88	100	C32	C39	
	ISO 898 PARTE 1	ACERO ALEADO TEMPPLADO Y REVENIDO	DESDE M6 HASTA M88	138.000	171.000	97	120	C39	C44	

SI : LIBRAS/PULGADAS CUADRADA  
 3/mm<sup>2</sup> : KILOS POR MILÍMETRO CUADRADO

- Catálogo de cilindros hidráulicos “ENERPAC”

## Cilindros de uso general, de simple acción



### Tecnología de cojinete GR2

El exclusivo GR2 es un diseño único de cojinete en los cilindros de DUO de la Serie RC los cuales absorben los esfuerzos de carga excéntrica para proteger a su cilindro contra abrasión, sobre-extensión o expulsión y atascamientos del émbolo o expansión en el extremo superior. Como resultado, los cilindros DUO de la Serie RC brindan operación duradera y sin problemas.

### ▼ TABLA DE SELECCIÓN RÁPIDA

Para obtener la información técnica completa, vea la página siguiente.

Capacidad del cilindro (toneladas (máxima))	Carrera (pulg.)	Número de modelo	Área efectiva del cilindro (pulg <sup>2</sup> )	Volumen de aceite (pulg <sup>3</sup> )	Altura retraído (pulg.)	Peso (libras)
5 (4.9)	.63	RC-50**	.99	.62	1.63	2.2
	1.00	RC-51	.99	.99	4.34	2.3
	3.00	RC-53	.99	2.98	6.50	3.3
	5.00	RC-55*	.99	4.97	8.50	4.1
	7.00	RC-57	.99	6.96	10.75	5.3
	9.13	RC-59	.99	9.07	12.75	6.1
10 (11.2)	1.00	RC-101	2.24	2.24	3.53	4.0
	2.13	RC-102*	2.24	4.75	4.78	5.1
	4.13	RC-104	2.24	9.23	6.75	7.2
	6.13	RC-106*	2.24	13.70	9.75	9.8
	8.00	RC-108	2.24	17.89	11.75	12.0
	10.13	RC-1010*	2.24	22.65	13.75	14.0
15 (15.7)	12.00	RC-1012	2.24	26.84	15.75	15.0
	14.00	RC-1014	2.24	31.31	17.75	18.0
	1.00	RC-151	3.14	3.14	4.88	7.2
	2.00	RC-152	3.14	6.28	5.88	9.0
	4.00	RC-154*	3.14	12.57	7.88	11.0
	6.00	RC-156*	3.14	18.85	10.69	15.0
25 (25.8)	8.00	RC-158	3.14	25.13	12.69	18.0
	10.00	RC-1510	3.14	31.42	14.69	21.0
	12.00	RC-1512	3.14	37.70	16.69	24.0
	14.00	RC-1514	3.14	43.98	18.69	26.0
	1.00	RC-251	5.16	5.16	5.50	13.0
	2.00	RC-252*	5.16	10.31	6.50	14.0
30 (32.4)	4.00	RC-254*	5.16	20.63	8.50	18.0
	6.25	RC-256*	5.16	32.23	10.75	22.0
	8.25	RC-258	5.16	42.55	12.75	27.0
	10.25	RC-2510	5.16	52.86	14.75	31.0
	12.25	RC-2512	5.16	63.18	16.75	36.0
	14.25	RC-2514*	5.16	73.49	18.75	39.0
50 (55.2)	8.25	RC-508	6.49	53.56	15.25	40.0
	2.00	RC-502	11.04	22.09	6.94	33.0
	4.00	RC-504	11.04	44.18	8.94	42.0
75 (79.5)	6.25	RC-506*	11.04	69.03	11.13	51.0
	13.25	RC-5013	11.04	146.34	18.13	83.0
	6.13	RC-756	15.90	97.41	11.25	65.0
100 (103.1)	13.13	RC-7513	15.90	208.74	19.38	130.0
	6.63	RC-1006	20.63	136.67	14.06	130.0
	10.25	RC-10010	20.63	211.45	17.69	160.0

\* Disponible como conjunto. Vea la nota en esta página.

\*\* El cilindro RC-50 no tiene silleta acanalada desmontable ni rosca del collar.

### Serie RC



#### Capacidad:

**5-100 toneladas**

#### Carrera:

**0.63-14.25 pulgadas**

#### Presión de operación máxima:

**10,000 psi**



#### SEGURIDAD PRIMERO

Los valores de carga y carrera del fabricante representan los límites máximos de seguridad.

¡Las buenas prácticas recomiendan usar sólo el 80% de esos valores!

Página: 242



#### Cilindros de simple acción, serie RAC

Cilindros livianos de aluminio con resortes de retorno para uso general.

Página: 12



Los cilindros RC-DUO mantienen las dimensiones externas para uso con portapiezas existentes.



#### Manómetros

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad.

Para ver la línea completa de manómetros, consulte la sección "Componentes del sistema".

Página: 113



#### Conjuntos de bomba y cilindro

Para facilitar los pedidos, los cilindros marcados con un \* están disponibles como conjuntos (cilindro, manómetro, acoples, manguera y bomba).

Página: 54

- Catálogo de bomba manuales “ENERPAC”

## Bombas manuales

## Serie P, SP

Foto: SP-621, P-51, P-142



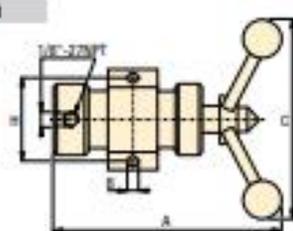
**Serie P**  
Bombas manuales de una y dos velocidades para operar cilindros de simple acción.

**Bomba de tornillo SP-621**  
Bomba de tornillo de una velocidad, sellada internamente sin ventilación para operar cilindros de simple acción. Puede montarse en cualquier posición y usarse para operar un dispositivo. El pistón se atornilla en la bomba, lo cual fuerza el aceite en el sistema hidráulico.

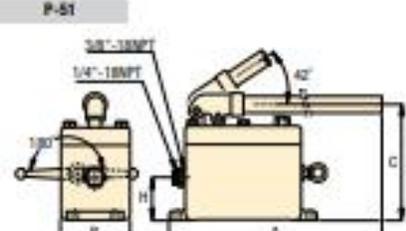
**Sólo de Enerpac**  
...para alimentar cilindros de simple acción

- La válvula interna de alivio de presión (excepto SP-621) evita la sobrepresurización
- La operación con dos velocidades reduce el accionamiento de la palanca en hasta un 78% en comparación con las bombas de velocidad única
- Menor esfuerzo de bombeo para minimizar la fatiga del operador
- Su tamaño compacto permite una fácil conversión de dispositivo manuales en potencia hidráulica

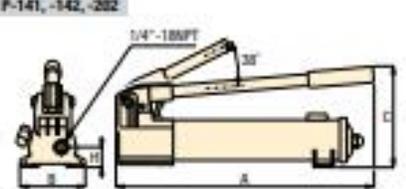
**SP-621**



**P-51**



**P-141, -142, -202**



**Opciones**

- Conectores:  194
- Mangueras:  192
- Aceite hidráulico:  193

**Importante**

Los modelos P-141, P-142 y P-202 están diseñados para una presión máxima de funcionamiento de 10,000 psi.

**Características de los productos**

Presión hidráulica máxima	Volumen utilizable de aceite	Número de modelo	Capacidad nominal de presión		Volumen de aceite por carrera		Carrera del pistón	Máx. esfuerzo de palanca	Dimensiones en pulgadas				
			1ª etapa	2ª etapa	1ª etapa	2ª etapa			A	B	C	H	libras
<b>Una velocidad</b>													
3000	6.2	SP-621	-	3000	-	-	60 <sup>1)</sup>	10.10	.41	12.40	2.81	7.0	
3000	50	P-51	-	3000	-	.25	1.00	61	26.00	3.63	6.31	12.0	
10,000	20	P-141	-	10,000	-	.055	.50	72	13.25	3.75	5.63	4.5	
<b>Dos velocidades</b>													
5000	20	P-142	200	10,000	.221	.055	.50	78	13.25	3.75	5.63	4.5	
5000	30	P-142-5000	200	5,000	.221	.055	.50	78	13.25	3.75	5.63	4.5	
10,000	55	P-202	200	10,000	.221	.055	.50	63	20.06	3.75	5.63	7.5	

1) El recorrido de la palanca en el modelo SP-621 es de 2.5 pulg. (6.3 cm); 25 giro de palanca desplazan 6.2 pulg. (101.6 cm) de aceite.  
2) El esfuerzo de palanca en el modelo SP-621 es de 60 libras a 3000 psi.

132

