

# **UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**

**ÁREA DE ENERGÍA, INDUSTRIAS Y RECURSOS  
NATURALES NO RENOVABLES**

## **INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**TESIS DE GRADO**

**Tema:**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA OLEOHIDRÁULICA PARA  
ENDEREZADO RADIAL Y AXIAL DE LOS AROS DE  
VEHÍCULOS LIVIANOS**

**AUTOR: Walter G. Minga. S.**

**DIRECTOR: Ing. Armando Salgado.**

**Tutor: MSc. Isnel Rodríguez González**

**ASESORES: Ing. Milton León T.**

**Ing. Gonzalo Riofrío.**

**LOJA ECUADOR**

**2004**

**PENSAMIENTO**

Lo que la naturaleza le dice a un grupo de hombres, se lo dirá con el tiempo a cualquier otro grupo, lo suficientemente paciente e interesado como para formular las preguntas necesarias.

**“ALBERT EINSTEIN”**

**DECLARACIÓN DE AUTORIDAD**

Yo, Walter Gonzalo Minga Solano, autor de este trabajo de tesis de grado autorizo a la Universidad Nacional de Loja y al Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa hacer uso de la presente tesis de Grado con la finalidad que estime conveniente.

.....  
Ing. Luis Armando Salgado V.

.....  
Egdo. Walter G. Minga Solano

## AGRADECIMIENTOS

Walter Minga S...

**Agradezco:**

A mis padres y a toda mi familia, por el apoyo incondicional que han brindado como futuro profesional...

Al Ing. Armando Salgado, director de tesis, por haber colaborado en la realización de este proyecto de tesis.

Al Ing. Milton León Asesor de mi tesis, por haber brindado la colaboración necesaria en la ejecución de este proyecto de tesis.

Al MSc. Ing. Isnel Rodríguez, por haber colaborado en la tutoría para la ejecución de este trabajo de Diploma.

A todos los profesionales y técnicos que colaboraron en la ejecución de mi proyecto de tesis.

A la Universidad Nacional de Loja por la formación integral que me ha dado como estudiante en mis estudios superiores.

### **DEDICATORIA**

Dedico el presente trabajo de diploma a mi familia en general, y especial a mis padres, que con esfuerzo, paciencia y dedicación y a su apoyo incondicional logré terminar mis estudios superiores.

A la Universidad Nacional de Loja y al Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez” ambas instituciones han permitido elevar mi cultura general integral, tanto académica como personal, para lograr alcanzar grandes metas en mi vida profesional y mantener un pensamiento siempre de servicio a nuestra sociedad.

## RESUMEN

El presente trabajo de tesis de grado se plantea para resolver un problema en la parte del enderezado de los aros de automóviles livianos de la ciudad de Loja, conformado por el diseño de la máquina que cumpla esta función, contemplando la parte de diseño de la estructura y selección de algunos dispositivos hidráulicos.

La máquina expuesta en este trabajo cumple el principio de una prensa hidráulica vertical, la misma que está conformada por una estructura soporte, y algunos elementos auxiliares de sujeción para el aro, además tiene un mecanismo hidráulico, cilindro y bomba manual.

El cálculo de algunas partes de la estructura y elementos que conforman la máquina se desarrolla utilizando el software Mecasoft y la simulación de algunas partes de la estructura mediante la utilización del software cosmos. En el proceso de selección del cilindro, bomba manual, y accesorios se utiliza criterios adecuados de modo que garantice el diseño de la máquina, además se realiza una valoración medio ambiental y económica llegándose a obtener el costo de la misma.

## SUMMARY

The present work of degree thesis thinks about to solve a problem in the part of the one straightened of the hoops of light automobiles of the city of Loja, conformed by the design of the machine that completes this function, contemplating the part of design of the structure and selection of some hydraulic devices.

The machine exposed in this work use the principle of a vertical hydraulic press, it is conformed by a supports structure, and some auxiliary elements of subjection for the ring, it also has a hydraulic mechanism, cylinder and manual bomb.

The calculation of some parts of the structure and elements that conform the machine are developed using the software “Mecasoft” and the simulation of some parts of the structure by means of the use of the software “Cosmos”. In the process of selection of the cylinder, manual bomb, and accessories it is used appropriate approaches so that it guarantees the design of the machine, he/she is also carried out an environmental and economic valuation being ended up obtaining the cost of the same one.

## INDICE

	<b>Pág.</b>
Portada.....	i
Pensamiento.....	ii
Declaración de autoridad.....	iii
Agradecimientos.....	iv
Dedicatoria.....	v
Resumen.....	vi
Summary.....	vii
Índice.....	viii
<b>Introducción</b> .....	<b>11</b>
 <b>CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO</b>	
1.1 Introducción.....	17
1.2 <i>Aspectos generales sobre el cálculo estructural</i> .....	19
1.2.1 Flexión longitudinal (pandeo).....	19
1.2.1.1 Fuerza crítica y tensión crítica.....	19
1.2.1.2 Cálculo de la estabilidad de barras comprimidas.....	21
1.2.2 Tracción y Compresión.....	22
1.2.2.1 Barra cargada axialmente.....	22
1.2.2.2 Ley de Hooke.....	23
1.2.3 Esfuerzo Cortante.....	23
1.2.3.1 Definición de Tensión Cortante.....	23
1.2.3.2 Comparación de las Tensiones cortante y normal.....	24
1.2.4 Esfuerzo Cortante y Momento Flector.....	24
1.2.4.1 Definición de viga.....	24
1.2.4.2 Viga simplemente apoyada.....	24
1.2.4.3 Tipos de Cargas.....	25
1.2.4.4 Ecuaciones de Cortante y Momento flector.....	25
1.2.4.5 Diagramas del Esfuerzo cortante y el Momento flector.....	25
1.2.5 Tensiones normales y cálculo de la sección transversal de la viga.....	25
1.3 <i>Fundamentos Oleohidráulicos</i> .....	28
1.3.1 Introducción.....	28
1.3.2 Descripción y elementos que componen los cilindros hidráulicos.....	28
1.3.3 Partes de un cilindro hidráulico.....	28
1.3.4 Cilindros de simple acción o simple efecto.....	29
1.3.5 Fuerza hidráulica en un cilindro.....	30
1.3.6 Velocidad de un cilindro.....	30
1.3.7 Espesor o grosor de pared de una camisa (cilindro).....	31
1.3.8 Carreras normalizadas de los cilindros.....	31
1.3.9 Bombas manuales.....	32
1.3.10 Depósitos.....	32
1.3.11 Clases de válvulas.....	33
1.3.12 Fluidos hidráulicos.....	33
 <b>CAPITULO II. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE</b>	
2.1 Cálculo de los elementos que componen la estructura.....	35

2.1.1	Cálculo de la viga superior.....	35
2.1.1.1	Cálculo de las reacciones.....	35
2.1.1.2	Determinación de los valores de momentos flectores y fuerza cortante de la viga superior.....	36
2.1.1.3	Cálculo del módulo resistente rectangular de la viga superior.....	38
2.1.1.4	Cálculo de la altura de las planchas que conforman la viga superior.....	39
2.1.2	Cálculo del diámetro de los pernos de sujeción de la viga superior.....	42
2.1.3	Análisis y cálculo del eje principal.....	44
2.1.3.1	Cálculo a cortante del vástago del eje principal en el extremo derecho.....	46
2.1.3.2	Cálculo del peso del eje principal.....	47
2.1.4	Cálculo de las columnas laterales que conforman la estructura de la máquina....	49
2.1.5	Cálculo de la mesa de la estructura.....	54
2.1.5.1	Cálculo de las reacciones.....	54
2.1.5.2	Cálculo del módulo resistente rectangular de la mesa.....	55
2.1.5.3	Cálculo de la altura de las planchas que conforman la viga de la mesa.....	55
2.1.6	Cálculo del diámetro de los pernos de sujeción de la mesa.....	57
2.1.7	Cálculo del diámetro del soporte derecho del eje principal.....	58
2.1.8	Cálculo de los pernos de sujeción del soporte izquierdo del eje principal.....	59
 <b>CAPÍTULO III. SELECCIÓN Y CÁLCULO VERIFICATIVO DE LOS DISPOSITIVOS HIDRÁULICOS.</b>		
3.1	Criterio de selección del cilindro hidráulico.....	61
3.1.1	Descripción de los cilindros hidráulicos de acción simple SERIE C.....	63
3.2	Cálculo verificativo del cilindro hidráulico.....	63
3.2.1	Determinación de la presión del cilindro hidráulico.....	63
3.2.2	Cálculo verificativo del espesor de la pared del cilindro.....	64
3.2.3	Cálculo verificativo a compresión del vástago.....	66
3.2.4	Cálculo verificativo a la estabilidad del vástago.....	67
3.3	Cálculo de la bomba hidráulica manual.....	70
3.4	Selección del tipo de aceite.....	74
3.5	Selección de las tuberías flexibles o mangueras.....	75
3.6	Selección de los acopladores.....	76
3.7	Selección de la placa de montaje del cilindro.....	76
3.8	Selección del adaptador de rosca y adaptador sencillo.....	77
3.9	Selección de la montura dentada y montura lisa.....	77
3.10	Selección de la montura alargada.....	78
3.11	Selección del vástago de extensión.....	78
 <b>CAPITULO IV VALORACIÓN DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA, Y MEDIO AMBIENTAL.</b>		
4.1	<b>VALORACIÓN DE LOS RESULTADOS</b> .....	79
4.1.1	Determinación de la carga óptima para el enderezado de los aros.....	79
4.1.2	Resultados de la máquina oleohidráulica.....	79
4.1.3	<i>SIMULACIÓN DE ALGUNOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA UTILIZANDO EL SOFTWARE COSMOS</i> .....	81
4.1.3.1	Simulación de la mesa y del soporte derecho del eje principal.....	81
4.1.3.2	Simulación de la viga superior de la estructura.....	82
4.1.3.3	Simulación del soporte izquierdo del eje principal.....	83

---

<b>4.2 VALORACIÓN ECONÓMICA</b> .....	85
4.2.1 Gasto de Materiales.....	86
4.2.2 Gastos de equipos.....	87
4.2.3 Gasto de mano de obra.....	87
4.2.4 Gasto de salario de Ingeniería y Proyecto.....	87
4.2.5 Gasto del transporte.....	88
4.2.6 Gasto de energía eléctrica.....	88
4.2.7 Gasto total.....	89
4.2.8 Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión.....	89
<b>4.3 VALORACIÓN MEDIO AMBIENTAL</b> .....	90
<b>4.4 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL</b> .....	92
4.4.1 Función del mantenimiento.....	92
4.4.1.1 Objetivos del mantenimiento.....	92
4.4.1.2 Tipos de mantenimiento.....	92
4.4.1.2.1 Mantenimiento correctivo.....	92
4.4.1.2.2 Mantenimiento preventivo.....	93
4.4.1.2.3 Mantenimiento predictivo.....	93
4.4.2 Normas de Seguridad.....	93
<b>CONCLUSIONES</b> .....	95
<b>RECOMENDACIONES</b> .....	96
<b>SIMBOLOGÍA</b> .....	97
<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	98
<b>ANEXOS</b> .....	100

## **INTRODUCCIÓN.**

### **Antecedentes**

En la ciudad de Loja ubicada al sur de la República del Ecuador, se encuentra el centro de mantenimiento de aros, MIRASOL que presta servicios de mantenimiento de aros desde hace algunos años hasta la actualidad en lo referente al balanceo, alineación, vulcanizado y enderezado.

Este centro que está anexo a la empresa importadora de vehículos del mismo nombre se dedica a solucionar problemas relacionados con el arreglo de la suspensión de vehículos y en particular al mantenimiento de los aros, existen otros centros que se dedican a realizar tareas similares como por ejemplo Andillanta, Continental Tire.

El centro de mantenimiento MIRASOL dispone de ciertas máquinas automáticas como desenllantadoras, balanceadoras, alineadoras destinadas al servicio de mantenimiento de aros que sufren deformaciones por causa de accidentes o mal uso de los mismos. La demanda del índice de crecimiento de aros que sufren deformaciones crece cada año, conforme aumenta el índice de crecimiento del parque automotor de la ciudad de Loja. Este centro de mantenimiento de aros a pesar de la maquinaria moderna que dispone para este fin atraviesa dificultades, de no poder prestar el servicio en lo concerniente al enderezado.

La alternativa de solución que se pretende realizar en este trabajo de diploma juega un papel importante dentro de los ámbitos socioeconómicos, debido a que existe una gran demanda de mantenimiento de aros permitiendo mejorar el factor económico de nuestra sociedad, por otro lado conlleva a resolver un problema específicamente de carácter científico-técnico, además contribuye a disminuir el número de aros averiados evitando una contaminación medio ambiental de desechos sólidos.

La importancia de la alternativa en estudio para resolver este problema tiene un carácter de actualidad tecnológica, lo cual justifica realizar este proyecto de tesis.

## **SITUACIÓN PROBLEMÁTICA**

Los aros de las ruedas de los automóviles sufren con frecuencia deformaciones en sus bordes, debido a los golpes sobre piedras, baches, bordillos, etc., siendo esas deformaciones (Fig.1) causa de la descompensación de la rueda y en las modernas ruedas sin cámara, frecuente motivo de pérdida de la hermeticidad necesaria para mantener la presión del inflado.



**Fig.1 Gráfico de un aro averiado**

La solución empleada hasta ahora ha venido siendo el enderezado de los aros a base de impactos mecánicos, con lo que no se consigue prácticamente una adecuada reposición de la forma original en la zona deformada, resultando el material machacado, lo que incluso puede agravar aún más el problema; no siendo siempre aplicable esta solución para aros de aluminio, ya que el material se abre y se rompe, por lo que dichos aros cuando tienen una deformación notable son inutilizables.

En la ciudad de Loja en el centro de mantenimiento de aros Mirasol no se cuenta con una máquina, que permita el enderezado radial y axial de los aros de vehículos livianos, actualmente se endereza en forma manual, o realmente no se endereza cuando el aro es demasiado robusto, pero esto no permite cumplir con un enderezado eficiente y con la máquina apropiada de acuerdo a las demandas de nivel tecnológico en nuestra ciudad, debido a la falta de interés o a lo mejor por falta de personal calificado que se interese en ingeniar esta máquina, cabe recalcar que según averiguaciones en otras ciudades del país no existe una máquina que cumpla la función apropiada para el enderezado de los aros. Por tal razón este proyecto nos enfoca a resolver el siguiente problema de investigación.

### **PROBLEMA CIENTÍFICO**

- No existe una máquina oleohidráulica que permita un enderezado radial y axial de aros para vehículos livianos en forma técnica, en el menor tiempo posible y a bajo costo para los propietarios de vehículos.

### **PROBLEMAS ESPECÍFICOS**

- No se cuenta con una máquina que disponga de una estructura adecuada que permita un correcto enderezado radial y axial de los aros.
- El enderezado se realiza de manera manual de forma rústica con empleo de exceso de tiempo, y sin calidad apropiada.

### **OBJETIVOS GENERAL**

- Calcular y diseñar una máquina oleohidráulica que permita el enderezado de forma mecánica de los aros de vehículos livianos de la ciudad de Loja.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar la estructura soporte y los elementos que conforman la máquina para realizar el enderezado radial y axial de los aros.
- Seleccionar y comprobar los dispositivos hidráulicos necesarios para el enderezado de algunos tipos de aros.

### **HIPÓTESIS GENERAL**

- Es posible diseñar una máquina oleohidráulica para el enderezado de los aros de vehículos livianos.

### **HIPÓTESIS ESPECÍFICAS**

- La correcta selección de los materiales permitirá un diseño apropiado de la estructura soporte y de los elementos que conforman la máquina.

- Es posible seleccionar los dispositivos hidráulicos para el enderezado de algunos tipos de aros de vehículos ligeros.

### **TAREAS A DESARROLLAR**

- Toma de muestras
- Búsqueda bibliográfica
- Cálculo de la estructura soporte y elementos auxiliares
- Selección y cálculo verificativo de los dispositivos hidráulicos
- Valoración de los resultados (simulación de algunos elementos de la máquina utilizando el software cosmos), valoración económica y medio ambiental. Mantenimiento y Seguridad Industrial.

## **METODOLOGÍA PARA LA DETERMINACIÓN DE LA FUERZA EN EL ENDEREZADO DE LOS AROS.**

### **Introducción**

Los aros también denominados rines son dispositivos que forman parte importante en un vehículo, debido a que sirven para el soporte de la carga y del movimiento del mismo, los aros de aluminio y de magnesio en relación con los de acero son menos resistentes, pero en cambio tienen una mejor presentación. Los aros de acero, aluminio y magnesio para vehículos livianos, generalmente son fabricados con tecnología avanzada por diversas industrias a nivel mundial, en países como: Japón, Estados Unidos, Canadá, Rusia, Alemania, Inglaterra, Italia, China, México, Brasil, Argentina etc.

Los aros son fabricados en países desarrollados nacen de una idea o de un requerimiento específico y son desarrolladas inicialmente por computadora mediante avanzados programas que llevan al modelo tridimensional. Con estos elementos se elabora el molde y se inician las coladas de prueba. Las diferentes vías de fabricación de los aros de vehículos son principalmente tres:

*Vía aleación de Acero.-* Tradicionalmente han sido las más utilizadas por sus buenas propiedades mecánicas y sobre todo por su *bajo coste*. Tiene como principal inconveniente su elevado peso.

*Vía Aluminio.-* En las últimas décadas han tomado gran protagonismo debido a sus buenas propiedades específicas. Proceso de conformado por fundición en cámara fría. Su precio es superior al de las aleaciones de acero y sus características son apropiadas para resistir las sollicitaciones de un vehículo deportivo.

*Vía Magnesio.-* Utilizado ampliamente en campos de altos requerimientos como lo son el aeronáutico, aviación militar y el mundo de la más alta competición (F1, NASCAR, CART, rallyes...) Son fabricados a través de procesos de conformado o por fundición a presión en cámara caliente.

Los anchos estándares de los aros en pulgadas son: 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, para este proyecto se utiliza tamaños entre 4.0 hasta 6.0 pulgadas, los diámetros

estándares en pulgadas son: 12, 13, 14, 15, 16, para este trabajo se utiliza los aros comprendidos entre 12-14 pulgadas, la distancia de la superficie de montaje a la línea central de la rueda se denomina compensación, la misma puede ser de 3 tipos: cero, positiva y negativa. El diámetro del agujero central de los aros oscila entre 60 y 69 mm.

Para la determinación de la fuerza necesaria para enderezar los aros se realizó en función de pruebas de ensayos experimentales, utilizando gatos hidráulicos de diferentes fuerzas comprendidas entre 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10 y 15 toneladas, la forma de sujeción de los aros se realizó prensando el aro en el centro, y aplicándole la fuerza en el sentido radial y axial, los tipos de aros de los cuales se tomó la muestra fueron para marcas de vehículos existentes en nuestro medio como Toyota, Mazda, Renault, Nissan, Chevrolet, Hyundai, Ford, Daewoo, Chrysler y algunas otras., ver anexo 1. Las dimensiones de los aros que se utilizaron comprenden entre las 12, 13 y 14 pulgadas de diámetro y un ancho de cuatro pulgadas hasta seis pulgadas. Los ensayos se practicaron para aros de aluminio, magnesio y acero.

Cabe recalcar que la deformación del aro a enderezarse debe ser considerablemente factible a este proceso, para este caso se estima que la deformación está dentro de un rango de 1 a 4cm, pudiendo diferir un poco más.

Para determinar con certeza el valor de la fuerza crítica necesaria para el enderezado tanto en el sentido radial y axial y en función de dicha fuerza diseñar la máquina se tomó como muestra a un cierto número de aros más representativos los datos experimentales obtenidos se resumen en tablas ver anexos 2 y 3.

Como se observa en la tabla del anexo 2, el máximo valor de la fuerza es de 15 toneladas, en función de la cual diseñaremos la máquina con su estructura y seleccionaremos los dispositivos hidráulicos.

## CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO

### 1.1 Introducción

La "**Máquina oleohidráulica para enderezar los aros de vehículos livianos**" cumple con el principio de la prensa hidráulica, en consecuencia, el método de cálculo está basado en el mismo principio, esta máquina ha sido desarrollada por el Dr. Antonio Luque Varó (IMEC) en el año de 2000 y consta registrada y protegida ante la Oficina Española de Patentes y Marcas, con su correspondiente registro de Modelo de Utilidad. En Europa (Girona) Barcelona-España hay un prototipo único mecánico, sin los procesos de automatización previstos para su construcción en serie.

En los primeros años de la revolución industrial, un mecánico británico llamado Joseph Bramah utilizó el descubrimiento de Pascal para desarrollar una prensa hidráulica. Bramah pensó que si una pequeña fuerza, actuando sobre un área pequeña, crea una fuerza proporcionalmente más grande sobre un área mayor, el único límite a la fuerza que puede ejercer una máquina es el área a la cual se aplica la presión.

La Ley de Pascal, enunciada sencillamente, dice: la presión aplicada en un punto de un líquido contenido en un recipiente se transmite con el mismo valor a cada una de las partes del mismo. Este enunciado, obtenido a partir de observaciones y experimentos por el físico y matemático francés Blas Pascal (1623-1662), se conoce como principio de Pascal. El principio de Pascal puede ser interpretado como una consecuencia de la ecuación fundamental de la hidrostática y del carácter incompresible de los líquidos.

La prensa hidráulica constituye la aplicación fundamental del principio de Pascal, la misma que esta formada por dos cilindros hidráulicos, comunicados por medio de una tubería o conducto conformando un circuito hidráulico cerrado. Se llena de líquido el tubo de conexión, y los dos cilindros, al aplicar una fuerza en el émbolo de menor tamaño la presión que genera se transmite íntegramente en el émbolo mayor, con este dispositivo, si una fuerza pequeña actúa sobre el émbolo menor produce una gran fuerza en el émbolo mayor. La prensa hidráulica tiene una gran variedad de aplicación en la industria para realizar los procesos de embutición, procesos de enderezado, es muy útil

en el mantenimiento de maquinaria pesada, además es utilizada en la industria textil y alimenticia.

A continuación se exponen algunos tipos principales de las prensas hidráulicas:

- Prensa hidráulica vertical
- Prensa hidráulica, horizontal
- Prensa hidráulica para el enderezado
- Prensas hidráulicas para embutición,
- Prensas hidráulicas de doble montante.

En la actualidad éstas máquinas se hacen de estructuras compactas, sin embargo se incrementa el peso de la máquina, por otro lado se ha ido más al control de los procesos de trabajo de las máquinas (automatización), actualmente se aplican tecnologías avanzadas controlando los procesos a través de computadoras haciendo los trabajos precisos y muy eficientes.

Todos los elementos de las estructuras y de las máquinas deben funcionar sin amenaza de rotura o deformación peligrosa de la sección y de la forma bajo la acción de las fuerzas exteriores. Los elementos de las estructuras deben ser no solo resistentes sino también suficientemente rígidos y estables.

Al hacer los cálculos de rigidez, las dimensiones de las piezas se determinan partiendo de la condición de que al ser sometidas a la acción de las cargas de trabajo, las variaciones de su forma y dimensiones dentro de unos límites que no alteren la explotación normal de la estructura. El cálculo de estabilidad debe asegurar la conservación, por el elemento estructura, de la forma normal de equilibrio. El cálculo de estabilidad más frecuente es de las barras sometidas a compresión.

Todos los elementos reales de las estructuras y de las máquinas sometidas a acción de las fuerzas exteriores cambian de forma y dimensiones, es decir, se deforman. La aptitud para deformarse es una de las propiedades principales de todos los sólidos.

## 1.2 Aspectos generales sobre el cálculo estructural

Para el cálculo estructural de los elementos de máquinas es necesario definir algunos parámetros que se describen a continuación.

### 1.2.1 Flexión longitudinal (pandeo)

#### 1.2.1.1 Fuerza crítica y tensión crítica

En el caso de compresión axial de una barra prismática, dentro de los límites de proporcionalidad, la magnitud de la fuerza crítica  $P_{crít}$  se determina por la fórmula de Euler,

$$P_{crít} = \frac{\pi^2 EI}{l_{red}^2} \quad (1.1)$$

siendo:

$E$ , el módulo de elasticidad longitudinal del material de la barra;

$I$ , el momento de inercia mínimo del área bruta  $A$  de la sección transversal de la barra;

$l_{red} = \mu l$ , la longitud reducida libre de la barra (longitud de una barra de apoyos articulados que por su estabilidad es equivalente a la barra de apoyos dados);

$l$ , la longitud real de la barra;

$\mu$ , el coeficiente de la longitud que depende del tipo de sujeción y de la sollicitación de la barra. En la figura 1.1 están representados los casos más simples de compresión de barras y los valores correspondientes del coeficiente  $\mu$ .

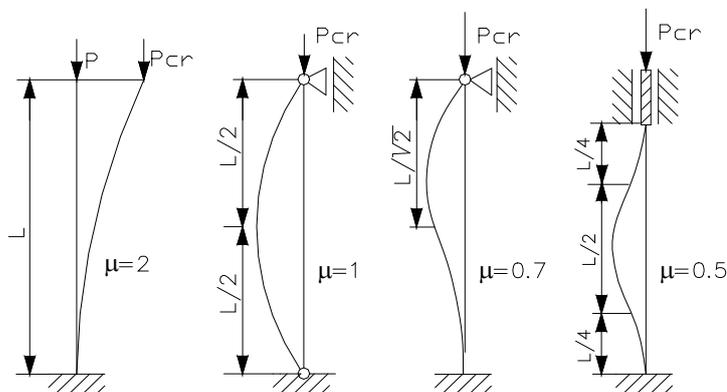


Fig. 1.1 Valores de  $\mu$

La tensión crítica se determina [9] por la fórmula:

$$\sigma_{crit} = \frac{P_{crit}}{A} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \quad (1.2)$$

siendo:

$\lambda = \frac{l_{red}}{i}$  la flexibilidad de la barra (magnitud adimensional que caracteriza la propensión de la barra al pandeo).

$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ , el radio de giro mínimo del área  $A$  de la sección transversal de la barra.

Puesto que la tensión crítica  $\sigma_{crit}$  no debe superar el límite de proporcionalidad del material de la barra  $\sigma_{prop}$ , la magnitud de la flexibilidad  $\lambda$  que permite aplicar las fórmulas 1.1 y 1.2 se establecerá de la desigualdad,

$$\lambda \geq \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{prop}}} \quad (1.3)$$

Por ejemplo, para el acero Rst 37-2,  $\lambda \geq 100$ , para el acero St-50-2,  $\lambda \geq 85$  para el hierro fundido,  $\lambda \geq 80$  y para la madera,  $\lambda \geq 70$ , etc.

Si la flexión longitudinal de la barra surge solamente fuera del límite de proporcionalidad del material, entonces la tensión crítica se obtendrá [9] por la fórmula empírica de Yasinski,

$$\sigma_{crit} = a - b\lambda + c\lambda^2, \quad (1.4)$$

siendo  $a$ ,  $b$  y  $c$  coeficientes empíricos que dependen del material y se miden en las mismas unidades que la tensión.

Para el acero, Rst 37-2,  $a = 3100 \text{ kg/cm}^2$ ,  $b = 10,14 \text{ kg/cm}^2$ ,  $c = 0$

Para el acero St-50-2,  $a = 4640 \text{ kg/cm}^2$ ,  $b = 30,62 \text{ kg/cm}^2$ ,  $c = 0$

Para el hierro fundido,  $a = 7760 \text{ kg/cm}^2$ ,  $b = 120 \text{ kg/cm}^2$ ,  $c = 0,53 \text{ kg/cm}^2$

Para la madera,  $a = 293 \text{ kg/cm}^2$ ,  $b = 1,94 \text{ kg/cm}^2$ ,  $c = 0$ .

### 1.2.1.2 Cálculo de la estabilidad de barras comprimidas

Al calcular las barras comprimidas [9] debe satisfacerse no sólo la condición de resistencia, sino también la condición de estabilidad,

$$P \leq \frac{P_{crit}}{[n_{est}]} \quad (1.5)$$

$$\sigma = \frac{P}{A} \leq [\sigma_{est}] \quad (1.6)$$

En las ecuaciones 1.5 y 1.6,  $P_{crit}$  es la fuerza crítica obtenida en función de la flexibilidad de la fórmula 1.1 o por 1.4, es decir, por la expresión

$$P_{crit} = \sigma_{crit} A = (a - b\lambda + c\lambda^2) A;$$

$$[\sigma_{est}] = \frac{P_{crit}}{[n_{est}]}, \text{ es la tensión admisible a la estabilidad}$$

$n_{est}$ , es el coeficiente de seguridad admisible a la estabilidad

El coeficiente de seguridad es siempre algo mayor que el coeficiente de seguridad básico, puesto que al calcular la estabilidad de las barras comprimidas axialmente resulta conveniente considerar factores complementarios que son inevitables en la práctica y que contribuyen al pandeo.

La excentricidad y la curvatura inicial, cuando son grandes, se consideran especialmente en el cálculo, pero cuando son pequeñas no pueden ser calculadas y dependen de la flexibilidad de la barra y se consideran introduciendo un coeficiente de seguridad complementario, es decir por el aumento indicado del coeficiente de seguridad a la estabilidad, se admite para el acero  $[n_{est}] = 1.8 - 3$ ; para el hierro fundido,  $[n_{est}] = 5 - 5.5$  y para la madera,  $[n_{est}] = 2.8 - 3.2$

La razón  $\frac{[\sigma_{est}]}{[\sigma_{com}]} = \varphi$  se denomina coeficiente de reducción de la tensión admisible

en el pandeo o coeficiente de pandeo

La dependencia de  $\varphi$  de  $\lambda$  para algunos materiales se da en forma de tablas, (Anexo 4).

El cálculo de la estabilidad [9] puede ser realizado en dos variantes (métodos)

1. Por el coeficiente admisible de seguridad a la estabilidad dado  $[n_{est}]$ .
2. Mediante la tabla de los coeficientes de reducción de las tensiones admisibles  $\varphi$  ( $\lambda$ ).

El primer método no es del todo exacto, pues hablando con rigor, el coeficiente de seguridad a la estabilidad no puede ser fijo previamente con exactitud, ya que depende de la flexibilidad de la barra. Este método se emplea en los cálculos de comprobación aproximados, así como en los casos cuando no existen las tablas y gráficos de  $\varphi$  ( $\lambda$ ). (por ejemplo, en el caso de materiales nuevos o de empleo de barras de flexibilidad superior a la que se recomienda).

El segundo método se emplea universalmente, y es el método fundamental de cálculo de estabilidad de barras. El cálculo en este caso [9] se realiza partiendo de la ecuación siguiente:

$$\sigma = \frac{P}{A} \leq \varphi [\sigma_{com}] \quad (1.7)$$

empleando solamente las tablas de los coeficientes  $\varphi$  sin recurrir ni a la fórmula de Euler, ni a la empírica de Yasinski.

## 1.2.2 Tracción y Compresión

### 1.2.2.1 Barra cargada axialmente

Probablemente, el caso más sencillo que se puede considerar para empezar es el de una barra metálica inicialmente recta, de sección constante, sometida entre sus extremos a dos fuerzas colineales dirigidas en sentidos opuestos y que actúan en el centro de las secciones. Para que haya equilibrio estático, las magnitudes de las fuerzas deben ser iguales. Si están dirigidas en sentido de alejarse de la barra, se dice que ésta sometida a tracción, mientras que si actúan hacia la barra, existe un estado de compresión en la Fig.1.2 están representados los dos casos.

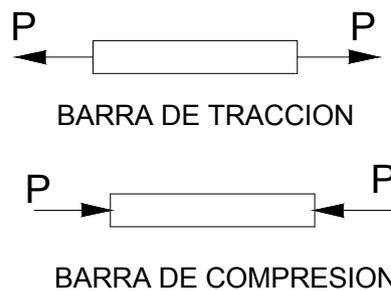


Fig. 1.2 Barra cargada axialmente a tracción y compresión.

### 1.2.2.2 Ley de Hooke

Cuando se aumenta gradualmente la carga axial por incrementos de carga, se mide el alargamiento de la longitud patrón para cada incremento, continuando de este modo hasta que se produce la rotura de la probeta. Conociendo el área original de la sección transversal de la probeta puede obtenerse la *tensión normal*, representada por  $\sigma$ . Por tanto se puede [9] escribir

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1.8)$$

donde:

$\sigma$  = tensión normal; en kgf. /cm<sup>2</sup>

$P$  = representa la carga axial; en kgf.

$A$  = el área primitiva de la sección transversal; en cm<sup>2</sup>.

### 1.2.3 Esfuerzo Cortante

Definición de esfuerzo cortante.- Si se hace pasar un plano a través de un cuerpo, una fuerza que actúa a lo largo del plano se llama esfuerzo cortante, se representa por  $T$ .

#### 1.2.3.1 Definición de Tensión Cortante

El esfuerzo cortante, dividido por la superficie sobre la que actúa, se llama tensión cortante [9] se representa por  $\tau$ . Por lo tanto,

$$\tau = \frac{T}{A} \quad (1.9)$$

donde:

$\tau$  = tensión cortante; en kgf/cm<sup>2</sup>

$T$  = esfuerzo cortante; en kgf.

$A$  = área de la sección transversal; en cm<sup>2</sup>

### 1.2.3.2 Comparación de las Tensiones cortante y normal

Considerando una barra cortada por un plano a-a perpendicular a su eje, como se ve en la figura 1.3 adjunta. Una tensión normal  $\sigma$  es perpendicular a este plano, una tensión cortante es la que actúa a lo largo del plano, como la  $\tau$  indicada. Por tanto, la diferencia entre las tensiones normales y cortantes es la dirección.



Fig.1.3 Tensiones cortante y momento flector.

## 1.2.4 Esfuerzo Cortante y Momento Flector

### 1.2.4.1 Definición de viga

Una barra sometida a fuerzas o pares situados en un plano que contiene a su eje longitudinal se llama viga. Se supone que las fuerzas actúan perpendicularmente a dicho eje longitudinal.

### 1.2.4.2 Viga simplemente apoyada

Una viga que está apoyada libremente en los dos extremos se llama viga simplemente apoyada. Este término implica que los apoyos extremos son capaces de ejercer sobre la barra solamente fuerzas y no momentos. Por tanto no existe impedimento al giro de los extremos de la barra en los apoyos cuando flexa bajo las cargas. En la Fig.1.4 se representan una viga simplemente apoyada.

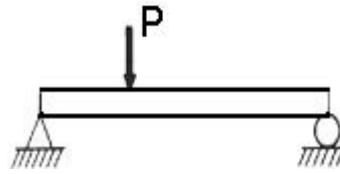


Fig. 1.4 Viga simplemente apoyada

### 1.2.4.3 Tipos de cargas

Las cargas comúnmente aplicadas a una viga pueden consistir en fuerzas aisladas (aplicadas en un punto), cargas uniformemente repartidas, o cargas variables uniformemente. Una viga puede estar cargada también por un par aplicado a ella. La magnitud del par se puede expresar en kg.m o kg.cm.

### 1.2.4.4 Ecuaciones de Cortante y Momento flector

Generalmente es conveniente introducir un sistema coordenado a lo largo de la viga con origen en un extremo de la misma. Es conveniente conocer el esfuerzo cortante y momento flector en todas las secciones de la viga, para lo cual se escriben dos ecuaciones, una que da el esfuerzo cortante  $T$  en función de la distancia,  $x$ , a un extremo de ella, y a otra que da el momento flector  $M$  en función de  $x$ .

### 1.2.4.5 Diagramas del Esfuerzo cortante y el Momento flector

La representación gráfica de estas ecuaciones en  $T$  y  $m$  se conoce como diagrama del esfuerzo cortante y del momento flector, respectivamente. En estos gráficos, las abscisas (horizontales) indican la posición de la sección a lo largo de la viga y las ordenadas (verticales) representan los valores del esfuerzo cortante y el momento flector, respectivamente. Los diagramas de fuerza cortante y momento flector suelen colocarse debajo del diagrama de cargas.

### 1.2.5 Tensiones normales y cálculo de la sección transversal de la viga

Las tensiones normales en un punto cualquiera de la sección transversal de la viga en la flexión se determinan [9] por la fórmula:

$$\sigma = \frac{My}{I}, \quad (1.10)$$

siendo:

$\sigma$  = tensión normal; en kgf /cm<sup>2</sup>

$M$  = el momento flector en la sección transversal en cuestión; en kgf.cm.

$I$  = el momento de inercia del área de esta sección respecto al eje neutral; en cm<sup>4</sup>

$y$  = la coordenada del punto en cuestión de la sección hasta el eje neutral; en cm.

Las tensiones normales máximas de tracción y compresión en la sección transversal dada de la viga aparecen en los puntos más alejados del eje neutral.

Se obtienen por las fórmulas,

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{My_1}{I}, \quad (1.11)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \frac{My_2}{I}, \quad (1.12)$$

siendo  $y_1$  e  $y_2$  las distancias de las fibras traccionadas o comprimidas más alejadas, al eje neutral.

En el caso de las vigas cuyo material se resiste igual a la tracción que a la compresión, es decir, cuando  $[\sigma_{trac}] = [\sigma_{com}] = [\sigma]$ , las dimensiones necesarias de la sección transversal de las vigas en el caso de la flexión se calculan por las tensiones normales que se desarrollan en los puntos más alejados del eje neutral.

La forma de cálculo de la flexión para determinar la sección se escribe en la forma siguiente:

$$W = \frac{M_{m\acute{a}x}}{[\sigma]}, \quad (1.13)$$

siendo  $W = \frac{I}{y_{m\acute{a}x}}$ , el módulo de resistencia mínimo de la sección transversal de la viga

respecto al eje neutral;

$|y_{m\acute{a}x}|$ , la distancia hasta la fibra más alejada del eje neutral;

$M_{m\acute{a}x}$ , el momento flector máximo en valor absoluto;

$[\sigma]$ , la tensi3n admisible del material de la viga a la flexi3n.

El error en la igualdad 1.13 no deberá superar el  $\pm 5\%$ . Al calcular la secci3n de las vigas laminadas, se admiten errores mayores, si conducen 3stos al aumento de la reserva de resistencia. En el caso de las vigas de diferente resistencia a la tracci3n y a la compresi3n; las f3rmulas de cculo de la flexi3n para determinar las secciones tendrán el aspecto

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_1 y_1}{I} \leq [\sigma_{trac}], \quad (1.14)$$

$$|\sigma_{min}| = \left| \frac{M_2 y_2}{I} \right| \leq [\sigma_{com}], \quad (1.15)$$

donde  $M_1$  y  $M_2$  son los mayores en valor absoluto momentos flectores en las secciones peligrosas respectivamente para las fibras traccionadas y comprimidas;

$[\sigma_{trac}]$  y  $[\sigma_{com}]$ , las tensiones admisibles para el material de la viga respectivamente a la tracci3n y a la compresi3n.

Las f3rmulas 1.14 y 1.15 pueden ser escritas en la forma

$$W_1 = \frac{M_1}{\sigma_{trac}}, \quad W_2 = \frac{M_2}{[\sigma_{com}]},$$

donde  $W_1 = \frac{I}{y_1}$  y  $W_2 = \frac{I}{y_2}$  son los m3dulos de resistencia axiales (ecuatoriales) de la secci3n transversal de la viga (o los m3dulos de la secci3n transversal de la viga a la flexi3n) respectivamente al calcular las tensiones en las fibras traccionada y comprimida.

## **1.3 Fundamentos Oleohidráulicos**

### **1.3.1 Introducción**

Las máquinas oleohidráulicas reúnen las ventajas de las prensas mecánicas, es decir alta velocidad de trabajo y autonomía. El nombre correcto es oleohidráulica al ser el aceite el fluido que generalmente circula por las tuberías (en el lenguaje práctico se nombra como hidráulica), su definición sería: “La técnica hidráulica tiene por objeto el estudio de las leyes de equilibrio y movimiento del aceite hidráulico con miras a su aplicación práctica”. El componente de entrada se llama bomba; el de salida se denomina actuador. El actuador puede ser lineal (cilindro), o rotativo (motor).

### **1.3.2 Descripción y elementos que componen los cilindros hidráulicos**

Los cilindros hidráulicos constan de un cuerpo, un cabezal posterior y otro anterior que presenta un agujero para permitir que el vástago se deslice a través del cabezal anterior. La parte móvil del cilindro consta del émbolo y el vástago que transmite la posición del émbolo al exterior. La cámara posterior no presenta problemas, pero en la anterior existe el agujero de salida de vástago, por lo que ésta debe equiparse con las correspondientes juntas. Se basan: «En que toda presión aplicada sobre un aceite contenido en un recipiente rígido y cerrado se transmite uniformemente en todas direcciones». En una palabra, los cilindros hidráulicos son los brazos de los sistemas hidráulicos.

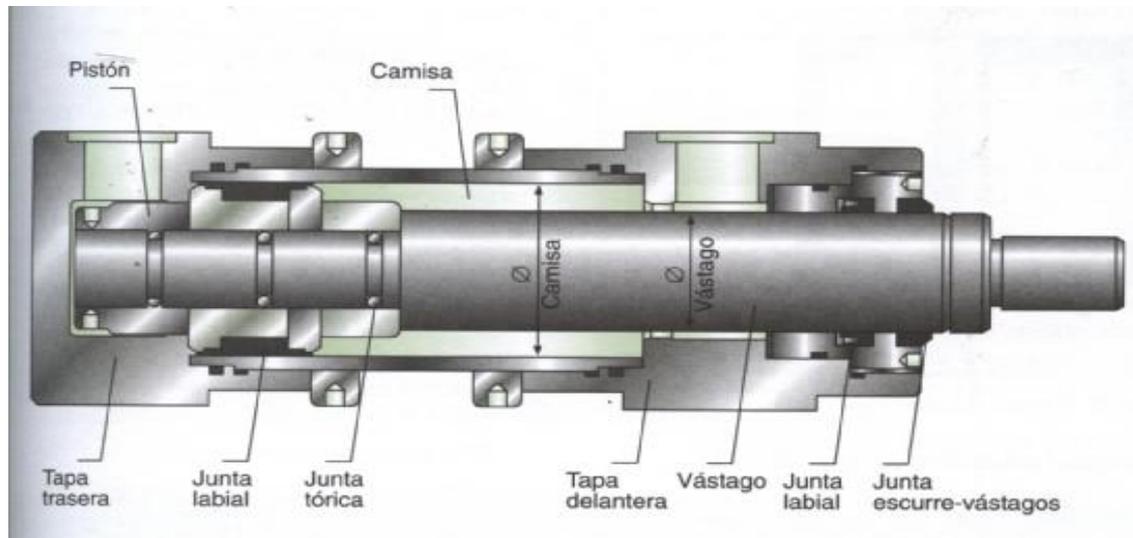
### **1.3.3 Partes de un cilindro hidráulico**

Las principales partes de un cilindro hidráulico (ver figura 1.5) se describen a continuación:

1. *Camisa o tubo.* Es un acero estirado sin soldaduras rectificadas y lapeadas  $12 \mu$ .
2. *Vástagos.* Pueden ser normales o reforzados, son de acero cromado y rectificado de gran precisión. Normalmente roscadas al final.
3. *Tapas.* Son de acero soldadas, atornilladas o roscadas.
4. *Pistón o émbolo.* Se fabrican de aleaciones de aluminio, aceros o fundiciones al cromo-níquel.

5. *Bocas de aceite.* Por donde entra y sale el aceite.

6. *Amortiguación fin de carrera.* Para frenar al pistón y que no golpee en las tapas.



**Fig. 1.5 Cilindro Hidráulico**

7. *Evacuación de fugas de aire.* En los cilindros de simple efecto.

8. *Empaquetaduras y retenes.* Para estanqueidad de los vástagos (guarniciones metálicas de alma de caucho, metal blanco-plomo, caucho sintético retenes con labio sellado cargado con un muelle, retén acopado.)

9. *juntas metálicas.* Para estanqueidad entre el pistón y la camisa. Cuero embutido, segmentos, doble segmento en una sola pieza, juntas metálicas expansivas y juntas labiales.

#### **1.3.4 Cilindros de simple acción o simple efecto**

En los cilindros de simple efecto Fig.1.6 el líquido penetra por el extremo de la caja y empuja el émbolo junto con el vástago en un sentido. El retorno del émbolo a su posición original se produce por la acción de un resorte, saliendo el líquido por el mismo conducto por donde entró. El aceite a presión actúa sólo por una cara, haciendo que el pistón y su vástago salgan por la acción del aceite, por el otro lado del pistón no hay aceite, sólo aire que entra y sale por un orificio de respiración, tapado por un filtro poroso.

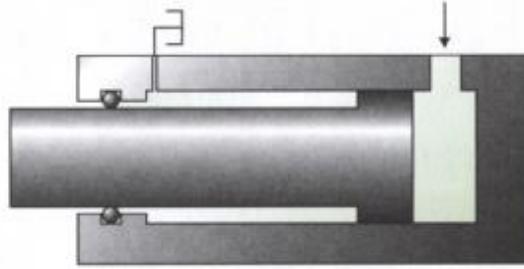


Fig. 1.6 Cilindros de simple efecto.

### 1.3.5 Fuerza hidráulica en un cilindro

La función de los cilindros hidráulicos es realizar movimientos rectilíneos de translación y transmitir fuerzas. Esta fuerza es constante desde el inicio hasta el final de la carrera. Según la versión, el cilindro puede realizar fuerzas de tracción y/o de compresión

$$F = p \times A_{ef} \quad (1.16)$$

donde:

$F$  = Fuerza del cilindro; en kgf

$p$  = presión interna del cilindro; en kgf/cm<sup>2</sup>

$A_{ef}$  = superficie efectiva del cilindro; en cm<sup>2</sup>

### 1.3.6 Velocidad de un cilindro

Es el movimiento que se da al vástago en avance o retroceso en una unidad de tiempo, se expresa [10] por la siguiente ecuación.

$$v = \frac{10 \times Q}{S} \quad (1.17)$$

donde:

$v$  = Velocidad; en metros/minuto.

$Q$  = Caudal; en litros/minuto.

$S$  = Sección del cilindro; en cm<sup>2</sup>.

### 1.3.7 Espesor o grosor de pared de una camisa (cilindro)

Una vez determinado el diámetro interior del conducto debe elegirse su grosor y su material.

El grosor del tubo es función de la presión de trabajo y del diámetro del mismo se expresa [6] por la siguiente ecuación.

$$t = \frac{Di}{2} \left( \sqrt{\frac{3\sigma + p}{3\sigma - 4p}} - 1 \right) \quad (1.18)$$

donde,

$t$  = espesor de pared; en cm.

$Di$  = diámetro interior del cilindro; en cm.

$p$  = presión; en  $\text{kgf/cm}^2$

$\sigma$  = tensión de tracción en;  $\text{kgf/cm}^2$ .

El tubo de acero hidráulico para cilindros debe ser de precisión, con acabado superficial interior lo más fino posible (del orden del lapeado) o bien tubo especialmente fabricado que ya no requiere mecanización posterior. El émbolo es de acero o fundición, según los casos.

El vástago es de acero cromado duro, para protegerlo de los ataques ambientales y lograr un acabado lo más fino posible.

### 1.3.8 Carreras normalizadas de los cilindros

En la Tabla 1.1 se observa la carrera normalizada de 25 a 2.000 mm. Carreras izadas en los cilindros.

**Tabla 1.1 Carreras normalizadas de 25 a 2.000 mm.**

S	25	50	80	100	125	160	200	250	300
mm	400	500	600	800	1000	1250	1500	2000	

### 1.3.9 Bombas manuales

Las bombas hidráulicas manuales siempre son de pistones, de simple o doble efecto, el suministro de la bomba manual de simple efecto se reduce hasta un nivel predeterminado con el fin de disminuir el esfuerzo necesario para la máxima presión. El cambio tiene lugar, normalmente, para un esfuerzo máximo del orden de 65 kgf.

Normalmente la entrada de una bomba está cargada con aceite, debido a la diferencia de presiones entre el depósito y la entrada de la bomba. Generalmente la presión en el depósito es la presión atmosférica, que es de  $1,03 \text{ kp/cm}^2$ . Es, pues necesario tener un vacío parcial o una presión reducida a la entrada de la bomba, para que ésta pueda aspirar aceite. Situación típica de una *bomba manual*, que es simplemente un pistón recíproco. En la carrera de aspiración, el pistón crea un vacío parcial en la cámara de bombeo. La presión atmosférica en el depósito impulsa al aceite hacia la cámara para llenar el vacío.

Entre otros métodos que proporcionan un funcionamiento en dos etapas se incluyen ciertos sistemas mecánicos de variación del brazo de la palanca, o sea, de carrera de la bomba y el uso de dos cilindros distintos, una de los cuales da un elevado suministro, desde presiones bajas hasta las moderadas, y el otro un suministro escaso a esta presión. El cambio tiene lugar, por descargue de cilindro de baja presión, manual o mecánicamente.

### 1.3.10 Depósitos

El depósito o tanque es un elemento normal en la mayoría de circuitos hidráulicos, sirve para almacenar el fluido. También sirve para la función de llenado y actúa como cámara de expansión que acepta los cambios de volumen del fluido en el circuito principal, debidos al desequilibrio volumétrico de los cilindros y/o a la contracción o expansión térmicas del fluido. Otras funciones secundarias son: la eliminación del aire disuelto en el sistema, la sedimentación de los contaminantes y la disipación del calor del fluido. No obstante, éstas son funciones incompletas, ya que el depósito, por sí solo, no resulta totalmente eficaz en estas tareas secundarias. El diseño de los depósitos raras veces está normalizado. Incluso las dimensiones (volumen) se toman arbitrariamente. En general, en su diseño se acomodan a lo aceptado por la

práctica, por lo cual a veces forman parte de la propia estructura de la máquina, y otras constituyen depósitos independientes o son solidarios de la bomba.

### **1.3.11 Clases de válvulas**

Para facilitar su descripción, clasificaremos las válvulas en dos grupos principales:

1. válvulas de control de flujo,
2. válvulas de control de presión.

Esta clasificación no es completa, ya que se basa solamente en la función o en el servicio. La clasificación por la forma de accionamiento sería:

- a) manual
- b) mecánico
- c) pilotado
- d) por solenoide (electrohidráulicas).

### **1.3.12 Fluidos hidráulicos**

Se dividen en dos grupos:

1. Aceite hidráulico.
2. Líquidos inflamables.

Los aceites hidráulicos cumplen dos requisitos en las máquinas:

- Transmiten energía.
- Lubrican los aparatos hidráulicos.

Los aceites hidráulicos son aceites minerales refinados. Se calcula que un 70% de las averías se derivan del empleo de aceites inadecuados o sucios. Otras misiones de los aceites hidráulicos son: protección contra la oxidación y corrosión, no hacer espuma, separar el agua del aceite y conservar su viscosidad dentro de un margen de temperaturas.

*La elección de un aceite hidráulico se hace en función de:*

- Tipo de circuito.
- Temperatura ambiente.
- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Tipo de bomba.

## CAPITULO II. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE

### 2.1 Cálculo de los elementos que componen la estructura

#### 2.1.1 Cálculo de la viga superior

Para el análisis de la viga superior que estará conformada por dos planchas paralelas entre si, con una longitud de 90 cm., se harán las siguientes consideraciones: la fuerza P actúa en el centro de la viga, por lo que aparecerán las reacciones 1 y 2 respectivamente como se aprecia en el diagrama de fuerza libre de la Fig.2.1

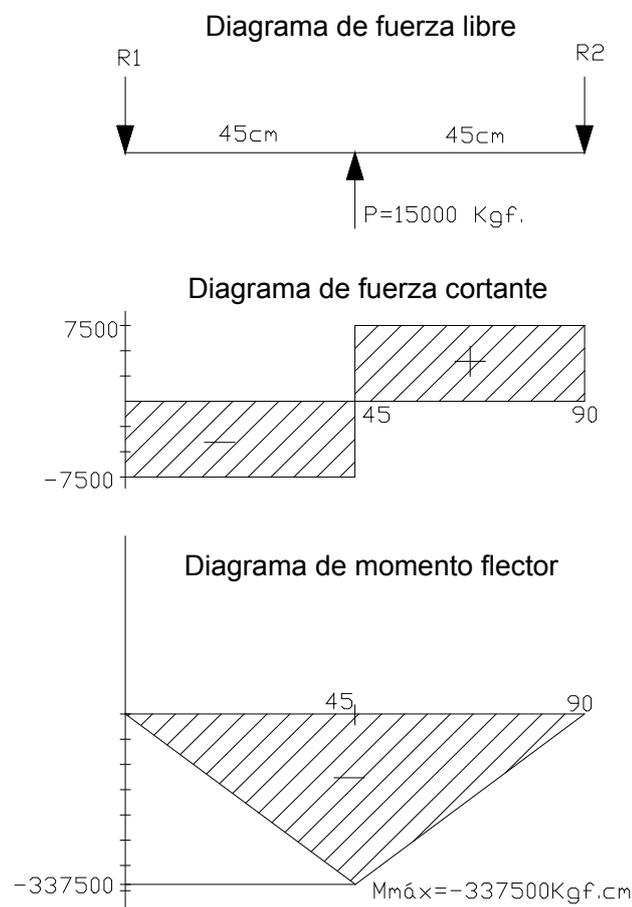


Fig. 2.1 Diagramas de fuerza libre, fuerza cortante y diagrama de momento flector.

##### 2.1.1.1 Cálculo de las reacciones

Se aplicarán las ecuaciones de la estática para determinar el valor de las reacciones de apoyo, particularmente suma de momentos en el punto extremo izquierdo (en la reacción 1) y suma de fuerzas en el eje vertical:

$$\curvearrowright \Sigma M_1 = 0$$

$$R_2(90) - P(45) = 0$$

$$R_2(90) - 15000(45) = 0$$

$$R_2 = \frac{15000(45)}{90} = 7500 \text{Kgf.}$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$-R_1 + P - R_2 = 0$$

$$R_1 - P + R_2 = 0$$

$$R_1 = P - R_2$$

$$R_1 = 15000 \text{Kgf} - 7500 \text{gf} = 7500 \text{kgf}$$

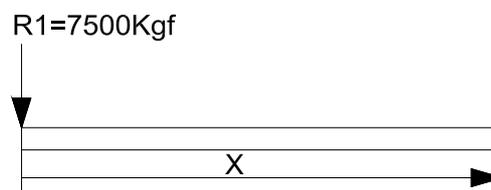
### 2.1.1.2 Determinación de los valores de momentos flectores y fuerza cortante de la viga superior

Para la determinación de la fuerza cortante y el momento flector se analiza la viga haciendo cortes, cuando  $0 \leq x \leq 45$  y cuando  $45 \leq x \leq 90$ , como se aprecia en las Fig. 2.2 y 2.3 respectivamente.

Teniendo en cuenta las expresiones de fuerza cortante “V” y momento flector “M” se tiene:

*Cuando:*

$$0 \leq x \leq 45$$



**Fig. 2.2** corte para  $0 \leq x \leq 45$

$$V = -15000 \text{Kgf}$$

$$M = -15000 X$$

Cuando:

$$45 \leq x \leq 90$$

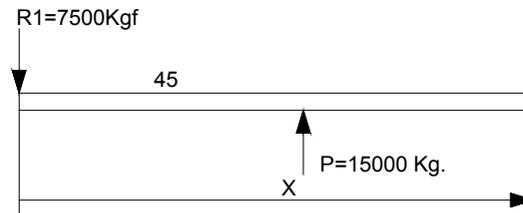


Fig. 2.3 corte para  $45 \leq x \leq 90$

$$V = -R_1 + P$$

$$M = -R_1 X + P(X - 45)$$

Remplazando los valores se tiene:

$$V = -7500 + 15000 = 7500 \text{ Kgf}$$

$$M = -7500X + 15000(X - 45)$$

Luego:

Para  $0 \leq x \leq 45$

$$V = -7500 \text{ Kgf} \begin{cases} X = 0 \Rightarrow V = -7500 \text{ Kgf} \\ X = 45 \Rightarrow V = -7500 \text{ Kgf} \end{cases}$$

$$M = -7500X \begin{cases} X = 0 \Rightarrow M = 0 \\ X = 45 \Rightarrow M = -337500 \text{ Kgf} \cdot \text{cm} \end{cases}$$

Para  $45 \leq x \leq 90$

$$V = 7500 \text{ Kgf} \begin{cases} X = 45 \Rightarrow V = 7500 \text{ Kgf} \\ X = 90 \Rightarrow V = 7500 \text{ Kgf} \end{cases}$$

$$M = -7500X + 15000(X - 45) \begin{cases} X = 45 \Rightarrow M = -337500 \text{ Kgf} \cdot \text{cm} \\ X = 90 \Rightarrow M = 0 \text{ Kgf} \cdot \text{cm} \end{cases}$$

$$M_{\text{máx}} = -337500 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

### 2.1.1.3 Cálculo del módulo resistente rectangular de la viga superior

Para encontrar el valor del módulo resistente rectangular se parte de las siguientes ecuaciones.

$$W_x = \frac{I}{c} \quad \text{ó} \quad W_x = \frac{I}{h} \quad (2.1)$$

donde:

$W_x$  = Módulo resistente rectangular

$I$  = Momento de inercia.

$c, h$  = distancia más alejada del eje neutro.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} \cdot c}{I} \quad (2.2)$$

donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$  = Máximo esfuerzo flector.

$M_{m\acute{a}x}$  = Máximo momento flector

Sustituyendo la ecuación 2.1 en 2.2 se obtiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} \quad (2.3)$$

El máximo esfuerzo flector tiene que cumplir con la condición de resistencia siguiente:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq [\sigma_{adm}] \left( \frac{kgf}{cm^2} \right) \quad (2.4)$$

Entonces igualando 2.3 y 2.4 se tiene:

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} \leq [\sigma_{adm}] \left( \frac{kgf}{cm^2} \right) \quad (2.5)$$

Despejando  $W_x$  de la ecuación 2.5 se obtiene:

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma_{adm}]} [cm^3] \quad (2.6)$$

donde:

$$[\sigma_{adm}] \left[ \frac{kgf}{cm^2} \right] = \text{tensión admisible del material.}$$

Para el cálculo de la viga superior se utiliza un acero de construcción corriente, un acero según normas DIN St. 37 ver anexo 7 equivalente a un acero bajo en carbono AISI 1010, la tensión admisible es  $\sigma_{adm} = 1400 kgf/cm^2$ , considerando un coeficiente [17] de seguridad necesario para garantizar la resistencia  $\eta = 2.3$

Entonces: utilizando la ecuación 2.6 y reemplazando valores se tiene:

$$W_x \geq \frac{337500 kgf \cdot cm}{\left[ 1400 \frac{kgf}{cm^2} \right]}$$

$$W_x \geq 241.07 cm^3$$

#### 2.1.1.4 Cálculo de la altura de las planchas que conforman la viga superior

Para el cálculo de la viga superior se utiliza el teorema [3] de los ejes paralelos o de Steiner ecuación 2.7, como se aprecia en la Fig. 2.4

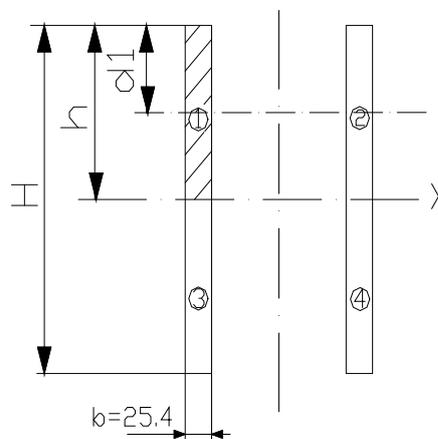


Fig. 2.4 Aplicación del teorema de los ejes paralelos (Steiner)

Por simetría se analiza una parte de la viga rectangular con una base “b” y con una altura “h” a calcularse. El espesor de la plancha “b” a utilizarse es de 1 pulgada (25.4 mm).

Entonces el teorema de los ejes paralelos o de Steiner se expresa [3] por la siguiente fórmula:

$$I_{1x} = \bar{I}_x + Ad_1^2 \quad (2.7)$$

donde:

$I_{1x}$  = Momento de inercia según el teorema de ejes paralelos (Steiner); en  $\text{cm}^4$

$\bar{I}_x$  = Momento de inercia para el rectángulo; en  $\text{cm}^4$

$A$  = Área de la sección rectangular; en  $\text{cm}^2$

$d_1$  = distancia centroidal; en cm.

Analizando desde otro punto vista por simetría se considera que:

$$I_{XT} = 4I_{1x} \quad (2.8)$$

siendo:

$I_{XT}$  = Momento de inercia total

Según la ecuación 2.1 se puede decir que:

$$W_x = \frac{I_{XT}}{h} \text{ y como } W_x \geq 241.07 \text{ cm}^3$$

Entonces para este caso se puede igualar ambas expresiones y se obtiene:

$$\frac{I_{XT}}{h} \geq 241.07 \text{ cm}^3 \quad (2.9)$$

Por otro lado sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 2.7 se tiene:

$$I_{1x} = \frac{bh^3}{12} + 25.4h \left( \frac{h}{2} \right)^2$$

$$I_{1x} = \frac{25.4h^3}{12} + 25.4 \frac{h^3}{4}$$

$$I_{1x} = \frac{25.4}{12}h^3 + \frac{25.4}{4}h^3$$

$$I_{1x} = (2.12 + 6.35)h^3$$

$$I_{1x} = (8.47)h^3 \tag{2.10}$$

Entonces reemplazando la ecuación 2.10 en 2.8 se obtiene

$$I_{XT} = 4I_{1X} = 4(8.47)h^3 = 33.88h^3 \tag{2.11}$$

Este valor obtenido en 2.11 se sustituye en 2.9 y se establece que:

$$\frac{33.88h^3}{h} \geq 241.07 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$33.88h^2 \geq 241070$$

Luego despejando  $h$  que es la mitad de la altura de la viga buscada se tiene:

$$h^2 \geq \frac{241070}{33.88}$$

$$h \geq \sqrt{\frac{241070}{33.88}} \geq 84.75 \approx 85 \text{ mm}$$

La altura total  $H$  de las planchas que conforman la viga superior será:

$$H = \text{Altura de la viga} = 2h = 2 \times 85 \text{ mm} = 170 \text{ mm} = 17 \text{ cm} .$$

Entonces para la conformación de la viga superior se utiliza dos planchas de acero St 37 cuyas dimensiones son 90 cm. de largo por 17 cm. de altura y un espesor de 2,54cm.

### 2.1.2 Cálculo del diámetro de los pernos de sujeción de la viga superior

El diámetro de los cuatro pernos que se requiere utilizar para la sujeción de la viga superior con la estructura se determina en función a la carga “ $R_1$ ” del diagrama de fuerza libre de la Fig.2.1 repartida entre cuatro reacciones “ $R_p$ ” provocadas en cada perno como se muestra en la Fig. 2.5.

Como la reacción “ $R_1$ ” es igual “ $R_2$ ” en el diagrama de fuerza libre de la Fig. 2.1, se establece que, el diámetro de los pernos calculados en el extremo izquierdo de la viga superior serán iguales a los del extremo derecho.

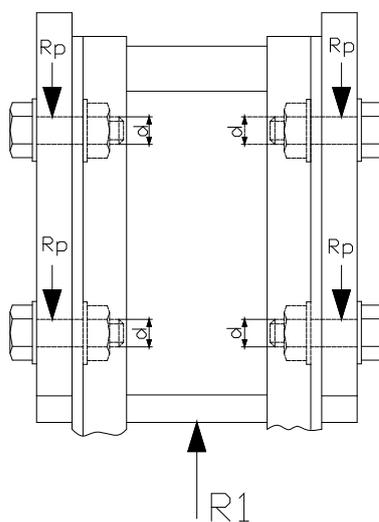


Fig. 2.5 Reacciones de los pernos provocadas por la reacción izquierda  $R_1$  de la viga superior

Entonces según el análisis de reacciones Fig. 2.5 se tiene que:

$$R_1 = 4R_p \quad (2.12)$$

siendo:

$R_1$  = Reacción izquierda de la viga superior igual a 7500kgf, que actúa sobre los cuatro pernos como se aprecia en la Fig.2.5

$R_p$  = Reacción en cada perno.

Despejando  $R_p$  de la ecuación 2.12 se tiene:

$$R_p = \frac{R_1}{4} \quad (2.13)$$

Sustituyendo este valor de  $R_l$  en 2.13 se obtiene:

$$R_p = 1875 \text{ kgf}$$

Mediante la fórmula de tensión cortante [11] que se expresa a continuación se determina el área de la sección transversal de los pernos.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2.14)$$

donde:

$\tau$  = tensión cortante; en kgf/cm<sup>2</sup>

$F$  = fuerza a prueba; en kgf

$A$  = área de la sección transversal; en cm<sup>2</sup>

Para determinar el área de la sección transversal se emplea la siguiente expresión:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} \quad (2.15)$$

donde:

$d$  = diámetro de la sección transversal; en cm.

Sustituyendo 2.15 en 2.14 se obtiene:

$$\text{para este caso } \tau = \frac{4R_p}{\pi \times d^2} \quad (2.16)$$

La tensión a cortante debe ser menor o igual que la tensión admisible, la cual se expresa [11] por la desigualdad siguiente:

$$\tau \leq [\tau_{adm}] \quad (2.17)$$

donde:

$[\tau_{adm}]$  = tensión cortante admisible; en kgf/cm<sup>2</sup>.

Para el cálculo de los pernos se utiliza un acero según normas DIN C35 ver anexo7 equivalente a un acero AISI 1035. La tensión admisible a cortante es:

$$[\tau_{adm}] = 1500 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Igualando las ecuaciones 2.16 y 2.17 se tiene:

$$\frac{4R_p}{\pi \times d^2} \leq [\tau_{adm}] \quad (2.18)$$

Despejando  $d$  en la ecuación 2.18 se obtiene:

$$d \geq \sqrt{\frac{4R_p}{\pi[\tau_{adm}]}} \quad (2.19)$$

Sustituyendo el resultado de  $R_p$  y  $\tau_{adm}$  en la ecuación 2.19 se obtiene:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 1875 \text{ Kgf}}{\pi(1500 \text{ Kgf} / \text{cm}^2)}} \geq 1.26 \text{ cm}$$

Se selecciona pernos normalizados con un diámetro M 14 x 1.25

### 2.1.3 Análisis y cálculo del eje principal

El eje principal permite sujetar el aro para realizar la operación de enderezado radial, para el análisis se considera como una viga simplemente apoyada.

El punto más crítico de trabajo se establece como se aprecia en el diagrama de cargas de la figura 2.6, la fuerza P para este caso actuará en el extremo derecho a 34 cm. del punto de origen, “o” la reacción “R<sub>1</sub>” a su extremo izquierdo y la reacción “R<sub>2</sub>” a 16 cm. del origen “o”.

Aplicando el Software “Mecasoft” para la resolución de la viga Fig. 2.6, despreciando además el peso de la misma se obtienen los siguientes resultados:

$$R_1 = -16880 \text{ Kgf}$$

$$R_2 = 31880 \text{ kgf}$$

El esfuerzo cortante es:

$$V = -16880 \text{Kgf}$$

El momento flector máximo será:

$$Mf_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = -267750 \text{ kgf.cm.}$$

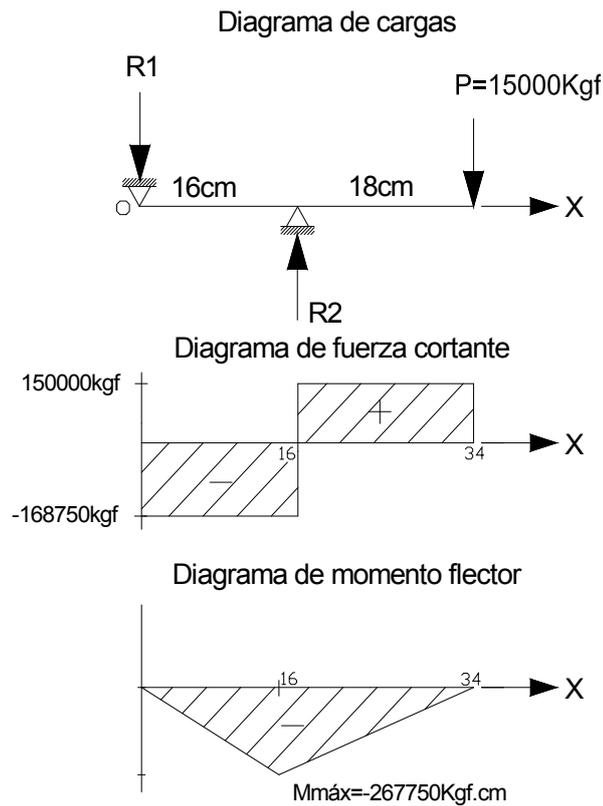


Fig. 2.6 Diagrama de cargas, fuerza cortante y momento flector para el eje principal.

El diámetro del eje se determina [3] en función de la siguiente fórmula:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10Mf_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}}{[\sigma_{\text{adm}}]}} \quad (2.20)$$

con:

$d$  = diámetro; en cm.

$Mf_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}$  = Momento flector máximo; en kgf.cm.

$[\sigma_{\text{adm}}]$  = Tensión admisible del material a la tracción compresión, en kgf/cm<sup>2</sup>

Para el cálculo del eje principal se va a utilizar un material de acero para maquinarias de sección circular según normas Din C60 con un  $[\sigma_{adm}] = 3100kgf$  ver anexo 7 equivalente a un AISI 1060, considerando un coeficiente [17] de seguridad necesario para garantizar la resistencia  $\eta = 2.3$

Sustituyendo valores de  $M_{fmax}$  y  $[\sigma_{adm}]$  en 2.20 se tiene:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 267750Kgf.cm}{3100Kgf.cm^2}} \geq 9.52cm$$

$$d \geq 9.52cm$$

Se selecciona un diámetro estandarizado de 10cm (4")

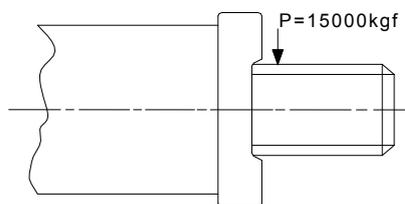
### 2.1.3.1 Cálculo a cortante del vástago del eje principal en el extremo derecho

Considerando que el extremo derecho del eje principal tiene un vástago de menor diámetro el mismo que será roscado Fig. 2.7, con una rosca trapecial métrica ISO [7] según normas DIN de paso 8 con las siguientes características:

$\varnothing_{ext}$  = diámetro exterior de la rosca,  $\varnothing_{ex} = 60mm$  (6cm)

$\varnothing_n$  = diámetro del núcleo del tornillo,  $\varnothing_n = 50.5mm$  (5.05cm)

Para el acero C60 ver anexo 7  $[\tau_{adm}] = 2100kgf / cm^2$ ,



**Fig.2. 7 Vástago roscado del eje principal**

Utilizando la ecuación 2.15 y remplazando el valor del diámetro del núcleo de la rosca  $\varnothing_n = (5.05cm)$  se tiene:

$$A = \frac{\pi(5.05cm)^2}{4} = 20.0cm^2$$

P es la fuerza aplicada al vástago igual a 15000kgf

Sustituyendo valores de  $A$  y  $P$  en la ecuación 2.14 se obtiene:

$$\tau = 750 \text{kgf} / \text{cm}^2 .$$

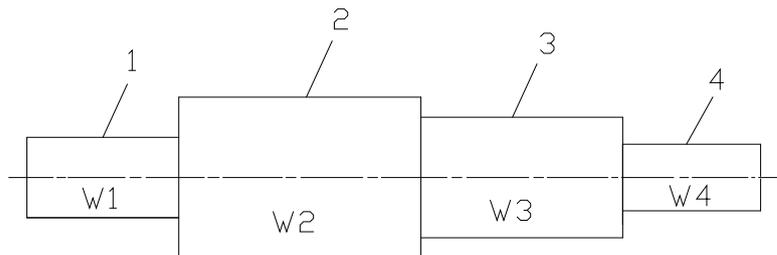
Teniendo que cumplir con la condición de desigualdad según 2.17, se comprueba que el vástago resiste a cortante

$$\tau = 750 \text{kgf} / \text{cm}^2 \leq [\tau_{adm}]$$

$$\tau = 750 \text{kgf} / \text{cm}^2 \leq 2100 \text{kgf} / \text{cm}^2$$

### 2.1.3.2 Cálculo del peso del eje principal

Para el desplazamiento del eje mediante la manipulación del mismo es necesario calcular el peso. Si se tiene un eje compuesto [7] por diferentes materiales entonces el peso total de la pieza Fig.2.8, se puede calcular sumando el peso de cada sección.



**Fig. 2.8 Eje compuesto por diferentes materiales**

$$W_t = W_1 + W_2 + \dots + W_n$$

$$W_t = V_1 \gamma_1 + V_2 \gamma_2 + \dots + V_n \gamma_n \quad (2.21)$$

donde:

$W_t$  = Es la sumatoria de los pesos de las secciones.

$V_1, V_2, \dots, V_n$  = volumen de cada sección en  $\text{m}^3$ , se calcula por la siguiente ecuación.

$$V = A \times l \quad (2.22)$$

siendo:

$A$  = área de la sección transversal; en  $\text{m}^2$ , se calcula por la expresión 2.15

$l$  = longitud de la sección analizada; en  $\text{m}$

Para este análisis  $l_1 = 0.57m$ ;  $l_2 = 0.091m$ ;  $d_1 = 0.1016m$ ;  $d_2 = 0.06m$ , estas son las longitudes y diámetros como se observa en la Fig. 2.9.

$\gamma$  = Peso específico del material en  $Ton/m^3$ , para los aceros  $\gamma = 7.85Ton/m^3$ ;

Si el material es homogéneo (como es para este caso en particular) entonces el peso específico es similar en todas las secciones o sea  $\gamma_1 = \gamma_2 = \dots = \gamma_n$ , por lo que sustituyendo en la ecuación 2.21 se obtiene:

$$W_t = \gamma(V_1 + V_2 + \dots + V_n) \quad (2.23)$$

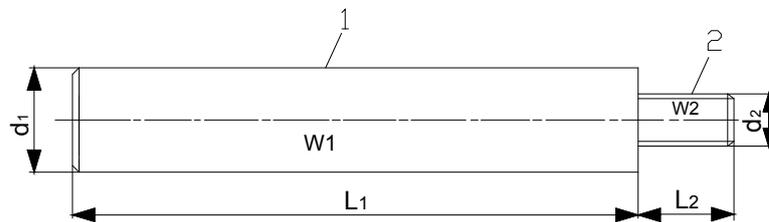


Fig. 2.9 eje principal

Para el cálculo del peso total del eje principal se considera que  $W_1$  y  $W_2$ , son los pesos parciales del extremo izquierdo y derecho del eje respectivamente. Como son secciones circulares el área se calcula a partir de la ecuación 2.15 sustituyendo los valores se tiene que:

$$A_1 = \frac{3.14(0.1016)^2}{4} = 8.10 \times 10^{-3} m^2; \quad A_2 = \frac{3.14(0.06)^2}{4} = 2.82 \times 10^{-3} m^2$$

Remplazando estos valores de área y longitud respectivamente en la ecuación 2.22 se obtiene:

$$V_1 = 8.10 \times 10^{-3} m^2 \times 0.57m = 4.61 \times 10^{-3} m^3$$

$$V_2 = 2.82 \times 10^{-3} m^2 \times 0.091m = 2.56 \times 10^{-4} m^3$$

Para encontrar el peso total del eje principal se rempazan éstos valores en 2.23 y se obtiene:

$$W_t = 7.85 \frac{Ton}{m^3} (4.53 \times 10^{-3} m^3 + 1.9 \times 10^{-4} m^3) = 0.038Ton = 38 kgf$$

### 2.1.4 Cálculo de las columnas laterales que conforman la estructura de la máquina

Para el diseño de estas columnas se requiere utilizar perfiles en L, de un acero según normas DIN St 37, ver anexo 7, como son cuatro columnas las que conforman la estructura de la máquina, se analizará una de las columnas que soporta los mayores esfuerzos, las demás se considerarán iguales por cuestiones de diseño y estética como se puede apreciar en la Fig. 2.10 las columnas “A” y “B” tienen un mayor grado de responsabilidad, porque la carga se concentra más sobre ellas.

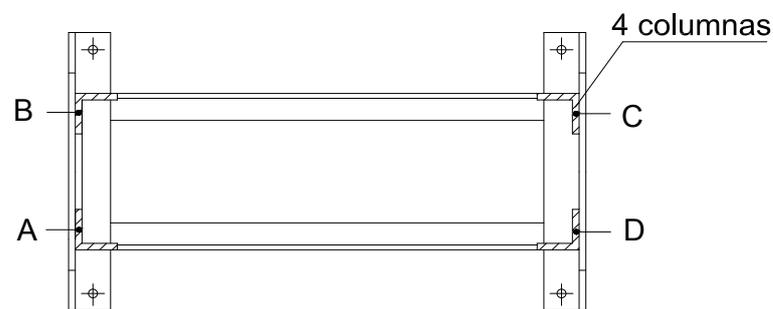


Fig. 2.10 columnas de la estructura

Analizando las fuerzas y reacciones a la que está sometida la columna “A” se dibuja primero el diagrama de cuerpo en libertad de la columna, mostrando las fuerzas aplicadas  $F_a$ ,  $F_b$ , juntamente con las reacciones que representaremos por  $R_a$  y  $R_b$  como se ve en la Fig 2.11

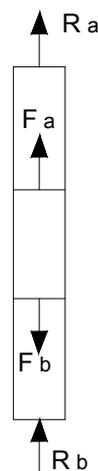


Fig. 2.11 Diagrama de cuerpo libre de la columna “A”

Hay una sola ecuación de equilibrio estático, que es:

$$\sum F_y = R_a + F_a - F_b + R_b = 0 \quad (2.24)$$

Para determinar la reacción  $R_a$  que actúa hacia arriba como se muestra en la Fig. 2.11 se establece que la fuerza  $P$  de 15000kgf, indicada en el diagrama de fuerzas libre de la Fig. 2.1, se reparte entre las cuatro columnas.

Entonces según el análisis se tiene:

$$R_a = \frac{P}{4} = \frac{15000\text{kgf}}{4} = 3750\text{kgf}$$

La fuerza  $F_a$  es la reacción causada por el eje principal de apoyo en el extremo izquierdo repartida entre las dos columnas "A" y "B".

Como la reacción " $R_1$ " del extremo izquierdo del eje principal calculada en el epígrafe 2.1.3 de este capítulo, es igual a 16880 kgf

Entonces se tiene:

$$F_a = \frac{16880\text{kgf}}{2} = 8440\text{kgf}$$

$F_b$  es la reacción causada por la mesa, entonces para obtener esta reacción se establece que:

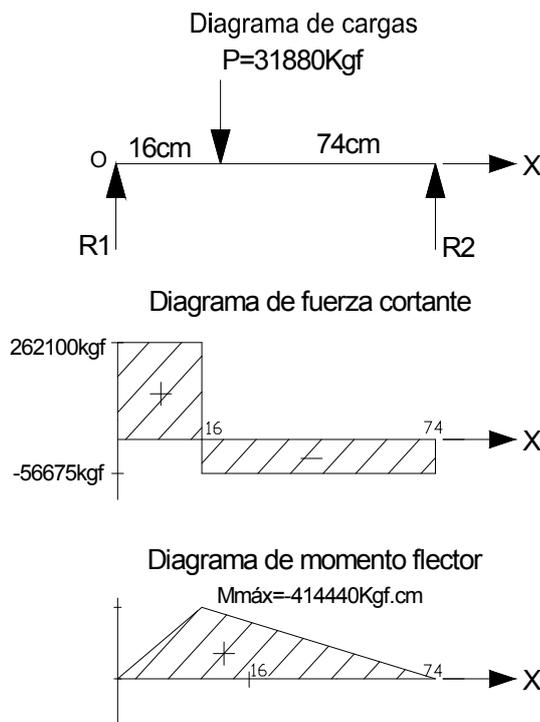


Fig. 2.12 Diagramas de cargas, fuerza cortante y diagrama de momento flector.

la reacción “ $R_2$ ” de 31880 kgf., calculada en el epígrafe 2.1.3 del apoyo eje principal recae sobre la mesa a las distancias mostradas en la Fig.2.12

Mediante la aplicación del Software “Mecasoft”, que permite calcular las reacciones, la fuerza cortante y el momento flector máximo se determina las reacciones 1 y 2 mostradas en el diagrama de cargas Fig.2.12.

Entonces considerando una viga de 90 cm. de longitud total apoyada en sus extremos y aplicada una carga a 16 cm. del origen “0”, se obtienen los siguientes resultados:

$$R_1 = 26210Kgf$$

$$R_2 = 5668kgf$$

$$V = 26212kgf$$

$$M_{f\acute{m}ax} = 414440kg \cdot fcm$$

Esta reacción calculada “ $R_1$ ” actuará en el extremo izquierdo la cual se considera que se reparte entre 2 por lo tanto:

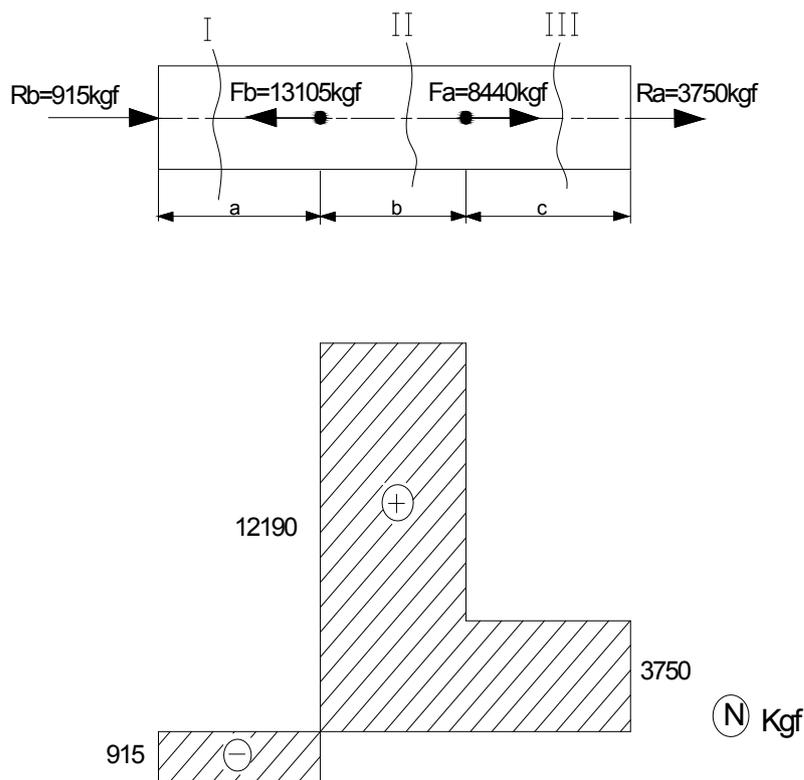
$$Fb = \frac{R_1}{2} = \frac{26210kgf}{2} = 13105kgf$$

Por otro lado despejando  $Rb$  en 2.24 y sustituyendo valores se tiene:

$$Rb = 915kgf$$

Una vez conocidas las reacciones mostradas en la figura 2.11 se realiza el gráfico de fuerzas normales, para a su vez determinar la mayor fuerza a la que está sometida la columna “A” y en función de ésta determinar la sección de la misma.

Consideremos el caso de la barra que solo soportan fuerzas dirigidas según sus ejes. Para construir el gráfico es necesario primero determinar el número de secciones que deben realizarse. Cada sección es válida mientras no aparezca o desaparezca otra fuerza u ocurra un cambio de dimensión en la sección transversal. En el caso de este diagrama es necesario hacer 3 secciones como se muestra en la Fig. 2.13.



**Fig. 2.13 Diagrama de fuerzas normales de la columna "A"**

Sección I (parte izquierda):  $0 \leq z_1 \leq a$

$$N_1 = R_b = -915kgf.$$

El signo negativo indica que la fuerza es de compresión

Sección II (parte izquierda):  $a \leq z_2 \leq b$ .

$$N_2 = -915kgf + 13105kgf = 12190kgf$$

Sección III:  $0 \leq z_3 \leq c$

$$N_3 = 3750kgf$$

El signo positivo indica que la fuerza es de tracción.

Con el valor máximo de fuerza de 12190kgf y seleccionando para el cálculo un acero según normas DIN St. 37 ver anexo 7 equivalente a un acero bajo en carbono AISI 1010, la tensión admisible a la tracción compresión es  $[\sigma_{adm}] = 1100kgf/cm^2$ ,

considerando un coeficiente de seguridad [17], necesario para garantizar la resistencia  $\eta = 2.9$ , la sección del perfil de la columna, se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.25)$$

donde:

$\sigma$  = tensión normal; en kgf/cm<sup>2</sup>

$F$  = es la carga axial; en kgf.

$A$  = es el área de la sección transversal; en cm<sup>2</sup>.

La tensión normal debe ser menor o igual a la tensión admisible del material, esto se expresa por la siguiente desigualdad:

$$\sigma \leq [\sigma_{adm}] \quad (2.26)$$

donde:

$[\sigma_{adm}]$  = es la tensión admisible del material en kgf. /cm<sup>2</sup>.

Igualando 2.26 y 2.27 se tiene:

$$\frac{F}{A} \leq [\sigma_{adm}] \quad (2.27)$$

Despejando  $A$  de la ecuación 2.27 se tiene:

$$A \geq \frac{F}{[\sigma_{adm}]} \quad (2.28)$$

Sustituyendo valores en 2.28 se obtiene:

$$A \geq 11.08 \text{ cm}^2 = 1.72 \text{ plg}^2$$

Como se necesita un perfil en L de lados iguales para poder atornillar las planchas se selecciona un perfil de lados iguales según la tabla del anexo 5, entrando con los resultados de la ecuación 2.28, se selecciona un perfil con las siguientes características:

$A$  = área de la sección transversal,  $\text{plg}^2 = 2.1$

Tamaño en plg. = 3x3x3/8”

$W_s$  = peso por unidad de longitud de perfiles de acero, lb/pie =7.2

$I$  = Momento de inercia, plg<sup>4</sup>=1.70

$k$  = radio de giro, plg = 0.90

$Z$  = módulo se sección, plg<sup>3</sup> de =0.80

$y$  = distancia centroidal, plg = 0.87

Las columnas que están sometidas a compresión se reforzarán de modo que garantice y evite la falla a la estabilidad.

## 2.1.5 Cálculo de la mesa de la estructura

### 2.1.5.1 Cálculo de las reacciones

Para el análisis de la viga de la mesa que estará conformada por dos planchas paralelas entre sí, con una longitud de 90 cm., se harán las siguientes consideraciones: la reacción  $R_2$  de 31880 kgf calculada en el epígrafe 2.1.3 se va a establecer que actuará sobre la mesa a 30 centímetros del punto de origen Fig.2.14., es decir su desplazamiento máximo de trabajo, con la finalidad de calcular su máximo momento flector.

Mediante la aplicación del Software “Mecasoft”, se determina las reacciones 1 y 2 mostradas en el diagrama de cargas Fig. 2.14.

Las reacciones son:

$$R_1 = 21250kgf$$

$$R_2 = 10630kgf$$

El esfuerzo cortante es:

$$V = 212530 kgf$$

El momento flector máximo será:

$$M_{f\acute{m}ax} = 633615kgf.cm$$

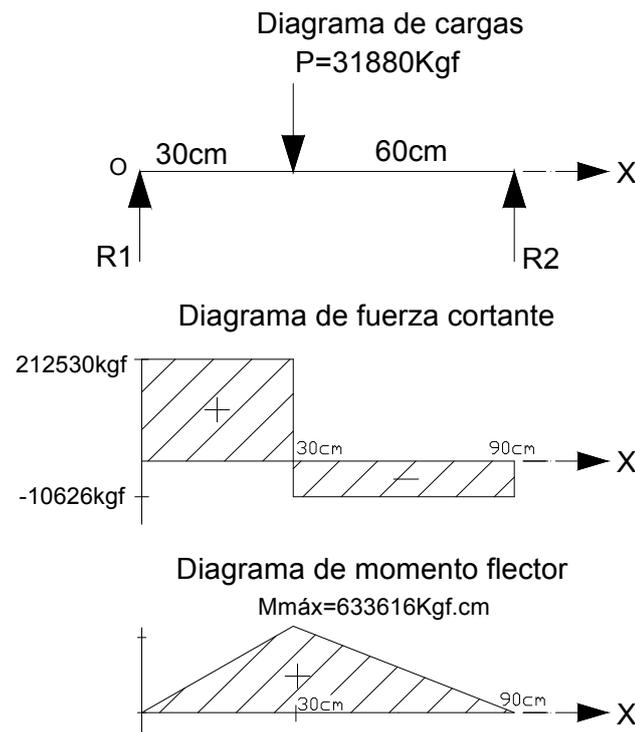


Fig. 2.14 Diagramas de cargas, fuerza cortante y diagrama de momento flector de la mesa.

### 2.1.5.2 Cálculo del módulo resistente rectangular de la mesa

Para el cálculo de la viga que conforma la mesa se utiliza un acero de construcción corriente, un acero según normas DIN St. 37 ver anexo 7 equivalente a un acero bajo en carbono AISI 1010, la tensión admisible es  $\sigma_{adm} = 1400 \text{ kgf/cm}^2$ , considerando un coeficiente de seguridad [17] necesario para garantizar la resistencia  $\eta = 2.3$ .

Entonces utilizando la ecuación 2.6 y reemplazando valores se tiene:

$$W_x \geq \frac{633615 \text{ kgf cm}}{\left[ 1400 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}$$

$$W_x \geq 452.582 \text{ cm}^3$$

### 2.1.5.3 Cálculo de la altura de las planchas que conforman la viga de la mesa

Para este análisis se utiliza el mismo procedimiento expuesto anteriormente en el cálculo de la viga superior.

Utilizando la ecuación 2.1 se tiene, con  $I = I_{XT}$

$$W_x = \frac{I_{XT}}{h}$$

donde:

$W_x$  = Módulo resistente rectangular

$I_{XT}$  = Momento de inercia total

$h$  = distancia más alejada del eje neutro.

Y como  $W_x \geq 452.582 \text{ cm}^3$  para este caso en particular

Entonces se puede igualar ambas expresiones y se tiene:

$$\frac{I_{XT}}{h} \geq 452.582 \text{ cm}^3 \quad (2.29)$$

Por otro lado sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 2.7 se tiene que:

$$I_{Ix} = (8.47)h^3 \quad (2.30)$$

donde:

$I_{Ix}$  = Momento de inercia según el teorema [3] de ejes paralelos (Steiner)

Entonces reemplazando la ecuación 2.30 en 2.8 se obtiene

$$I_{XT} = 4I_{Ix} = 4(8.47)h^3 = 33.88h^3 \quad (2.31)$$

Este valor obtenido de 2.31 se sustituye en 2.29 y se establece que:

$$\frac{33.88h^3}{h} \geq 452.582 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$33.88h^2 \geq 452582$$

Luego despejando  $h$  que es la mitad de la altura de la viga buscada se obtiene:

$$h \geq \sqrt{\frac{452582}{33.88}} \geq 115.58 \text{ mm} \approx 116 \text{ mm}$$

La altura total  $H$  de las planchas que conforman la viga de la mesa será:

$$H = \text{Altura de la viga} = 2h = 2 \times 116 \text{ mm} = 232 \text{ mm} = 23.2 \text{ cm} .$$

Entonces para la conformación de la viga de la mesa se utiliza dos planchas de acero St 37 cuyas dimensiones son 90 cm. de largo por 23.2 cm. de altura y un espesor de 2,54cm.

### 2.1.6 Cálculo del diámetro de los pernos de sujeción de la mesa

El diámetro de los pernos utilizados para la sujeción de las planchas que conforman la mesa con las columnas de la estructura se determina en función a la reacción " $R_1$ " de 26210 kgf que se la calculó de acuerdo al diagrama de cargas mostrado en la figura 2.12 la misma se reparte entre seis reacciones  $R_p$  provocadas en cada perno Fig. 2.15.

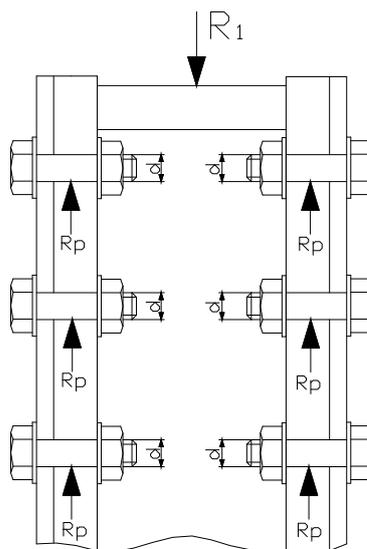


Fig. 2.15 Reacciones de los pernos de la mesa provocadas por la reacción izquierda  $R_1$  de la mesa.

Entonces según el análisis de reacciones Fig. 2.15 se tiene que:

$$R_1 = 6R_p \quad (2.32)$$

donde:

$R_1$  = Reacción izquierda de la viga de la mesa,  $R_1 = 26210 \text{ kgf}$

$R_p$  = Reacción en cada perno

Despejando  $R_p$  de 2.32 se tiene:

$$R_p = \frac{R_1}{6} \quad (2.33)$$

Sustituyendo el valor de  $R_1$  en 2.33 se obtiene:

$$R_p = \frac{26210kgf}{6} = 4368.33kgf$$

Para el cálculo de los 6 pernos a emplearse se utiliza un acero de construcción corriente, un acero según normas Din C35 ver anexo 7 equivalente a un acero AISI 1035, la tensión admisible a cortante es:  $\tau_{adm} = 1500kgf / cm^2$ .

Despejando  $d$  de la ecuación 2.18 y remplazando estos valores se tiene:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 4368.33kgf}{\pi(1500kgf / cm^2)}} = 1.93cm, \text{ este debe considerarse como diámetro del núcleo del}$$

perno. Entonces se seleccionan pernos normalizados [7] con un diámetro M 22 x 1.5

### 2.1.7 Cálculo del diámetro del soporte derecho del eje principal

Esta barra va a estar sometida a compresión, con una fuerza de 31880 kgf, Fig. 2.16 el cálculo a estabilidad no se considera porque la longitud de la barra es pequeña, el material a utilizarse es un acero según normas Din C 35 equivalente a un acero AISI 1035, con una tensión admisible a la tracción compresión igual a  $[\sigma_{adm}] = 1800kgf / cm^2$  ver anexo 7. Considerando un coeficiente de seguridad [17] necesario para garantizar la resistencia  $\eta = 2.1$

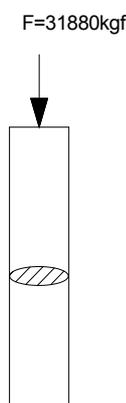


Fig. 2.16 Soporte derecho del eje principal

Utilizando la ecuación 2.15 y despejando el diámetro  $d$  se tiene:

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (2.34)$$

Luego utilizando la ecuación 2.28 y sustituyendo valores se obtiene:

$$A \geq \frac{31880}{1800} = 17.71 \text{cm}^2$$

Sustituyendo el valor de  $A$  en 2.34 se tiene que:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 17.71 \text{cm}^2}{\pi}} \geq 4.75 \text{cm}$$

Entonces se selecciona un diámetro estandarizado [7] superior de modo que nos permita garantizar una barra de apoyo, se escoge 6.35 cm. (2.5”).

### 2.1.8 Cálculo de los pernos de sujeción del soporte izquierdo del eje principal

Para fijar el soporte izquierdo figura 2.17 contra la estructura se utilizarán 6 pernos, entonces la reacción a la que están sometidos los mismos es la reacción de 16880kgf calculada en el epígrafe 2.1.3

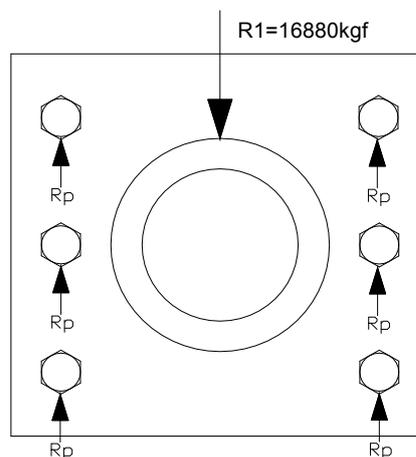


Fig. 2.17 Esquema de cálculo de los pernos de soporte.

Utilizando la ecuación 2.33 y sustituyendo valores se obtiene la reacción provocada en cada perno:

$$R_p = 2813.33 \text{kgf}$$

Para el cálculo de los pernos a emplearse se utilizará un acero de construcción corriente, un acero según normas DIN C35 ver anexo 7 equivalente a un acero AISI 1035, la tensión admisible a cortante es:  $[\tau_{adm}] = 1500 \text{ kgf} / \text{cm}^2$ .

Utilizando la ecuación 2.19 y reemplazando los valores se tiene que:

$$d \geq 1.54 \text{ cm}$$

Entonces el diámetro calculado se considera como diámetro del núcleo del perno, por lo tanto se selecciona pernos normalizados [7] con un diámetro M 18 x 1.5.

### **CAPÍTULO III. SELECCIÓN Y CÁLCULO VERIFICATIVO DE LOS DISPOSITIVOS HIDRÁULICOS**

Los dispositivos hidráulicos necesarios para esta máquina se los va a seleccionar, de acuerdo al catálogo [18] ofrecido por la firma comercial SPX Power Team, algunos elementos que sean necesarios se va a realizar el cálculo verificativo para hacer constancia mediante la comprobación y así poder garantizar el proyecto.

#### **3.1 Criterio de selección del cilindro hidráulico**

El diseño de la máquina oleohidráulica para enderezar los aros de vehículos livianos consta de una estructura de soporte, elementos auxiliares y dispositivos hidráulicos, sobre la estructura se colocan dispositivos hidráulicos, como el cilindro hidráulico y la bomba hidráulica manual, el primero se lo selecciona en función a la fuerza necesaria para enderezar el aro más crítico ver anexo 2, además considerando el recorrido necesario del vástago y teniendo en consideración el costo del producto, mientras que la bomba en función del cálculo mediante la aplicación del principio de la prensa hidráulica que constituye la aplicación fundamental del principio de Pascal.

Según catálogos que ofrecen las firmas comerciales, se acepta un cilindro de simple efecto ver anexo 8 ofrecido por la firma comercial de “SPX Power Team” [19], que cumple las condiciones requeridas.

Como se sabe que la fuerza necesaria para el enderezado de los aros determinada experimentalmente mediante ensayos ver anexo 2, es la fuerza que debe entregar el cilindro, y la carrera de recorrido que tiene que tener el vástago, por cuestiones de diseño, se puede con estos datos determinar en el catálogo el cilindro más conveniente.

Para esta máquina se necesita un cilindro de 15 toneladas ver Fig. 3.1 de simple efecto y con un recorrido de vástago máximo, de 406.4mm. El cilindro seleccionado de 15 toneladas ver Fig. 3.2 tiene las siguientes características técnicas:

Capacidad del cilindro 15 toneladas; carrera de desplazamiento del vástago 406mm; número de orden del cilindro c1516c; capacidad del aceite 824.4cm<sup>3</sup>; altura retráctil 522.3mm (A), altura extendida 929mm (B); diámetro externo 69.9mm (C);

rosca del collar  $2\frac{3}{4}$ "-16 inch (D); longitud de rosca del collar 28mm (E); base a conexión 19.1 mm (F); diámetro del pistón 44.5 mm (H);

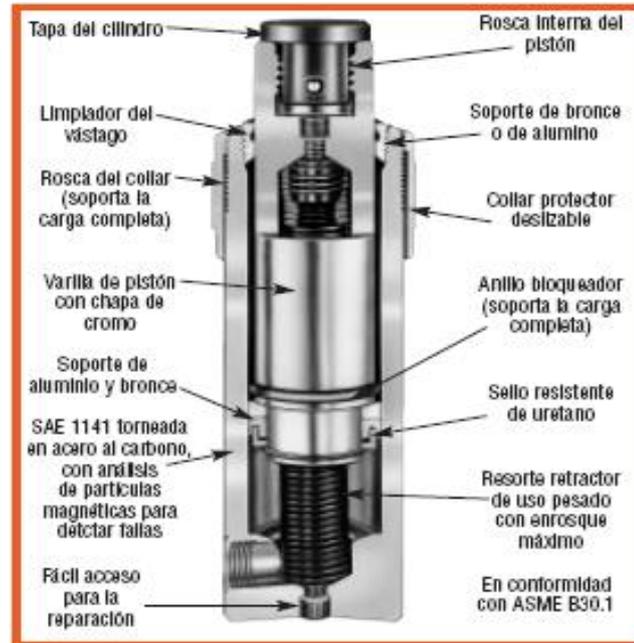


Fig. 3.1 Cilindro de simple efecto

Rosca interior del vástago y profundidad  $1\frac{1}{8}$  inch x 19.1mm (J); Proyección del vástago 6.4mm (K), diámetro interior 51.7mm; Área efectiva del cilindro  $21.01\text{ cm}^2$ ; presión interna a plena carga 700 bar, peso del producto 12.8 kgf. Los datos técnicos son tomados del catálogo de la firma comercial del fabricante Power Team.

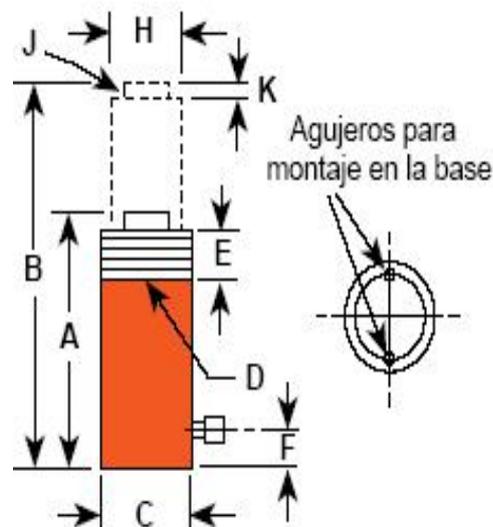


Fig. 3.2 Características del cilindro hidráulico.

### 3.1.1 Descripción de los cilindros hidráulicos de acción simple SERIE C

Este cilindro es de resorte retractor de acción simple, el mismo cumple por completo con la norma ASMEB30.1, tiene un factor de seguridad de 1 a 2 en rendimiento de material, posee un cojinete de bronce macizo que reduce la abrasión causada por cargas desequilibradas, los resortes retractores tienen muelles adicionales para acelerar la retracción del pistón, extendiendo la vida operativa, el vástago del pistón con chapa de cromo resiste el desgaste y la corrosión, además se encuentra disponible una amplia gama de accesorios para aumentar la versatilidad de la aplicación, los accesorios se enroscan en el extremo del vástago del pistón, en el collar o en la base del cilindro, por norma los modelos de 5 a 55 toneladas tienen agujeros para montaje en la base del cilindro, las tapas intercambiables de los cilindros le permiten seleccionar entre varios estilos para ajustarse a su aplicación

## 3.2 Cálculo verificativo del cilindro hidráulico

### 3.2.1 Determinación de la presión del cilindro hidráulico

Para determinar la presión del cilindro se lo calcula [18] en base a la siguiente expresión:

$$F = A_{ef} \times p \quad (3.1)$$

donde:

$F$  = Fuerza del cilindro;  $F = 15000$  kgf

$A_{ef}$  = Área efectiva del cilindro;  $A_{ef} = 21.01 \text{ cm}^2$  ver anexo 8

$p$  = presión interna del cilindro, bar,  $\text{kgf/cm}^2$

Despejando  $p$  y sustituyendo los valores en la ecuación 3.1 se obtiene:

$$p = 713.801 \text{ kgf/cm}^2$$

Entonces se comprueba que la presión interna del cilindro hidráulico es de  $713.801 \text{ kgf/cm}^2$  (700 bar).

### 3.2.2 Cálculo verificativo del espesor de la pared del cilindro

El análisis de las tensiones en los cilindros puede efectuarse mediante fórmulas que dependen de su sección correspondiente al tipo de “pared delgada”  $\left(\frac{D}{t} > 16:1\right)$ , o al tipo de “pared gruesa”  $\left(\frac{D}{t} < 16:1\right)$ . Las fórmulas para cilindros de pared delgada solo se aplican aquellos que se fabrican a base de tubo estirado. Los cilindros moldeados suelen ser siempre de pared gruesa.

Para este análisis se tiene:

$\frac{D_i}{t} = 5.7 < 16$  Entonces el cilindro seleccionado es de pared gruesa.

Para determinar el espesor de un cilindro de pared gruesa [6] se utiliza la siguiente ecuación de Lamé.

$$t = \frac{D_i}{2} \left( \sqrt{\frac{3\sigma + p}{3\sigma - 4p}} - 1 \right) \quad (3.2)$$

donde:

$t$  = espesor de la pared del cilindro; en cm.

$D_i$  = diámetro interior del cilindro; en cm.;  $D_i = 5.17 \text{ cm}$

$p$  = presión interna del cilindro; en  $\text{kgf/cm}^2$ ;  $p = 713.801 \text{ kgf/cm}^2 (700 \text{ bar})$

$\sigma$  = tensión a la tracción; en  $\text{kgf/cm}^2$ ; el material del cilindro es SAE 1141.

Para determinar la tensión admisible del material se determina por la siguiente relación:

$$[\sigma_{adm}] = \frac{\sigma_f}{\eta} \quad (3.3)$$

con:

$[\sigma_{adm}]$  = tensión admisible del material; en  $\text{kgf/cm}^2$

$\sigma_f$  = límite de fluencia, en kgf/cm<sup>2</sup>, para un acero SAE 1141.  $\sigma_f = 4150 \text{ kgf} / \text{cm}^2$

$\eta$  = coeficiente de seguridad. Para este caso se considera un coeficiente de seguridad [17] necesario para garantizar la resistencia  $\eta = 1.7$

Remplazando los valores de  $\sigma_f$  y  $\eta$  en la ecuación 3.3 se obtiene:

$$[\sigma_{adm}] = 2441.17 \text{ Kg} / \text{cm}^2 = [\sigma]$$

Aplicando la ecuación 3.2 y remplazando los datos se obtiene:

$$t = 0.9 \text{ cm.}$$

Mientras que el espesor también se lo puede determinar directamente en función del diámetro exterior y el diámetro interior dados directamente por el catálogo.

El espesor del cilindro según [19] será:

$$t = \frac{D_e - D_i}{2} \tag{3.4}$$

donde:

$t$  = espesor del cilindro; en cm

$D_e$  = diámetro exterior del cilindro; en cm,  $D_e = 6.99 \text{ cm}$ .

$D_i$  = diámetro interior del cilindro; en cm,  $D_i = 5.17 \text{ cm}$ .

Entonces sustituyendo los valores en 3.4 se obtiene:

$$t = 0.91 \text{ cm}$$

Como se puede apreciar que los valores del espesor de la pared del cilindro determinado por las ecuaciones 3.2 y 3.4 son aproximados por tal razón se confirma el cálculo.

### 3.2.3 Cálculo verificativo a compresión del vástago

Se realiza primeramente un cálculo preliminar considerando que el vástago “H” Fig.3.2 solamente estará sometido a compresión. El material del mismo [18] es un acero SAE 1141 con chapa de cromo, con límite de fluencia  $\sigma_f = 4150 \text{ kgf/cm}^2$  considerando un coeficiente de seguridad [17] necesario para garantizar la resistencia  $\eta = 1.7$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.3 se obtiene:

$$[\sigma]_c = 2441.17 \text{ kgf/cm}^2$$

Para la comprobación del vástago a compresión debe cumplirse la siguiente desigualdad.

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq [\sigma]_c \quad (3.5)$$

donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$  = tensión máxima a compresión de trabajo; en kgf/cm<sup>2</sup>

$[\sigma]_c$  = tensión admisible del material a compresión; en kgf/cm<sup>2</sup>

La tensión máxima a compresión se determina por la ecuación 1.8 abordada en el epígrafe 1.2.2.2 en el capítulo 1 del presente trabajo o sea:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} \quad (3.6)$$

con:

$F$  = fuerza de trabajo en el vástago; en kgf,  $F=15000\text{kgf}$ .

$A$  = área de la sección transversal; en cm<sup>2</sup>

Igualando las ecuaciones 3.5 y 3.6 se obtiene la siguiente desigualdad:

$$\frac{F}{A} \leq [\sigma]_c \quad (3.7)$$

Utilizando la ecuación 2.15 y sustituyendo el valor del diámetro del vástago del pistón igual a 4.45 cm. se obtiene un área igual a:

$$A = 15.55 \text{ cm}^2.$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3.7 se obtiene:

$$964.45 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \leq 2441.17 \text{ kgf}$$

Se verifica que el vástago no falla a compresión

### 3.2.4 Cálculo verificativo a la estabilidad del vástago

La estabilidad de una columna se determina por el procedimiento que se emplea universalmente, o sea el método fundamental de cálculo de estabilidad de barras. El cálculo se realiza partiendo de la siguiente ecuación:

$$\frac{F}{A} \leq \varphi [\sigma]_c \quad (3.8)$$

siendo:

$F$  = fuerza de trabajo en el vástago; en kgf,  $F = 15000 \text{ kgf}$

$A$  = área de la sección transversal del vástago; en  $\text{cm}^2$ ,  $A = 15.55 \text{ cm}^2$

$\varphi$  = coeficiente de reducción de las tensiones admisibles.

$[\sigma]_c$  = tensión admisible del material a compresión,  $\text{kgf}/\text{cm}^2$

Sustituyendo valores en la ecuación 3.8 se obtiene:

$$964.45 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \leq \varphi [2441.17 \text{ kgf} / \text{cm}^2] \quad (3.9)$$

Para poder concluir con la ecuación 3.9 falta calcular el valor de  $\varphi$ , pero este a su vez se determina en función de  $\lambda$ .

El valor de  $\lambda$  se determina [9] por la siguiente relación

$$\lambda = \frac{I_{red}}{i} \quad (3.10)$$

donde:

$\lambda$  = magnitud de la flexibilidad

$I_{red}$  = la longitud reducida libre de la barra; en cm

$i$  = radio de giro mínimo del área  $A$ ; en cm

Para determinar el valor de  $I_{red}$  se expresa [9] mediante la siguiente ecuación:

$$I_{red} = \mu l \quad (3.11)$$

siendo:

$l$ , la longitud real de la barra; en cm

$\mu$ , el coeficiente de la longitud que depende del tipo de sujeción y de la sollicitación de la barra.

Para encontrar el valor de  $i$  se lo realiza [9] por la siguiente ecuación

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (3.12)$$

donde:

$I$  = es el momento de inercia mínimo del área bruta  $A$ ; en  $\text{cm}^4$

$A$  = Área la sección transversal de la barra,  $A = 15.55 \text{ cm}^2$

Se determina el valor de  $I$ , como se trata de una sección circular el momento de inercia se determina por la siguiente ecuación:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3.13)$$

donde:

$d$  = diámetro de la sección circular del vástago; en cm,  $d = 4.45 \text{ cm}$ .

Remplazando este valor en 3.13 se obtiene:

$$I = 19.24 \text{ cm}^4$$

Conociendo el valor de  $I$  se calcula el radio de giro  $i$ , sustituyendo valores en 3.12 se obtiene:

$$i = 1.11 \text{ cm}$$

Luego sustituyendo los valores de  $\mu$  y  $l$ , para este caso [9]  $\mu = 2$  y  $l = 40.64$  (longitud del vástago) en 3.11 se obtiene

$$I_{red} = 81.28 \text{ cm}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en 3.10 se obtiene.

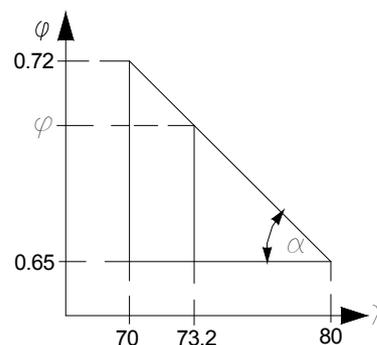
$$\lambda = 73.2$$

Determinación de  $\varphi$  en función de  $\lambda$

Con el valor de  $\lambda$  recurrimos a la tabla de valores de  $\varphi$  ver anexo 4, como se puede apreciar no hay un valor exacto para  $\lambda = 73.3$ , entonces se escoge entre el rango mayor y menor de  $\lambda$  para interpolar, siendo así:

Para  $\lambda = 70$  ,  $\varphi = 0.72$

Para  $\lambda = 80$  ,  $\varphi = 0.65$



**Fig. 3.3 Método de interpolación gráfica**

Para interpolar se aplica la siguiente relación de la función trigonométrica, tangente de  $\alpha$  para los triángulos equivalentes Fig. 3.3.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0.72 - 0.65}{80 - 70} = \frac{\varphi - 0.65}{80 - 73.2}$$

despejando  $\varphi$  de la relación anterior se tiene:

$$\varphi = \frac{(0.72 - 0.65)(80 - 73.2)}{(80 - 70)} + 0.65$$

$$\varphi = 0.69$$

Remplazando este valor de  $\varphi$  en la ecuación 3.9 se obtiene:

$$964.45 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \leq 0.69 [2441.17 \text{ kgf} / \text{cm}^2]$$

$$964.45 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \leq 1684.4 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Se verifica que en el vástago no hay posibilidad de pandeo.

### 3.3 Cálculo de la bomba hidráulica manual

En el esquema básico [12] que se muestra en la Fig. 3.4, la prensa consta de dos cilindros  $d_1$  y  $d_2$  unidos por un conducto, el cuerpo 1 es un apoyo fijo, unido a los cimientos, mediante los soportes 8; el cuerpo 2 representa en este caso el material a prensar, mediante la bomba de mano 3, provista de válvulas de aspiración 5, impelente 4, se crea presión en el cilindro 6 que actúa sobre el émbolo 7 y provoca un esfuerzo  $P$  a lo largo del émbolo.

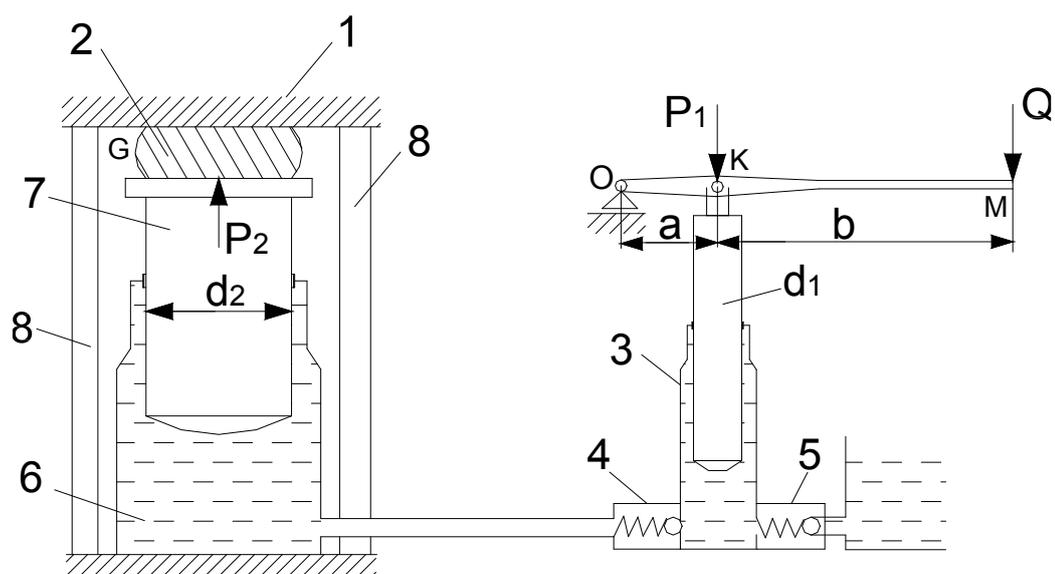


Fig. 3.4 Principio de la Prensa hidráulica

Se colocan las relaciones [12] que determinan el trabajo en la prensa, el esfuerzo que acciona en el extremo de la palanca es “ $Q$ ”; los brazos  $a$  y  $b$ . Se componen las ecuaciones de los momentos con relación al centro “ $O$ ” Fig. 3.4

$$Q(a + b) = P_1 a \quad (3.14)$$

Despejando la fuerza  $P_1$  de la ecuación anterior

se tiene que:

$$P_1 = Q(a + b) / a ; \quad (3.15)$$

Donde  $P_1$  es la fuerza que actúa en el pistón del cilindro menor, como resultado de lo cual se produce en el líquido una presión hidráulica complementaria, como la presión es la misma en el primer y segundo entonces:

$$p_1 = p_2$$

Partiendo de esta relación se determina la presión en el punto 1 y en el punto 2, de los cilindros menor y mayor respectivamente:

La presión en el cilindro más pequeño o sea el de la bomba será:

$$p_1 = \frac{4P_1}{\pi d_1^2} \quad (3.16)$$

Mientras que la presión en el cilindro mayor será:

$$p_2 = \frac{4P_2}{\pi d_2^2} \quad (3.17)$$

Igualando ambas expresiones 3.16 y 3.17 se tiene que:

$$\frac{4P_1}{\pi d_1^2} = \frac{4P_2}{\pi d_2^2}$$

despejando  $P_1$  y realizando algunos arreglos se obtiene:

$$P_1 = P_2 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (3.18)$$

despejando  $P_2$  se tiene:

$$P_2 = P_1 \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.19)$$

Remplazando la ecuación 3.15 en 3.19 se obtiene:

$$P_2 = Q \left( \frac{a+b}{a} \right) \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.20)$$

$d_1$  y  $d_2$  diámetros de los pistones de los cilindros menor y mayor respectivamente.

Luego considerando el rendimiento se tiene que:

$$P'_2 = Q \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \frac{a+b}{a} \eta \quad (3.21)$$

donde:

$P'_2$  = es la fuerza a transmitir considerando el rendimiento que actúa en el pistón del cilindro mayor, en kgf,  $P'_2 = 15000$  kgf

$Q$  = El esfuerzo que acciona en el extremo de la palanca; en kgf

$d_2$  = diámetro del cilindro mayor; en cm.,  $d_2 = 5.17$  cm.

$a$  = distancia del brazo  $a$ ; en cm.

$b$  = distancia del brazo aplicación de la fuerza; en cm.

$\eta$  = rendimiento que toma en cuenta las pérdidas de las partes en movimiento,

$$\eta = 0.85 \div 0.95$$

Para el cálculo se establece una longitud de la palanca o sea:

$$L = a + b$$

Considerando el valor de  $a = 3\text{ cm}$ ,  $b = 55\text{ cm}$ , entonces  $L = 58\text{ cm}$ .; tomando una fuerza mínima a aplicar  $Q = 60\text{ kgf}$ , despejando  $d_1$  en 3.21 y sustituyendo estos valores se determina el diámetro máximo del émbolo de la bomba de mano:

$$d_{m\acute{a}x} = d_1 = \sqrt{\frac{Qd_2^2(a+b)}{P_2 \cdot a} \eta}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{60(5.17)^2(3+55) \times 0.95}{15000 \times 3}}$$

$$d_1 = 1.40\text{ cm (normalizado)}$$

Para determinar el valor de la fuerza  $P_1$ , se utiliza la ecuación 3.18, reemplazando valores se obtiene:

$$P_1 = 15000 \left( \frac{1.4}{5.17} \right)^2 = 15000 \times 0.073 = 1095\text{ kgf}$$

Sustituyendo estos valores calculados del diámetro  $d_1$  y fuerza  $P_1$  en la ecuación 3.16 se determina la presión requerida por la bomba manual.

$$p_1 = \frac{4 \times 1095}{\pi(1.4\text{ cm})^2} = 711,32\text{ kgf/cm}^2$$

Con este valor de presión, se selecciona una bomba según el catálogo ver anexos 9 y 10, con número de orden P55 de simple efecto Fig. 3.5



Fig. 3.5 Bomba hidráulica manual

La bomba manual seleccionada se usa con cilindros de simple efecto, las características principales de la misma son:

- Volumen por carrera  $2.6 \text{ cm}^3$
- Presión máxima en alta presión = 700 bar ( $713.801 \text{ kgf/cm}^2$ )
- Esfuerzo máximo de la manivela = 65.8 kgf
- Capacidad de aceite  $901 \text{ cm}^3$
- Capacidad de aceite utilizable  $738 \text{ cm}^3$
- Longitud de la palanca  $L = 584 \text{ mm}$
- Orificio de aceite  $3/8'' \text{ NF}$
- Peso del producto 7.8 kgf.

### 3.4 Selección del tipo de aceite

El tipo de aceite para el mando hidráulico se selecciona partiendo de las condiciones en las que debe trabajar. El criterio fundamental que determina la selección del tipo de aceite es la correspondencia de su viscosidad a la presión y temperatura en los cuales se hallará durante el trabajo. En los mandos hidráulicos de las máquinas el aceite trabaja a temperaturas de 10 a  $70^\circ\text{C}$ .

El tipo de aceite seleccionado debe asegurar un trabajo confiable de todos los dispositivos hidráulicos, para una buena conexión y un rendimiento confiable de la bomba y cilindro hidráulico, según el catálogo [26] recomienda utilizar un aceite **Hidráulico Estándar**, Fig. 3.6 este es un líquido hidráulico de alto grado especialmente formulado para este tipo de cilindro y bomba.



Fig.3.6 Aceite hidráulico estándar

A continuación se describe las características técnicas del aceite estándar:

- Descripción: **Aceite estándar**
- Contiene aditivos que suprimen la espuma
- Tienen un elevado índice de viscosidad
- Densidad 0.88 (880 kg/m<sup>3</sup>)
- Color rojo
- Punto de inflamación 204 °C (400°F)
- Viscosidad a 38 °C (100°F) 347,39 cSt
- Prueba de espuma aprobado

### 3.5 Selección de las tuberías flexibles o mangueras

Para la conducción del fluido hidráulico entre el cilindro hidráulico y la bomba manual hoy se usan principalmente tres tipos de líneas conductoras: manguera flexible, tubería de acero, y tubing de acero., la primera se deben colocar siempre en tramos cortos.

Las mangueras flexibles se fabrica en capas de goma y algunas con trenzado de alambre para mayor presión; la parte interior debe ser compatible con el aceite o fluido empleado como es en este caso Aceite Hidráulico Estándar indicado anteriormente.

Para la conexión del cilindro hidráulico y la bomba manual se selecciona [25] una manguera de goma con alambre trenzado de dos capas, reforzada con dos trenzas de alambre de acero de alta resistencia a la tensión. La cubierta de goma es resistente al aceite y a la intemperie.



**Fig.3.7 Tubería flexible de alambre trenzado**

Según el catálogo ofrecido por la firma comercial Power team ver anexo 11, recomienda utilizar para estos cilindros y bombas una tubería flexible de alambre trenzado con las siguientes características:

- La presión operativa es de 700 bar.(713.801kg/cm<sup>2</sup>)
- La presión mínima de estallido es de 1.400 bar
- Estas mangueras tienen accesorios NF de 3/8" en ambos extremos.
- Es una manguera nominal de 2 capas, reforzada con dos trenzas de alambre de acero de alta resistencia a la tensión.
- Diámetro interior 6.4 mm.
- La cubierta de goma es resistente al aceite y a la intemperie.
- Longitud necesaria de la manguera 1.2 m.

### 3.6 Selección de los acopladores

Las mangueras hidráulicas no pueden unirse directamente a los aparatos hidráulicos, se emplean exclusivamente enchufes o acoplamientos rápidos [24], éstos se utilizan en uniones provisionales de fácil maniobra, incluso en presentación de presión.

Según se indica en la tabla del catálogo ver anexo 9 denominado conjunto de cilindros hidráulicos y bombas designa utilizar un acoplador con numeración 9798 para el tipo de cilindro y bomba que se esta seleccionado. Tiene una rosca, 3/8" NF.

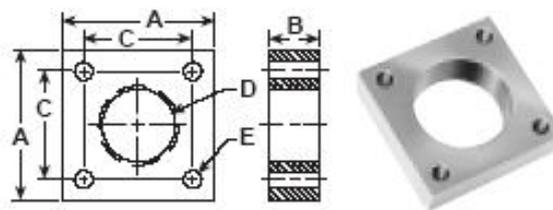
En la Fig. 3.8 se observa la forma del acoplador.



Fig. 3.8 Acoplador

### 3.7 Selección de la placa de montaje del cilindro

Para fijar el cilindro sobre la estructura de la máquina se utiliza una placa de montaje que se seleccionará según el catálogo [20] de Power Team. Esta placa de montaje Fig. 3.9 es de sección cuadrada tiene un orificio central roscado, donde se ajusta el cilindro, cuatro agujeros en sus extremos que sirven para fijar esta placa con la estructura.



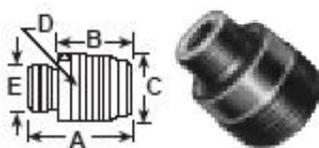
**Fig. 3.9 Placa de montaje del cilindro**

La placa de montaje para este cilindro de 15 toneladas tiene las siguientes características técnicas:

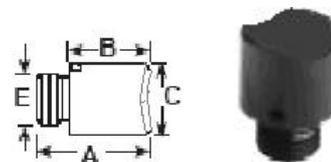
$A = 88.9 \text{ mm}$ .  $B = 25.4 \text{ mm}$ .  $C = 66.8 \text{ mm}$ .  $D = 2 \frac{3}{4}'' - 16 \text{ inch UNC}$ .  $E = 8.6 \text{ mm}$ .

### 3.8 Selección del adaptador de rosca y adaptador sencillo

El adaptador de rosca Fig. 3.10 (a) sirve para enroscar fácilmente el extremo del émbolo del cilindro con las monturas dentada o lisa. Mientras que el adaptador sencillo Fig. 3.10 (b) se coloca directamente en el extremo del émbolo para realizar las funciones del enderezado radial o axial.



**Fig. 3.10 (a) Adaptador de rosca**



**Fig. 3.10 (b) Adaptador sencillo**

Las dimensiones en (mm) para el adaptador de rosca son las siguientes:

$A = 46,0 \text{ mm}$ .  $B = 26,9 \text{ mm}$ .  $C = 41,4 \text{ Diá.}$   $D = 1 \frac{1}{4}'' \text{ NF}$ .  $E = 1'' - 8 \text{ inch UNC}$

Las dimensiones en (mm) del adaptador sencillo se describen a continuación

$A = 50,8 \text{ mm}$ .  $B = 31,8 \text{ mm}$ .  $C = 37,6 \text{ mm}$ .  $E = 1'' - 8 \text{ inch UNC}$

### 3.9 Selección de la montura dentada y montura lisa

Cuando se va a realizar el enderezado del aro se necesita colocar en el extremo roscado del vástago los dispositivos mostrados en las Fig. 3.11 a y Fig. 3.11 b.

La montura dentada se utiliza para disminuir la concentración de tensiones al momento de enderezar el aro en el lado de la torcedura, mientras que la montura lisa se utiliza en superficies de aros donde no se requiera que queden huellas marcadas por su grado mínimo de deformación.

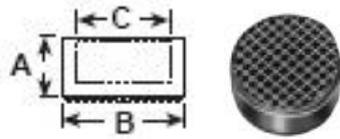


Fig.3.11 (a) Montura dentada

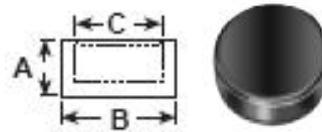


Fig. 3.11 (b) Montura lisa

Las monturas se seleccionan según el catálogo [20] Power Team, las dimensiones son las mismas para ambas. Las características se describen a continuación:

$A = 28.7\text{mm}$ .  $B = 50.8\text{mm}$ .  $C = 1\frac{1}{4}'' \text{NF}$

### 3.10 Selección de la montura alargada

Se la utiliza para el enderezado interior del aro, se selecciona según el catálogo [20] Power Team, las dimensiones se describen a continuación:

$A = 50.8 \text{ mm}$ .  $B = 104.5 \text{ mm}$ .  $C = 1\frac{1}{4} \text{ NF}$ .  $E = 28.7\text{mm}$

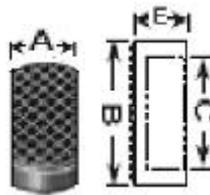


Fig 3.12 Montura alargada

### 3.11 Selección del vástago de extensión

Este vástago de extensión se utiliza cuando se requiere alargar el vástago del cilindro



Fig 3.13 Vástago de extensión

El vástago de extensión se selecciona según el catálogo [20] Power Team, las dimensiones se describen a continuación:

$A = 254\text{mm}$ .  $B = 36.6\text{mm}$ .  $C = 1\frac{1}{4}'' \text{NF}$ .

## CAPITULO. IV VALORACIÓN DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA Y MEDIO AMBIENTAL.

### 4.1 VALORACIÓN DE LOS RESULTADOS

#### 4.1.1 Determinación de la carga óptima para el enderezado de los aros

Como se observa en la tabla 4.1 se expone los resultados obtenidos de las pruebas de ensayo realizadas para determinar la fuerza más crítica con la que se puede lograr el enderezado de los aros, como se puede apreciar el máximo valor de la fuerza es de 15 toneladas.

**Tabla 4.1 Resultados de la fuerza necesaria para enderezar los aros**

DIAMETRO NOMINAL (pulgadas)	ANCHO (pulgadas)	Material. del aro	Carga aplicada en (Ton.)	Resultados.	
				Se endereza	No se endereza.
14	5 5.5 6	Acero	15	X	

#### 4.1.2 Resultados de la máquina oleohidráulica

**Tabla 4.2 Características técnicas de la máquina oleohidráulica**

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	Medidas Generales
Capacidad o esfuerzo, (Toneladas)	15
Peso aproximado de la máquina , kgf	290
Carrera máxima del vástago del cilindro, mm	406,4
Altura máxima entre la mesa y la viga superior, mm	568
Medidas exteriores. Altura total, mm	1693
Altura máxima de la estructura de la máquina, mm	1370
Ancho total, vista de frente, mm	924
Ancho total vista de perfil, mm	516
Distancia desde el piso hasta el eje principal, mm	902
Cabida del depósito de aceite, litros	0,9

**Tabla 4.3 Dimensiones de los elementos calculados de la máquina oleohidráulica**

<b>ELEMENTOS DE LA MÁQUINA</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidades</b>	<b>Dimensiones</b>
Planchas que conforman la viga superior.	2	mm	900x170x25.4
Diámetro de los pernos de sujeción de la viga superior	8	mm	M14x 1.5
Diámetro del eje principal	1	mm	Ø100x661
Peso del eje principal	-	kg	38
Perfiles en L de lados iguales que constituyen la columnas laterales de la estructura de la máquina	4	mm	75x75x9x1340
Planchas que conforman la mesa de la estructura	2	mm	900x232x25,4
Diámetro de los pernos de sujeción de la mesa	12	mm	M 22x1.5
Diámetro del soporte derecho del eje principal	1	mm	63.5
Diámetro de los pernos del soporte izquierdo del eje principal.	6	mm	M18x1.5
Presión del cilindro hidráulico	-	kg/cm <sup>2</sup>	713.8
Espesor del cilindro	-	mm	9.1
Presión máxima de la bomba hidráulica manual.	1	kg/cm <sup>2</sup>	713.8

**Tabla 4.4 Elementos seleccionados de la máquina oleohidráulica**

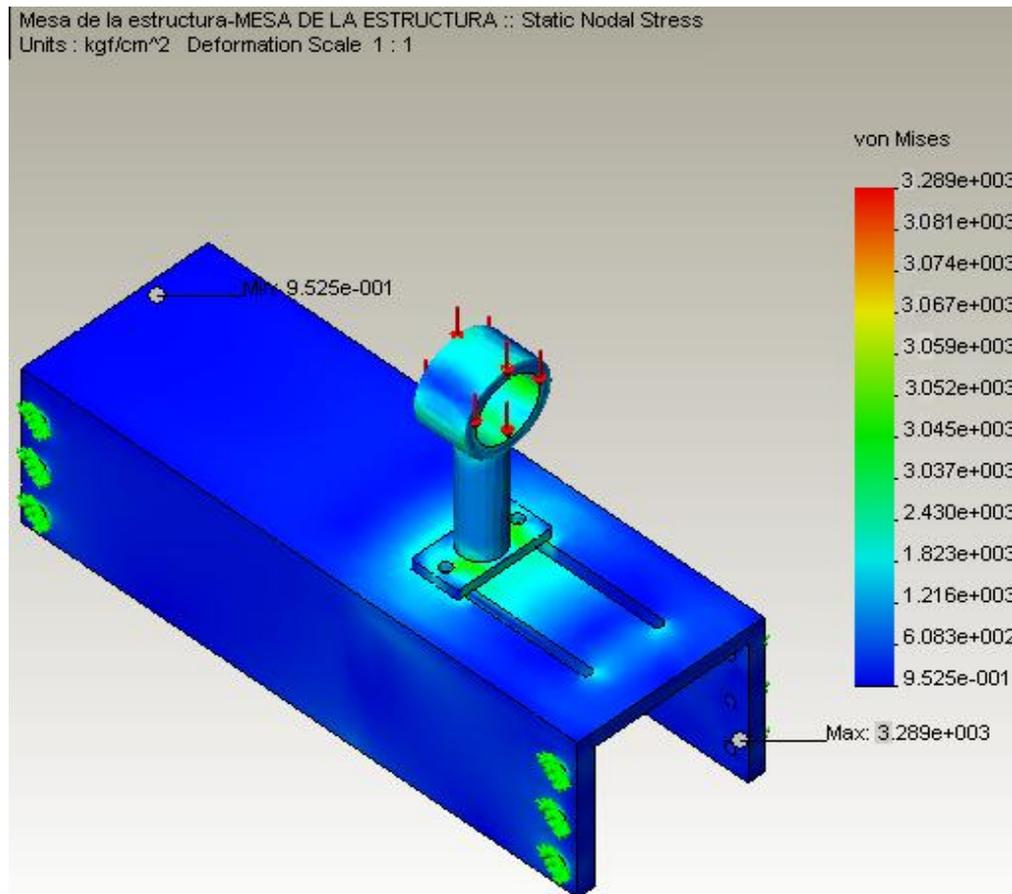
Denominación	Cant.	Características técnicas
Cilindro de simple efecto	1	15 Toneladas
Bomba hidráulica manual de simple efecto	1	Presión máxima en alta presión 713.8 kgf/cm <sup>2</sup>
Aceite hidráulico	1 galón	Estándar, densidad 880 kg/m <sup>3</sup>
Manguera	1.2 m	Flexible de alambre trenzado, con una presión operativa de 713.8kgf/cm <sup>2</sup> y una presión de estallido 1427,6 kgf/cm <sup>2</sup>
Acopladores	2	Rosca 3/8" NF
Placa de montaje del cilindro	1	88.9 x 88.9mm x25.4mm con rosca en el centro 23/4"- 16 inch UNC
Adaptador de rosca	1	Rosca exterior en cada extremo respectivamente 1"-8 inch UNC ; 11/4"- NF
Adaptador sencillo	1	Rosca exterior 1"-8 inch UNC
Montura dentada y montura lisa	2	Rosca interior 11/4"- NF
Montura alargada	1	Rosca interior 11/4" –NF
Vástago de extensión	1	Rosca exterior en cada extremo 11/4" –NF.

### ***4.1.3 SIMULACIÓN DE ALGUNOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA UTILIZANDO EL SOFTWARE COSMOS***

#### **4.1.3.1 Simulación de la mesa y del soporte derecho del eje principal**

La generación de geometría se realiza utilizando el software AutoCAD 2004, el esquema utilizado para la simulación en conjunto del soporte derecho del eje principal y de la mesa mediante el software de elementos finitos cosmos se observa en el anexo 11. El sistema de aplicación de las restricciones y cargas para este conjunto se aprecia en el esquema mostrado en el anexo 12, la fuerza que recae en el apoyo y por ende a la mesa es de 31880 kgf.

En la figura 4.1 se aprecia una vista de las tensiones máximas que soporta la mesa de la estructura cuando el apoyo derecho recae en su punto más crítico, estas tensiones ocurren en los agujeros de la mesa y en la placa de contacto del apoyo con la mesa, estando por debajo de los límites correspondientes, garantizando con seguridad el diseño del conjunto de la mesa y el soporte



**Fig 4.1 Gráfico de la simulación de la mesa y del soporte derecho del eje principal**

#### 4.1.3.2 Simulación de la viga superior de la estructura

La configuración en tres dimensiones de la viga superior se realiza utilizando el software AutoCAD 2004. La Fig 4.2 es el esquema para la simulación de la viga superior, donde se hace la aplicación de las restricciones, y las cargas correspondientes y a su vez se determina los resultados mediante la aplicación del software cosmos.

En esta figura se aprecia las tensiones máximas que soporta el sistema que conforma la viga superior cuando se aplica una fuerza en el punto central de 15000 kgf,

como se puede observar el punto más crítico de las tensiones máximas se producen en los agujeros y con menor grado en la superficie de la base donde se apoya el cilindro hidráulico, los resultados obtenidos mediante la simulación demuestran que esta viga cumple con las condiciones de resistencia, de modo que permite garantizar el diseño de la misma.



Fig 4.2 Gráfico de la simulación de la viga superior

#### 4.1.3.3 Simulación del soporte izquierdo del eje principal

El soporte izquierdo del eje principal se lo dibuja en 3 dimensiones, luego se colocan las restricciones correspondientes en los agujeros, además se le aplica una carga de 16880 kgf en la parte central de la pieza. Como se observa en el Fig 4.3 las tensiones máximas se producen en los agujeros, siendo éstos concentradores de tensiones y también se produce tensiones máximas en la unión entre la plancha y el anillo circular, sin embargo se afirma que el material seleccionado garantiza las condiciones de resistencia.

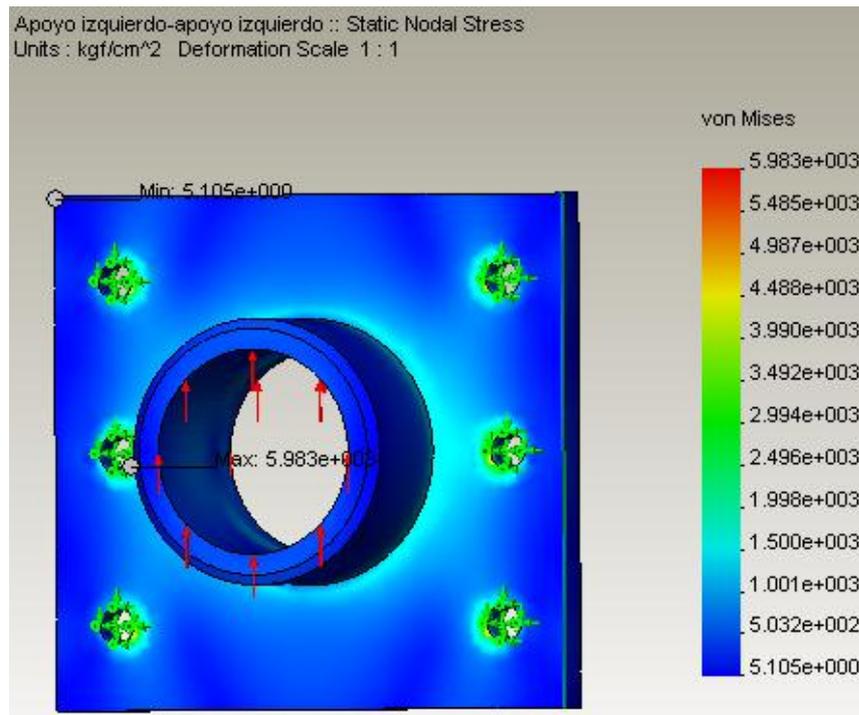


Fig 4.3 Gráfico de la simulación del soporte izquierdo del eje principal

## 4.2 VALORACIÓN ECONÓMICA

Uno de los requisitos de elevada precisión que debe satisfacer las máquinas modernas es el índice económico, el cual concede gran importancia en el costo de su preparación y explotación.

Para realizar el cálculo económico de la máquina oleohidráulica para el enderezado radial y axial de los aros de vehículos livianos es necesario tener en cuenta varios indicadores que lógicamente están implícitos en la construcción de la misma y que intervienen de forma directa en el costo final. Los elementos independientes, mecanismos y aparatos (dispositivos) de los sistemas mecánicos e hidráulicos que están normalizados, permite en cortos periodos, crear con estos elementos las máquinas.

En el índice económico de la máquina mencionada influyen factores tales como:

- La sencillez de la construcción
- Simple tecnología de elaboración
- Poca voluminosidad
- Alto rendimiento
- Poca área de ocupación.

El uso de una tecnología simple de elaboración puede ser valorado aproximadamente por la cantidad de piezas normalizadas y no normalizadas (originales). La voluminosidad de la máquina es la cantidad del metal gastado por unidad de potencia de la máquina utilizada en el proceso de corte.

La simplificación del sistema y la creación de conjuntos con menores cantidades de elementos y de piezas desgastables conducen siempre a la elevación de la seguridad de la máquina. La principal tarea del proyectista es garantizar el costo mínimo de la máquina que se proyecta, sin dejar por eso de satisfacer todos los requisitos técnicos necesarios. Para la valoración económica de la máquina se analiza los gastos de materiales, gastos de mano de obra, gasto de energía eléctrica en la fabricación, los mismos se detallará a continuación.

#### 4.2.1 Gasto de Materiales:

**Tabla 4.5 Gasto de materiales**

No	Materiales	U/M	Peso en kg.	Cantidad	Precio unitario USD	Importe USD
1	Ángulo de lados iguales 75x75x9	kg.	68,7	1	103,01	103,005
2	Ángulo de lados iguales 50x50x9	kg.	5,39	2	8,085	16,17
3	ángulo de lados iguales 25x25x3	kg.	3	1	4,5	4,5
4	Chapa de acero 882x270x25.4	kg.	47,1	1	70,65	70,65
5	Chapa de acero 882x232x25.4	kg.	40	2	60	120
6	Chapa de acero 882x170x25.4	kg.	29,8	2	44,7	89,4
7	Chapa de acero 270x200x25.4	kg.	10,8	1	16,14	16,14
8	Chapa de acero 170x221x19	kg.	5,6	2	8,4	16,8
9	Chapa de acero 220x215x25.4	kg.	9,42	1	14,13	14,13
10	Chapa de acero 270x251x19	kg.	10	1	15	15
11	Chapa de acero 150x75x16	kg.	1,41	1	2,115	2,115
12	Barra redonda ø100mm	kg.	38	1	57	57
13	Barra redonda ø140mm	kg.	21,1	1	31,575	31,575
14	Barra redonda ø 63.5mm	kg.	2,27	1	3,405	3,405
15	Barra redonda ø 114mm	kg.	1,65	1	2,475	2,475
16	Barra redonda ø 127mm	kg.	5,07	1	7,605	7,605
17	Electrodos	kg.		3	1,6	4,8
18	Acetileno	m <sup>3</sup>		1	38	38
19	Oxígeno	m <sup>3</sup>		1	35	35
20	Tornillo M16x75x1.5	U		2	0,9	1,8
21	Tornillo M16x25x1.5	U		1	0,8	0,8
22	Tornillo M18x63.5x1.5	U		6	1,2	7,2
23	Tornillo M14x63.5x1.5	U		8	0,8	6,4
24	Tornillo M8x75x1.5	U		4	0,5	2
25	Tornillo M8x25x1.5	U		4	0,6	2,4
26	Tornillo M22x63.5x1.5	U		12	1,5	18
27	Tornillo M16x 50x1.5	U		4	0,85	3,4
28	Tuerca M16x1.5	U		6	0,5	3
29	Tuerca M18x1.5	U		6	0,6	3,6
30	Tuerca M14x1.5	U		8	0,4	3,2
31	Tuerca M8x1.5	U		4	0,3	1,2
32	Tuerca M8x1.75	U		4	0,3	1,2
33	Tuerca M22.1.5	U		12	0,8	9,6
	<b>TOTAL</b>					<b>711,57</b>

#### 4.2.2 Gastos de equipos

Tabla 4.6 Costo de equipos

No	EQUIPOS	U/M	Cantidad	Precio unitario USD	Importe USD
1	Cilindro hidráulico de simple efecto de 15 Toneladas.	U	1	430	430
2	Bomba hidráulica manual de acción simple presión máx. 700bar	U	1	380	380
3	Manguera	m	1,2	15	18
4	Rancores 3/8" NF	U	2	6	12
5	Placa de montaje del cilindro	U	1	45	45
6	Adaptador de rosca	U	1	25	25
7	Adaptador sencillo	U	1	18	18
8	Montura dentada	U	1	16	16
9	Montura lisa	U	1	13	13
10	Montura alargada	U	1	20	20
11	Vástago de extensión	U	1	20	20
13	Aceite	Galón	1	10	10
	<b>TOTAL</b>				<b>1007</b>

#### 4.2.3 Gasto de mano de obra:

Tabla 4.7 Salario básico de los operarios en el proceso de maquinado

No	Especialista	Cantidad	Tarifa salarial \$/h USD	Tiempo de operación (h)	Importe USD
1	Mecánico ensamblador "B"	1	2.50	100	250
2	Soldador "B"	1	2,25	24	54
3	Fresador "B"	1	2.50	6	15
4	Tornero "B"	1	2.50	60	150
5	Taladrador "B"	1	1,50	8	12
6	Cepillador "B"	1	2.50	8	20
7	Ayudante	1	1.50	100	150
	<b>TOTAL</b>				<b>651</b>

#### 4.2.4 Gasto de salario de Ingeniería y Proyecto

Tabla 4.8 Salario de Ingeniería y Proyecto

Categoría	Tarifa (\$/h) USD	Cantidad	Tiempo de operación (h)	Importe USD
Investigación	3.0	1	140	420

$$\begin{aligned}
 G_{\text{mano de obra}} &= G_{\text{oper.}} + G_{\text{ing.}} \\
 &= 651 + 420 \\
 &= \text{\$ } 1071
 \end{aligned}$$

#### 4.2.5 Gasto del transporte

**Tabla 4.9 Gasto por consumo de combustible**

Denominación	Unid.	Cantidad	Tarifa (\$/lit)	Importe USD
Consumo de combustible	Lt.	25	0,39	9.75

**Tabla 4.10 Gasto de salario del personal de transporte**

Categoría	Tarifa (\$/h)	Tiempo de operación en la transportación	Importe USD
Chofer	2,5	12	30

$$G_{\text{transporte}} = G_{\text{combust.}} + G_{\text{op}}$$

$G_{\text{combustible}}$ : gasto de combustible

$G_{\text{pt}}$ : Gasto por el personal de transporte

$$G_{\text{transporte}} = \text{\$ } 39.75$$

#### 4.2.6 Gasto de energía eléctrica

**Tabla 4.11 Gasto de Energía eléctrica en la fabricación**

No	Equipo	Potencia instalada (Kw.)	Tarifa Eléctrica \$/Kwh. USD	Tiempo de operación (h)	Importe USD
1	Torno	5,89	0,08	60	28.27
2	Fresadora	6,62	0,08	8	4.23
3	Máquina de soldar	3,68	0,08	24	7.06
4	Taladradora	2,95	0,08	20	4.72
5	Cepillo	4,42	0,08	8	2.82
7	Máquinas abrasivas	0,55	0,08	24	1.05
	<b>TOTAL</b>				<b>48.15</b>

#### 4.2.7 Gasto total

$$\begin{aligned}\Sigma_{\text{Gastos}} &= G_{\text{materiales}} + G_{\text{de equipos}} + G_{\text{mano de obra}} + G_{\text{transporte}} + G_{\text{energía eléctrica}} \\ &= 711,57 + 1007 + 1071 + 39.75 + 48.15 \\ &= \$ 2877.47\end{aligned}$$

#### 4.2.8 Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión

El cálculo del tiempo de recuperación se determina por la ecuación (4.1) donde  $I$  es el costo de inversión de \$ 2877.47 y  $Vp$  es el Beneficio. En la Ec. (4.2),  $Bi$  que es: Ingresos en el año en curso se lo determina en función a un sondeo de la demanda de aros dañados por cada año siendo este valor de 14400USD; este valor se lo obtiene sacando un promedio de ingresos diarios de \$60 multiplicado por 5 días de la semana y luego por las cuatro semanas que tiene el mes y por 12 meses que tiene el año.

$$T = \frac{I}{Vp} \quad (4.1)$$

donde:

$T$  = tiempo de recuperación de la inversión

$I$ : Costo de Inversión

$Vp$ : Beneficio

$$Vp = \sum_{n=1}^1 \frac{Bi}{(1+r)^n} \quad (4.2)$$

donde:

$Bi$ : Ingresos en el año en curso (14400 USD)

$r$ : Tasa de interés 8%

$n$ : cantidad de años = 1

Remplazando los valores en la ecuación (4.2) se obtiene:

$$Vp = 1600 \text{ USD/año}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.1 se obtiene el tiempo de recuperación

$$T = 22 \text{ meses}$$

### 4.3 VALORACIÓN MEDIO AMBIENTAL.

El impacto del deterioro ambiental se refleja en la sociedad y en la economía de los pueblos de diferentes formas y a distintos plazos, de ahí que se estime: Si la calidad ambiental se deteriora, se afecta a la calidad de vida. Si se desea mantener condiciones adecuadas de salud, calidad de vida y desarrollo sostenible, es necesario preocuparse por el mantenimiento y mejoramiento de la integridad ambiental para así, no agregar costos que pueden ser cuantiosos a los proyectos de desarrollo.

Si se ahorra en el área *ambiental*, por no incrementar la inversión inicial, se termina gastando sumas mayores en plazos más largos o se pierde la inversión “lo barato sale caro”.

La implementación de una nueva actividad, la modificación de una existente o la ejecución de un determinado proyecto, causan sobre el medio ambiente un impacto ambiental, la determinación de la magnitud de la acción sobre el medio ambiente es importante para el mantenimiento y preservación del mismo.

El impacto ambiental indica tres facetas que son:

1. Modificación de las características del medio ambiente.
2. Modificación de los valores ambientales.
3. Modificación del ámbito de salud y bienestar humano.

La actividad del hombre dio lugar a la aparición de nuevos procesos y fenómenos naturales negativos que no habrían ocurrido antes en la naturaleza, y por eso eran desconocidos. Ahora deben aplicar con más frecuencia, medidas especiales, adaptadas a estos nuevos procesos para su prevención o disminución.

En líneas generales, la dependencia que tiene el hombre de la naturaleza se ha fortalecido y adquirido formas más complejas. Esta es una de las causas que obliga a tomar medidas especiales para la formación y protección de la naturaleza.

La socialización de esta máquina expuesta para procesos de enderezado de aros en la ciudad de Loja, constituye la etapa final para un feliz cumplimiento al objetivo principal de este trabajo, sin embargo, es imposible hablar de socialización de esta

máquina propuesta sin considerar la influencia e impacto ambiental de los residuos que se generan como resultado de la actividad, por lo que debe realizarse un análisis de los aspectos negativos y positivos que puede ocasionar en los procesos de funcionamiento para poder garantizar la introducción de los resultados mediante la implementación de una tecnología integralmente sociable.

***Esta máquina puede causar impactos ambientales negativos como:***

- Vertimientos de aceites al piso por las cañerías averiadas
- El aceite de trabajo y sus vapores pueden provocar incendios y al mismo tiempo, ocasionar peligro a la salud del personal de servicio.
- Ruidos causados por la máquina al momento de enderezado y la manipulación de estas piezas.
- Actos inseguros al momento de operar la máquina que pueden ocasionar accidentes del trabajo.

***Los impactos ambientales positivos provocados por esta máquina se consideran los siguientes:***

- Disminución de los vertimientos de desechos sólidos por la reducción de los aros desechados.
- Mayor utilización de estas piezas
- Reducción del consumo de estas piezas disminuyendo el impacto que la extracción de minerales provoca sobre el ambiente.

## **4.4 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL**

### **4.4.1 Función del mantenimiento.**

El mantenimiento implica el uso de prácticas técnico gerenciales aplicadas a los bienes físicos, como las plantas industriales y sus componentes (equipos, instalaciones y servicios), a fin de garantizar su utilización con una producción máxima al menor costo posible.

#### **4.4.1.1 Objetivos del mantenimiento.**

- Asegurar la fiabilidad y disponibilidad de los equipos, así como lograr el alcance de la vida útil de los mismos.
- Contribuir en la calidad del producto, una buena presentación y correcta operatividad de los equipos.
- Contribuir en el retorno óptimo de capital invertido en el equipo durante su funcionamiento.
- Contribuir con la seguridad del usuario y del mantenedor, así como la protección del medio ambiente.

#### **4.4.1.2 Tipos de mantenimiento.**

Desde el punto de vista de su ejecución, se hace una división de tres grandes tipos, distintos en cuanto a su forma, pero no así en sus fines: mantenimiento correctivo, mantenimiento preventivo, y mantenimiento predictivo.

##### **4.4.1.2.1 Mantenimiento correctivo.**

El mantenimiento de esta máquina corresponde a esta clase. Este tipo de mantenimiento está dirigido a resolver emergencias o repara fallas ocurridas fortuitamente, después de una falla, el equipo es llevado a sus condiciones de operación originales, por medio de restauración a reemplazo de piezas, componentes, elementos, partes de equipo o instalaciones, que hayan sufrido algún desgaste, daño o rotura .

El mantenimiento correctivo no requiere de inversiones en equipos de medición de parámetros ni una organización de mantenimiento con personal altamente calificado. Sin embargo, disminuye la confiabilidad de los equipos y genera altos costos por mantenimiento e interrupciones operacionales no programadas.

#### **4.4.1.2.2 Mantenimiento preventivo**

El mantenimiento preventivo, llamado también mantenimiento programado, comprende aquellas acciones programadas y ejecutadas con el fin de mantener el equipo o instalación bajo condiciones específicas de operación que disminuya la posibilidad de ocurrencia de fallas. El mantenimiento preventivo incluye: servicio y lubricación programada, ajustes, inspección, corrección oportuna de las deficiencias y registros de mantenimiento.

#### **4.4.1.2.3 Mantenimiento predictivo**

Comprende aquellas acciones de mantenimiento programadas de acuerdo a las evoluciones del estado que se encuentran los equipos o instalaciones. Estas evaluaciones se realizan a través de instrumentos especiales y su ejecución se lleva a cabo de manera que no afecte el proceso productivo de forma imprevista.

El mantenimiento predictivo permite determinar el requerimiento de mantenimiento de una instalación o equipo por medio de monitoreo antes de que ocurra una falla entre ciclos de mantenimiento programado.

La implementación del mantenimiento predictivo requiere de altas inversiones en equipos de monitoreo o en la instalación de instrumentos para medir los distintos parámetros. Exige un personal altamente calificado.

#### **4.4.2 Normas de Seguridad**

- El personal dedicado al manejo de esta máquina debe estar adecuadamente capacitado y adiestrado sobre los riesgos de las tareas específicas a las que ha sido asignado.
- La máquina debe disponer de un cartel que indique la capacidad máxima de trabajo 15 toneladas para las condiciones de uso grabadas en lugar visible.

- Para realizar el montaje y desmontaje de los elementos y los dispositivos de la máquina se debe hacer bajo la supervisión directa del personal competente, debiendo ser examinados periódicamente por el mismo personal.
- El área donde se coloca la máquina, debe ser un lugar estratégico de modo que permita operar sin dificultad alguna y evitando causar accidentes de trabajo a personas externas o al mismo operador por negligencia.
- Conectar y asegurar correctamente los acoplamientos del cilindro y de la bomba hidráulica manual con la manguera, para evitar fugas de aceite, debido a que se pueden provocar accidentes de trabajo porque estos elementos trabajan a altas presiones.

## CONCLUSIONES

1. Se han diseñado los elementos que conforman la parte mecánica de la máquina, así como también se han seleccionado los dispositivos hidráulicos, de modo que permite realizar el enderezado de los aros.
2. Se han obtenido las principales dimensiones de la estructura soporte y de los elementos que conforma la máquina, los mismos se proponen ser construidos de perfiles laminados y aceros redondos.
3. La selección y comprobación de los dispositivos hidráulicos se determinó con el criterio apropiado y eficiente, de tal forma nos permite garantizar el diseño de la máquina.
4. Los cálculos realizados al eje principal de sujeción de los aros muestran que el mismo resiste a las solicitaciones sometidas.
5. Se han seleccionado los principales dispositivos tanto hidráulicos como mecánicos para el enderezado de los aros de diámetro 12"; 13" y 14".
6. En el cálculo realizado a la compresión y a la estabilidad del vástago del cilindro hidráulico se verifica que no existe la posibilidad que falle a compresión y a pandeo.
7. Para la construcción de la máquina es necesario emplear unos \$ 2877.47 USD, los mismos tienen un tiempo de 22 meses para su recuperación.
8. La modelación de la mesa, el soporte derecho del eje principal, la viga superior de la estructura y el soporte izquierdo del eje principal de la máquina, muestran que tienen reservas de resistencia, y cumple con las condiciones de resistencia.

## RECOMENDACIONES

Concluido el presente trabajo, teniendo en cuenta los cálculos realizados y con el fin de llegar a un mayor aprovechamiento del equipo, se sugiere lo siguiente:

1. Aplicar los resultados del proyecto a diferentes pequeñas industrias de la ciudad de Loja, para que puedan ejecutar el proyecto y llevar a la práctica, resolviendo así la problemática existente.
2. Automatizar en lo posible la máquina para que permita prestar un servicio más eficiente.
3. El soporte derecho del eje principal se recomienda estar lo más cerca posible al aro en el momento de enderezar.
4. Se recomienda realizar algunos utillajes más para mejorar la versatilidad de la máquina en el momento del enderezado.
5. Acoplar y conectar correctamente los dispositivos hidráulicos de tal forma que garantice una vida útil de la máquina.
6. Realizar el control de calidad con una máquina balanceadora para garantizar el enderezado de los aros.
7. En caso de fabricación de la máquina se recomienda construir la tuerca de sujeción del aro y la base de la bomba con las medidas y materiales que se especifican en el diseño.

**SIMBOLOGÍA****Símbolos griegos.**

$\mu$	coeficiente de la longitud que depende del tipo de sujeción y de la sollicitación de la barra.	adimensional
$\lambda$	flexibilidad de la barra que caracteriza la propensión de la barra al pandeo	adimensional
$n_{est}$	coeficiente de seguridad admisible a la estabilidad	adimensional
$\sigma$	tensión normal	kgf. /cm <sup>2</sup>
$\tau$	tensión cortante	kgf. /cm <sup>2</sup>
$\emptyset$	diámetro	cm
$\gamma$	Peso específico del material	Ton/m <sup>3</sup>
$\eta$	coeficiente de seguridad	adimensional
$\varphi$	coeficiente de reducción de las tensiones admisibles	adimensional
$\pi$	constante matemática ( $\pi = 3,1416$ )	-
$\Sigma$	sumatoria.	(adimensional)

**BIBLIOGRAFIA**

- [1] Aneiros Parada José M. Problemas de diseño de elementos de Máquinas. Editorial Pueblo y Educación, Ciudad de la Habana. Cuba. 1987.
- [2] Bashta, T.M. Hidráulica en la construcción de maquinaria. Impreso en la URSS 1987.
- [3] Dobrovolski V., K. Zablonki, A. Radchik, L.Erlj. Elementos de Máquinas., Editorial Mir Moscú. Impreso en la URSS 1980.
- [4] Gil Espinosa Juan Carlos, Enrique Berbós Almenara. Manual de Mecánica Industrial, Soldadura y Materiales., Edita Cultural, S.A, Impreso en España. Edición 2002.
- [5] Hall Allen ; Alfred R. Holowenko, Problemas de diseño de máquinas,1975.
- [6] Jiménez Luis M<sup>a</sup> De Cisneros, Manual de Oleohidráulica, Segunda Edición.Editorial Blume, Barcelona. 1985.
- [7] Jütz Hermann; Eduard Scharkus, Rolf Lobert. Prontuario de Metales tercera edición, Editorial Reverté, S. A., Impreso en Barcelona España. 1984.
- [8] Laughlin G. Herman, M. S. M. E. Editorial Dossat, S.A. Madrid. (España) 1971.
- [9] Mirolíúbov.I, S. Engálichev, N. Serguiénski. Problemas de resistencia de materiales. Traducido del ruso por Pedro Gutiérrez Mora Doctor en ciencias técnicas. Sexta edición. Impreso en la URSS.1980.
- [10] Maeso Carboles, Félix Rodríguez García. Manual de Mecánica Industrial Neumática e Hidráulica., Edita Cultural, S.A. Madrid España. Edición 2002
- [11] Nash A. William, Resistencia de materiales, Impreso en México.1988.
- [12] Nekrasov B., Hidráulica. Segunda edición, editorial Pueblo y Educación, Ciudad de la Habana. 1989

- [13] Nikolaev Anatoli. Máquinas Herramientas IV. Editorial Pueblo y Educación, Quinta edición 1987.
- [14] Pashkov N.N., F.M. Dolgachev Hidráulica y máquinas Hidráulicas, editorial Mir Moscú. 1985.
- [15] Shigley, Joseph E. Mischke Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. Sexta Edición. Impreso en México 2002.
- [16] Shigley Joseph E. Diseño en Ingeniería mecánica, segunda edición. Impreso en México 1979.
- [17] Stiopin P.A. Resistencia de materiales, cuarta edición, traducido del Ruso por Pedro Gutiérrez Mora, Tercera edición 1979. Impreso en la URSS. 1985. Editorial Mir 1979.

**PAGINAS WEB:**

- [18] [www.//66.201.84.143//spanish/fullcat.php](http://www.//66.201.84.143//spanish/fullcat.php) 02 de Abril del 2004
- [19] [www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/8-9.pdf](http://www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/8-9.pdf). 03 de Abril del 2004
- [20] [www.//66.201.84.143spanish/catalog/pdf//10-11.pdf](http://www.//66.201.84.143spanish/catalog/pdf//10-11.pdf). 04 de Abril del 2004
- [21] [www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/34-35.pdf](http://www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/34-35.pdf) . 04 de Abril del 2004
- [22] [www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/44-45.pdf](http://www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/44-45.pdf). 10 de Abril del 2004
- [23] [www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/48-49.pdf](http://www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/48-49.pdf). 11 de Abril del 2004
- [24] [www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/74-80.pdf](http://www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/74-80.pdf). 15 de Abril del 2004
- [25] [www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/85.pdf](http://www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/85.pdf). 15 de Abril del 20
- [26] [www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/88.pdf](http://www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/88.pdf). 15 de Abril del 2004
- [27] [www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/92.pdf](http://www.//66.201.84.143//spanish/catalog/pdf/92.pdf). 20 de Abril del 2004

## ANEXO 1

### TABLA DE LAS DIMENSIONES DE UN ARO

DIMENSIONES BASICAS DE UN ARO O LLANTA					
					
DIAMETRO NOMINAL (pulgadas)	ANCHO (pulgadas)	CIRCULO BÁSICO (mm)	OFF-SET (mm)	DIAMETRO CENTRO (mm)	Nro. PERNOS
12"	4,0"	100,0	30,0	60,0	4
12	5,0"	100,0	40,0	60,0	4
12"	5.5"	100,0	27,0	61,0	4
13"	4.5"	100,0	40,0	60,0	4
13"	5,0"	114,3	38,0	60,0	4
13	5.0"	100,0	19,0	61,0	4
13"	5,0	100,0	40,0	60,0	4
13"	5,5"	100,0	40,0	66,6	4
13	6,0"	114,30	33,0	60,5	4
13	5,0"	114,30	28,0	60,5	4
13	5,0"	114.3	28,0	69,0	4
13	5.5"	114.3	35,0	67,0	4
13	5.5"	100,0	40,0	61,0	4
13	4.5"	100,0	40,0	64,0	4
14"	5,0"	114,3	40,0	60,5	4(5)
14"	5.5"	100,0	40,0	64,0	4(5)
14	5.5"	114.3	40,0	67,0	4(5)
14	6,0"	114,30	40,0	60,5	4(5)

Fuente: Internet

## ANEXO 2

**TABLA DE CARACTERIZACIÓN DE LOS AROS DE ACERO.**

DIAMETRO NOMINAL (pulgadas)	ANCHO (pulgadas)	Material del aro	Carga aplicada en (Ton.)	Resultados.	
				Se endereza	No se endereza.
12	4 4.5 5	Acero	1		X
			2		X
			3		X
			4	X	
			5	X	
			6	X	
13	4 4.5 5 5.5 6	Acero	4		X
			5	X	
			6	X	
			7	X	
			8	X	
14	5 5.5 6	Acero	4		X
			5		X
			6	X	
			7	X	
			8	X	
			10	X	
			15	X	

Fuente: Investigación Directa

## ANEXO 3

**TABLA DE CARACTERIZACIÓN DE LOS AROS DE ALUMINIO Y MAGNESIO**

DIAMETRO NOMINAL (pulgadas)	ANCHO (pulgadas)	Material del aro	Carga aplicada en (Ton.)	Resultados	
				Se endereza	No se endereza
12	4.5 5	Aluminio Y Magnesio	3		X
			4	X	
			5	X	
13	4 4.5 5 5.5 6	Aluminio y magnesio	3		X
			4	X	
			5	X	
			6	X	
			8	X	
14	5 5.5 6	Aluminio y magnesio	5		X
			6	X	
			7	X	
			8	X	
			10	X	

Fuente: Investigación Directa

## ANEXO 4

**TABLA DE VALORES DE  $\varphi$**

Esbeltez $\lambda$	Aceros Rst 37-2, St 44 -2, St – 50-2	Acero St-50-2	Acero de alta calidad $\sigma_f \geq 3200$	Hierro fundido	Madera
0	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
10	0.99	0.98	0.97	0.97	0.99
20	0.96	0.95	0.95	0.91	0.97
30	0.94	0.92	0.91	0.81	0.93
40	0.92	0.89	0.87	0.69	0.87
50	0.89	0.86	0.83	0.57	0.80
60	0.86	0.82	0.79	0.44	0.71
70	0.81	0.76	0.72	0.34	0.60
80	0.75	0.70	0.65	0.26	0.48
90	0.69	0.62	0.55	0.20	0.38
100	0.60	0.51	0.43	0.16	0.31
110	0.52	0.43	0.35	-	0.25
120	0.45	0.37	0.30	-	0.22
130	0.40	0.33	0.26	-	0.18
140	0.36	0.29	0.23	-	0.16
150	0.32	0.26	0.21	-	0.14
160	0.29	0.24	0.19	-	0.12
170	0.26	0.21	0.17	-	0.11
180	0.23	0.19	0.15	-	0.10
190	0.21	0.17	0.14	-	0.09
200	0.19	0.16	0.13	-	0.08

Fuente: Resistencia de materiales, cuarta edición. Stio-pin P.A.

## ANEXO 5

### PROPIEDADES DE PERFILES ESTRUCTURALES-ANGULOS DE LADOS IGUALES

Wa = peso por unidad de longitud de perfiles de aluminio, lb/pie

Ws = peso por unidad de longitud de perfiles de acero, lb/pie

A = área de la sección transversal, plg<sup>2</sup>

I = momento de inercia, plg<sup>4</sup>

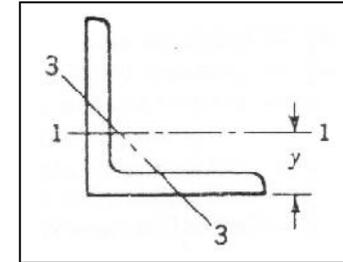
K = radio de giro, plg.

y = distancia centroidal, plg

Z = módulo de la sección, plg<sup>3</sup>

#### Tamaño

plg	Wa	Ws	A	I1-1	k1-1	Z1-1	y	I3-3	k3-3
1x1x1/8	0.28	0.80	0.23	0.02	0.30	0.03	0.30	0.008	0.19
1x1x1/4	0.53	1.49	0.44	0.04	0.29	0.05	0.34	0.016	0.19
1 1/2x1 1/2x1/8	0.44	1.23	0.36	0.07	0.45	0.07	0.41	0.031	0.29
1 1/2x1 1/2x1/4	0.83	2.34	0.69	0.14	0.44	0.13	0.46	0.057	0.29
2x2x1/8	0.59	1.65	0.49	0.18	0.61	0.13	0.53	0.08	0.40
2x2x1/4	1.14	3.19	0.94	0.34	0.60	0.24	0.58	0.14	0.39
2x2x3/8	1.65	4.70	1.37	0.47	0.59	0.35	0.63	0.20	0.39
2 1/2x2 1/2x1/4	1.45	4.1	1.19	0.69	0.76	0.39	0.71	0.29	0.49
2 1/2x2 1/2x3/8	2.11	5.9	1.74	0.98	0.75	0.56	0.76	0.41	0.48
3x3x1/4	1.73	4.9	1.43	1.18	0.91	0.54	0.82	0.49	0.58
<b>3x3x3/8</b>	<b>2.55</b>	<b>7.2</b>	<b>2.10</b>	<b>1.70</b>	<b>0.90</b>	<b>0.80</b>	<b>0.87</b>	0.70	0.58
3x3x1/2	3.32	9.4	2.74	2.16	0.89	1.04	0.92	0.91	0.58
3 1/2x3 1/2x1/4	2.05	4.9	1.69	1.93	1.07	0.76	0.94	0.80	0.69
3 1/2x3 1/2x3/8	3.01	7.2	2.49	2.79	1.06	1.11	1.00	1.15	0.68
3 1/2x3 1/2x1/2	3.94	11.1	3.25	3.56	1.05	1.45	1.05	1.49	0.68
4x4x1/4	2.35	6.6	1.94	2.94	1.23	1.00	1.07	1.21	0.79
4x4x3/8	3.46	9.8	2.86	4.26	1.22	1.48	1.12	1.75	0.78
4x4x1/2	4.54	12.8	3.75	5.46	1.21	1.93	1.17	2.26	0.78
4x4x5/8	5.58	15.7	4.61	6.56	1.19	2.36	1.22	2.76	0.77
6x6x3/8	5.27	14.9	4.35	14.85	1.85	2.38	1.60	6.07	1.18
6x6x1/2	6.95	19.6	5.74	19.38	1.84	4.46	1.66	7.92	1.17
6x6x5/8	8.0	24.2	7.10	23.64	1.82	5.51	1.71	9.70	1.17
6x6x3/4	10.20	28.7	8.43	27.64	1.81	6.52	1.76	11.43	1.16



Fuente: Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica, Shigley Joseph E.

## ANEXO 6

### TABLA DE PROPIEDADES A LA TRACCIÓN DE LOS MATERIALES

Material	Tratamiento (Tratamiento en °C)	Límite de fluencia Kg./cm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción	Alargamiento en la probeta De 2 plg %	Reducción n de la sección	Dureza Brinell, Bhn
Acero bajo en carbono	Laminado en caliente	3.270	4.430	38	62	126
	Estirado en frío	4.570	5.410	20	60	156
		6.040				
Acero AISI C1015	Laminado en caliente	3.195	4.290	39	61	126
	Estirado en frío	4.360	5200	24	57	143
Acero AISI C1018	Laminado en caliente	3.380	4.810	38	62	143
	Estirado en frío	4.900	5.750	20	57	163
	Cementado propi edades de núcleo	3940	6.410	27	48	197
Acero AISI C1019	Laminado en caliente	3.590	4.490	37	60	149
	Estirado en frío	5.060	5.900	20	56	170
Acero AISI C1020	Laminado en caliente	3.020	4.570	36	59	143
	Estirado en frío	4.650	5.480	20	55	156
Acero AISI C1035	Laminado en caliente	3.800	6.000	30	53	183
	Estirado en frío	5.550	6.470	25	50	201
Acero AISI C1040	Laminado en caliente	4.080	6.430	27	50	201
	Estirado en frío	6.180	7.030	17	42	207
	Revenido a 538 <sup>0</sup>	6.040	7.750	23	62	235
Acero AISI C1042	Laminado en caliente	4.150	6.540	26	50	201
	Estirado en frío	6180	7030	17	42	207
	Revenido a 538 <sup>0</sup>	6.040	7.770	23	62	235
Acero AISI C1045	Laminado en caliente	4.150	6.890	24	45	212
	Estirado en frío	6.330	7.24	14	40	217
Acero AISI C1095	Laminado en caliente	5.830	9.980	8	18	293
	Revenido a 425 <sup>0</sup>	9.700	14.060	12	37	388
Acero AISI C1137	Laminado en caliente	4.010	6.470	27	61	192
	Estirado en frío	6.330	7.380	15	38	207
Acero AISI C1141	Laminado en caliente	4.150	6.820	25	52	201
	Estirado en frío	6.540	7.730	14	40	223
	Revenido a 538 <sup>0</sup>	7.030	8.860	19	54	277

Fuente: Diseño en Ingeniería mecánica, Shigley Joseph E.

## ANEXO 7

**TABLA DE LAS TENSIONES ADMISIBLES  $\sigma_{adm}$  en N/mm<sup>2</sup> en maquinarias**

Material		St 37	St42	St50	St 60	C35	C45	C60	GG-20	GG-25	GG-45
						Bonificado					
Tracción	I	150	170	200	240	250	300	360	60	90	150
	II	110	120	150	170	180	210	250	50	70	110
	III	70	80	100	110	110	130	150	40	50	80
Compresión	I	150	170	200	240	250	300	360	170	220	150
	III	110	120	150	170	180	210	250	90	120	110
Cortadura	I	120	140	160	190	200	240	290	80	120	120
	III	90	100	120	140	150	170	210	60	80	90
Flexión	I	180	200	240	290	300	360	430	100	150	180
	II	140	150	180	220	220	250	310	80	110	140
	III	90	100	120	140	140	150	190	50	70	100
Torsión	I	90	100	120	140	150	180	220	60	90	90
	II	70	80	100	110	120	140	160	50	70	70
	III	50	60	75	90	80	90	110	30	50	50

I: carga estática. II carga variable (alternativa) entre cero y un valor máximo III: carga alternativa en el sentido de la fuerza (Fact. de seg.  $\sigma_s = \nu = 1,5 \dots 4$ )

Fuente: Prontuario de Metales, tercera edición. Jütz Hermann

## ANEXO 8

### TABLA DE CILINDROS DE SIMPLE EFECTO.

Capaci- dad del cilindro (tons)	Carrera (mm)	Número de orden	Capaci- dad de aceite (cu. cm)	A	B	C	D	E	F	H	J	K	Diám. Interior (mm)	Área efectiva del cilindro (sq. cm)	Presión interna a plena carga (bar)	Ton. mét. a 700 bar	Peso del producto (kg)
				Altura retráctil (mm)	Altura extendida (mm)	Diám. externo (mm)	Rosca del collar (In.)	Long. rosca del collar (mm)	Base a conexión (mm)	Diám vástago del pistón (mm)	Rosca interior del vástago y prof. (mm)	Proyección del vástago (mm)					
5	25.4	C51C	18.0	110.3	138	38.1	1 ½-16	28.6	19.1	25.4	¾-16 x 15.9	6.4	28.6	6.4	694	4.5	1.0
	82.6	C53C	52.4	165.1	248												1.5
	133.4	C55C	85.2	215.9	349												1.8
	184.2	C57C	118.0	273.1	457												2.3
	235.0	C59C	150.8	323.9	559												2.6
10	25.4	C101C	36.1	92.1	117	57.2	2 ¼-14	28.6	19.1	38.1	1-8 x 19.1	6.4	42.8	14.4	617	10.2	1.8
	54.0	C102C	78.7	120.7	175												2.3
	104.8	C104C	150.8	171.5	276												3.0
	155.6	C106C	224.5	247.7	403												4.3
	206.4	C108C	326.2	298.5	505												5.0
	257.2	C1010C	370.4	349.3	606												5.9
	308.0	C1012C	444.2	400.1	708												6.6
	358.8	C1014C	517.9	450.9	810												7.3
15	25.4	C151C	50.8	123.8	149	69.9	2 ¾-16	28.6	19.1	44.5	1-8 x 19.1	6.4	51.7	21	700	15	3.4
	54.0	C152C	109.8	149.2	203												4.0
	104.8	C154C	211.4	200.0	305												5.2
	155.6	C156C	314.7	271.4	427												6.9
	206.4	C158C	417.9	322.2	529												8.1
	257.2	C1510C	521.2	373.0	630												9.4
	308.0	C1512C	624.5	423.8	732												10.5
	358.8	C1514C	727.7	474.6	833												11.8
	406.4	C1516C	824.4	522.3	929												12.8

Fuente: Internet

## ANEXO 9

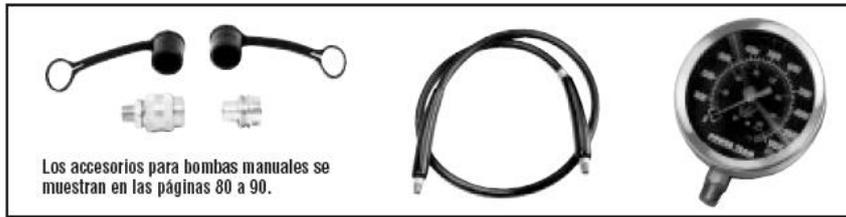
### CONJUNTO DE CILINDROS HIDRÁULICOS Y BOMBAS.

Cilindros Serie "C"											
Tipo de cilindro	Cap. del cilindro (ton.)	Carrera (mm)	No. de orden	Altura retráctil (mm)	Carreras manuales requeridas para extender completamente	No. de cilindro	No. de bomba	No. de manguera	No. de acoplador	Velocidad de la bomba	Peso del producto (kg)
Cilindro Serie "C"	5	133.4	RPS55	216	75	C55C	P12	9756	9798	Single	5.4
	10	54.0	RPS102**	121	32	C102C	P55				11.8
		155.6	RPS106**	248	93	C106C					14.5
		257.2	RPS1010**	349	154	C1010C					16.1
	15	104.8	RPS154**	200	81	C154C	P159				13.1
		406.4	RPS156**	522.3	300	C156C					12.8
	25	158.8	RPS256**	273	219	C256C	P460				19.3
		362.0	RPS2514**	476	285*	C2514C					28.4
	55	158.8	RPS556**	283	268*	C556C	Two				37.5
100	168.3	RPS1006	337	428*	C1006C	58.3					
Cilindros cortos											
Cilindro corto	30	61.9	RPS302**	117	61*	RSS302	P59	9756	9798	Two	18.1
	50	60.3	RPS552**	127	89*	RSS502					22.7
	100	57.2	RPS1002**	140	172*	RSS1002					36.7
Cilindros de agujero central											
Cil. de agu. central	20	76.2	RPS203H**	154	80	RH203	P55	9756	9798	Single	18.3
Cilindros de aluminio para levantamiento											
Alum.	55	155.6	RPS556A**	273	262*	RA556	P159	9756	9798	Two	21.3

Fuente: Internet

## ANEXO 10

### TABLA DE BOMBAS MANUALES HIDRÁULICAS



**Bombas manuales  
hidráulicas de  
Power Team**

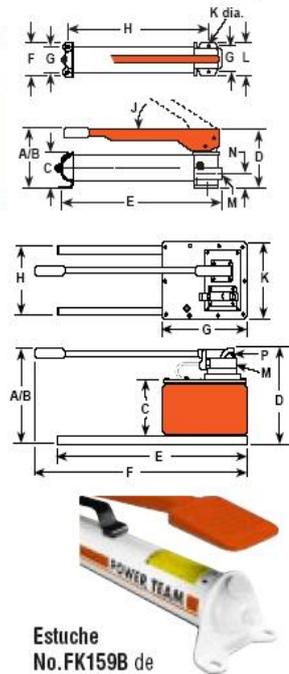
#### DIMENSIONES (mm)

Bomba No.	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	
P12	102	—	—	102	343	85.7	55.5	—	45°	4.7	85.9	—	28.6	—	
P19	140	371	73.0	116	348	101.6	82.6	281	53°	7.9	101.6	3/8" NPTF	35.7		
P23	159	330	88.9	141	346	108.0		262	38°		120.7		41.3		
P55	165	533		584	502			514			—		114.3		42.9
P59	178	425	127	152	591	98.4	76.2	502	39°	95.3	57.2	—	1/4" NPTF		
P59F	89														89
P157/ P159	197	521	123.8	175	578	98.4	76.2	502	39°	241.3	—	—	—		—
P300	210	533	114.3		575	215.9	190.5 76.2	526							
P460	283	787	171.5	289	610	743.0	279.4	229	80°	241.3	—	—	—		1/4" NPTF

#### INFORMACIÓN PARA HACER PEDIDOS

Vea la lista actual de precios para conocer los pesos de flete.

Para uso con	No. de orden	Etapas	Volumen y presión				Esfuerzo de la manivela (kg)	Depósito		Orificio de aceite	Peso del producto (kg)
			Volumen por cámara (cu. cm)		Presión máxima (bar)			Cap. de aceite (cu. cm)	Cap. de aceite utilizable (cu. cm)		
			LP	HP	LP	HP					
Single-Acting Cylinders (Pump includes 2-Way Valve)	P12	1	-	1.1	-	700	34.0	197	148	3/8" NPTF	2.6
	P19	2	5	1.5	22	700	44.7	400	328		3
	P23	1	-	2.6	-	200	31.8	390	333		5.4
	P55		700	65.8	901	738	7.2				
	P59	2	10.8	2.6	22	700	63.5	2491	2245		7.8
	P59F		9.0	2.1	54.5	6.4					
	P157	2	10.7	2.6	97	700	63.5	5.7 liters	5081		11.8
	P159		42.6	2.6	25.1						
	P300		120.5	4.6	40.8	9.5 liters					7539
Double-Acting Cylinders (Pump includes 4-Way Valve)	P157D	2	10.7	2.6	97	700	63.5	2491	2245	13.1	
	P159D		42.6	2.6	22	700				12.7	
	P300D		5.7 liters	5081	25.9						
	P460D		120.5	4.6	40.8	9.5 liters				7539	26.3

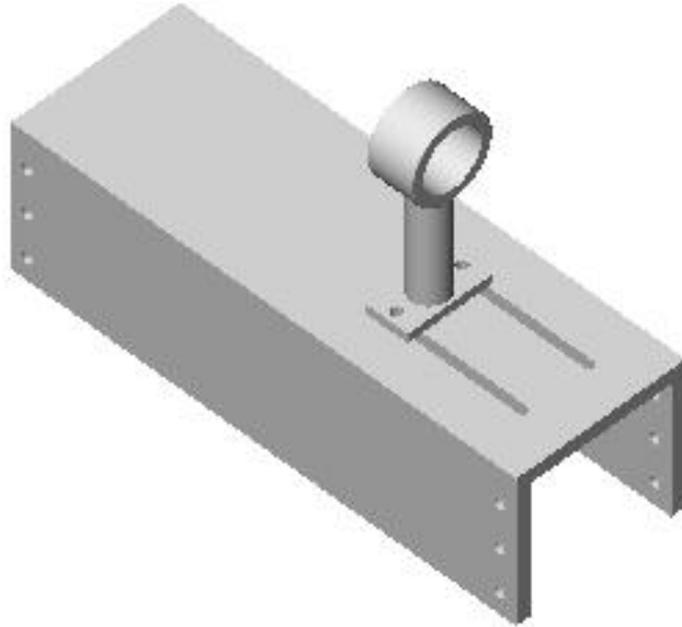


**Estuche No. FK159B** de conversión a bomba de pedal para uso con bombas P157/159 y P300/P300D. 2.7 kg.

**Estuche No. FK59** de conversión a bomba de pedal para uso con bombas P55/P59. (No se muestra). 2.7 kg.

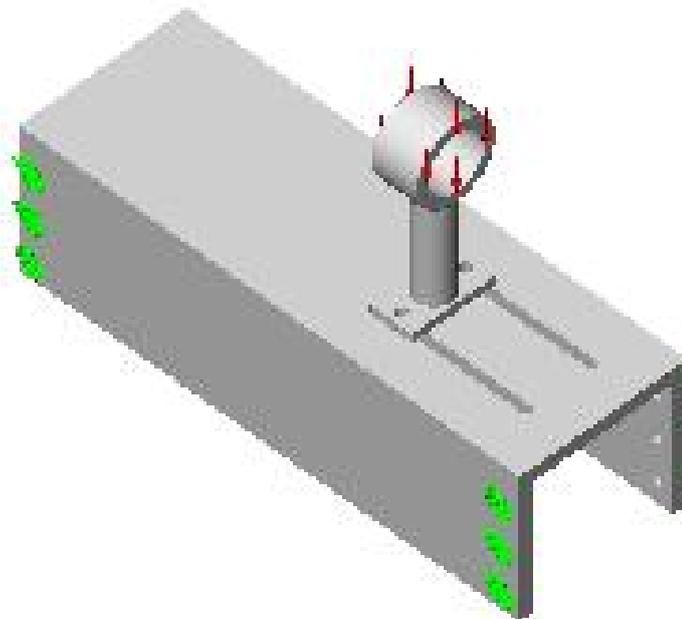
## ANEXO 11

ESQUEMA UTILIZADO PARA EL ANÁLISIS DE LA MESA MEDIANTE LA UTILIZACIÓN DEL SOFTWARE COSMOS



## ANEXO 12

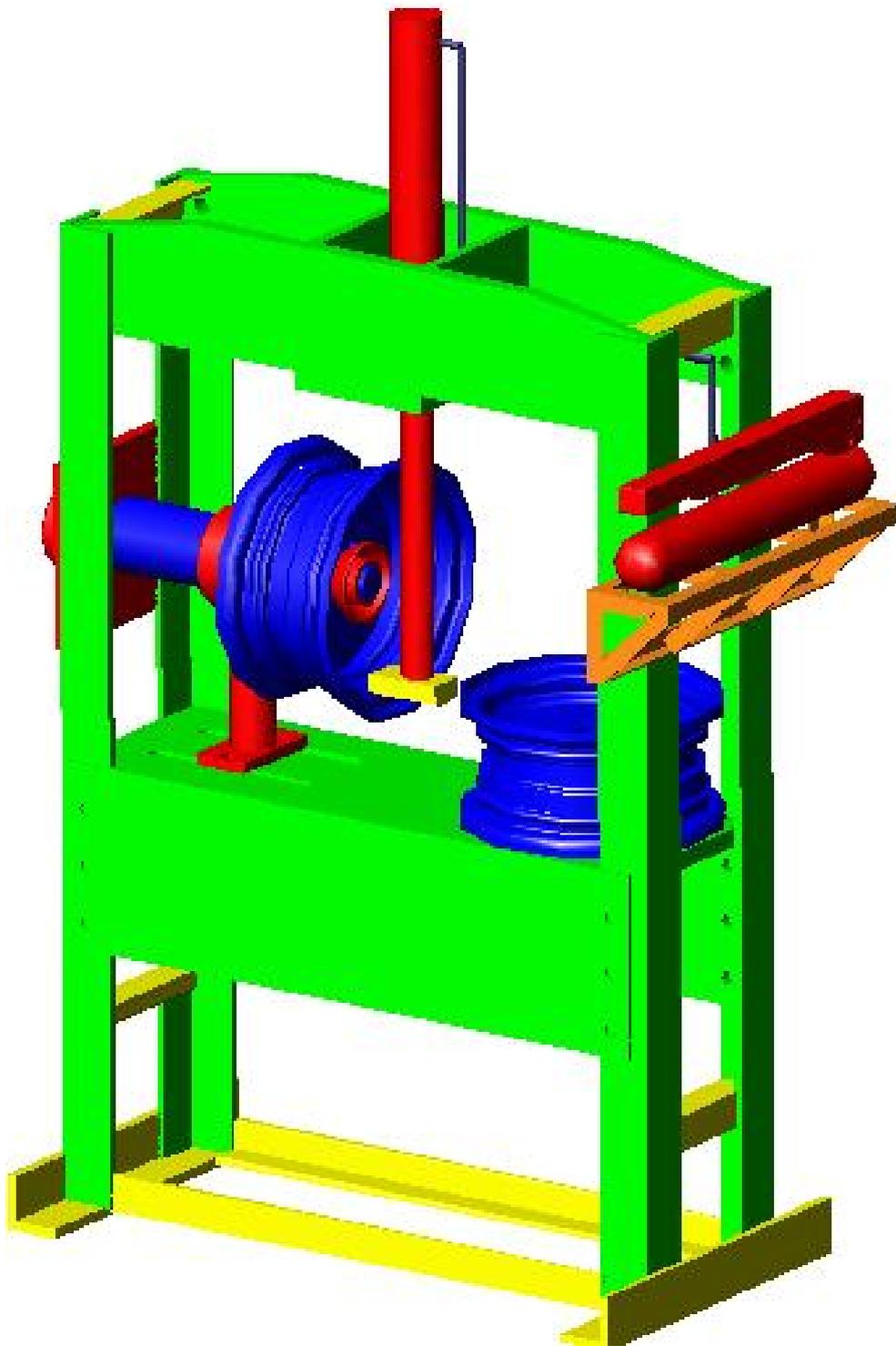
ESQUEMA DE APLICACIÓN DE LAS RESTRICCIONES Y CARGAS PARA LA MESA



Fuente: Investigación Directa

**ANEXO 13**

**ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA OLEOHIDRÁULICA PARA EL ENDEREZADO DE AROS DE VEHÍCULOS LIVIANOS**



Fuente: Investigación Directa